

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: Konstruování strojů a technických zařízení  
Studijní specializace: Konstruování vozidel a manipulačních zařízení

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

Optimalizace návrhu interiérových model  
s využitím nových materiálů a technologií

Autor: Bc. Martin STEJSKAL  
Vedoucí práce: Ing. František SEDLÁČEK, Ph.D.

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2022/2023

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin STEJSKAL**  
Osobní číslo: **S21N0064P**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování vozidel a manipulačních zařízení**  
Téma práce: **Optimalizace návrhu interiérových madel s využitím nových materiálů a technologií**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Zásady pro vypracování:

Cílem diplomové práce je navrhnout základní metodiku pro řešení madel v interiéru kolejového vozidla za využití MKP výpočtového modelu podle ČSN EN 12 663. Bude provedena rešerše současného stavu na stejném typu kolejového vozidla. Na základě již existujícího řešení se vytvoří MKP výpočtový model. V rámci nových řešení se použijí varianty konvenční i nekonvenční. Bude proveden návrh a určení šroubových spojů. Jednotlivé varianty budou vyhodnoceny a vzájemně porovnány. Návrh bude doplněn o základní technickou dokumentaci.

Osnova práce:

1. Specifikace požadavků
2. Rešerše současného stavu
3. Vytvoření MKP výpočtového modelu
4. Navržení a optimalizace nových řešení
5. Vypracování základní technické dokumentace
6. Závěr, zhodnocení

Konzultant: Ing. Jaroslav Brodský, Ing. Jan Hanuš – ŠKODA TRANSPORTATION a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. Kolejová vozidla II. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [2] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7.
- [3] LATA, Michael. Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [4] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. Pozemní dopravní prostředky. Praha: ČVUT, 1996. ISBN 80-01-01475-4.
- [5] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [6] ŠVEJNOCH, Vladimír. Teorie kolejových vozidel. Praha: ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00622-0.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. František Sedláček, Ph.D.**  
Regionální technologický institut

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**  
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

---

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, Ing. Františkovi Sedláčkovi, Ph.D. z Regionálního technologického institutu, za odborné vedení, poskytnutí cenných rad i připomínek, ochotu a trpělivost po celou dobu naší spolupráce.

Další poděkování patří zadavateli Ing. Jaroslavovi Brodskému ze společnosti Škoda Transportation, a.s., který mi vyšel vstříc při výběru tématu a nechal volnou ruku při vypracování. Zároveň děkuji svému konzultantovi Ing. Janovi Hanušovi a dalším kolegům ze stejnojmenné společnosti za poskytnutí odborných konzultací a předání velkého množství znalostí plynoucích z mnohaleté praxe.

Závěrem děkuji celé své rodině za veškerou podporu, trpělivost a pochopení při studiu.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Stejskal, Bc.	<b>Jméno</b> Martin		
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení			
<b>VEDOUČÍ</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Sedláček, Ing., Ph.D.	<b>Jméno</b> František		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU – FST – KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Optimalizace návrhu interiérových madel s využitím nových materiálů a technologií			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	konstruování strojů	<b>ROK ODEVZD.</b>	2023
----------------	---------	----------------	------------------------	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	200	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	180	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	20
---------------	-----	-------------------------	-----	--------------------------	----

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b> <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL, POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	Diplomová práce se zabývá optimalizací návrhu interiérového madla pro koncepční studii elektrické jednotky za využití virtuálního prototypingu a numerických simulací pomocí řešiče NX Nastran 2019.2 v souladu s ČSN EN 12663-1+A1. Pro strukturální optimalizaci bylo využito pokročilých metod na bázi iteračních výpočtů, zatímco samotný návrh se zabýval použitím konvenčních i nekonvenčních materiálů a nových technologií. Práce zároveň představuje základní metodiku procesu návrhu a optimalizace prvků vnitřních zádržných systémů, jejíž platnost potvrzují dosažené výsledky.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b> <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	kolejová vozidla, zádržné systémy, interiérová madla, kompozitní materiály, metoda konečných prvků, strukturální optimalizace, numerická simulace, citlivostní analýza

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Stejskal, Bc.	<b>Name</b> Martin	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 Design Engineering of Machines and Technical Devices		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Sedláček, Ing., Ph.D.	<b>Name</b> František	
<b>INSTITUTION</b>	UWB – FME – DMD		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design optimization of interior handrails using new materials and technologies		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2023
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and equivalents of A4)

<b>TOTALLY</b>	200	<b>TEXT PART</b>	180	<b>GRAPHICAL PART</b>	20
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Diploma thesis deals with the design optimization of interior handrails for a conceptual study of an electric multiple unit with the use of virtual prototyping and numerical simulations using the NX Nastran 2019.2 solver in compliance with ČSN EN 12663-1+A1. Advanced methods based on iterative calculations were used for structural optimization, while the design itself dealt with the use of conventional and unconventional materials and new technologies. Thesis also presents a basic methodology of the process of design and optimization of elements of internal restraint systems, the validity of which is confirmed by the results achieved.
<b>KEY WORDS</b>	railway vehicles, restraint systems, interior handrails, composite materials, finite element method, structural optimization, numerical simulation, sensitivity analysis

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>1</b>
1.1	Specifikace zadání	2
1.2	Problematika interiérových madel	3
1.3	Dílčí cíle diplomové práce	3
<b>2</b>	<b>Definice interiérových madel</b>	<b>4</b>
2.1	Obecný popis konstrukce interiérových madel	4
2.1.1	Konstrukční popis zádržných tyčí	6
2.1.2	Konstrukční popis nosných a kotevních prvků	7
2.2	Návaznost interiérových madel na navazující systémy	8
2.2.1	Specifikace vazeb interiérových madel v rámci vozidla	8
2.2.2	Specifikace vazeb interiérových madel mimo vozidlo	15
2.3	Legislativní požadavky na vnitřní zádržné systémy	18
2.3.1	Přehled relevantních norem, předpisů a vyhlášek	19
2.3.2	Evropská norma ČSN EN 12663-1+A1	20
2.3.3	Vyhláška UIC 566	22
2.3.4	Britská norma GM/RT2100	24
2.4	Patentová rešerše v oblasti interiérových madel	25
2.4.1	Patent ustavení interiérového madla do stropu	25
2.4.2	Patent výškově nastavitelného kotevního prvku	26
2.4.3	Patent bimateriálového interiérového madla	27
2.4.4	Patent interiérového madla s integrovanou dezinfekcí	28
<b>3</b>	<b>Rešerše soudobé používané techniky</b>	<b>29</b>
3.1	Elektrická jednotka Škoda RegioPanter 20Ev	29
3.1.1	Technické parametry jednotky RegioPanter 20Ev	29
3.1.2	Popis řešení interiérových madel v jednotce RegioPanter 20Ev	30
3.2	Hybridní jednotka Siemens Mireo Plus B	32
3.2.1	Technické parametry jednotky Mireo Plus B	32
3.2.2	Popis řešení interiérových madel v jednotce Mireo Plus B	33
3.3	Vodíková jednotka Alstom Coradia iLint	35
3.3.1	Technické parametry jednotky Coradia iLint	35
3.3.2	Popis řešení interiérových madel v jednotce Coradia iLint	36
3.4	Shrnutí rešerše soudobé používané techniky	38
<b>4</b>	<b>Stávající řešení zástěny s madlem</b>	<b>39</b>
4.1	Popis konstrukce stávajícího řešení	39
4.1.1	Stávající řešení interiérového madla	40
4.1.2	Stávající řešení panelu zástěny	42
4.2	Strukturální analýza stávajícího řešení	46
4.2.1	Konečno-prvkový model a okrajové podmínky stávajícího řešení	46
4.2.2	Numerická simulace stávajícího řešení	55
4.3	Citlivost stávajícího řešení na integraci přídatných zařízení	71
4.4	Optimalizační potenciál stávajícího řešení	73



<b>5</b>	<b>Návrh optimalizovaného řešení zástěny s madlem</b>	74
5.1	Specifikace požadavků na optimalizaci	74
5.2	Optimalizace návrhu zádržné tyče za využití geometrické optimalizace	75
5.2.1	Definice parametrů madla vstupujících do geometrické optimalizace	76
5.2.2	Návrh optimalizovaného řešení madla z konvenčních materiálů	82
5.2.3	Návrh optimalizovaného řešení madla s alternativními průřezy	89
5.2.4	Návrh optimalizovaného řešení madla z kompozitních materiálů	98
5.2.5	Shrnutí navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče	115
5.3	Optimalizace návrhu kotevních prvků za využití topologické optimalizace	118
5.3.1	Návrh optimalizovaného řešení dolní patky	119
5.3.2	Návrh optimalizovaného řešení horní příruby s výztuhou	133
5.3.3	Návrh optimalizovaného řešení horního držáku	142
5.3.4	Návrh optimalizovaného řešení úchytů zástěny	148
5.3.5	Shrnutí navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků	154
5.4	Integrace dílčích optimalizovaných řešení do sestavy zástěny s madlem	157
<b>6</b>	<b>Souhrnná verifikace optimalizovaného řešení zástěny s madlem</b>	158
6.1	Verifikace konstrukce optimalizovaného řešení za využití strukturální analýzy	158
6.2	Návrh a kontrola šroubových spojů optimalizovaného řešení	169
<b>7</b>	<b>Navržený proces optimalizace</b>	171
<b>8</b>	<b>Závěr a shrnutí</b>	173
	<b>Seznam použité literatury</b>	176
<b>A</b>	<b>Kód pro analytický výpočet matice tuhosti kompozitu za využití softwaru MathWorks MATLAB® verze R2022a</b>	I
<b>B</b>	<b>Základní výkresová dokumentace optimalizované zástěny s madlem</b>	XII

## Přehled použitých zkratek a symbolů

<b>zkratka</b>	<b>význam</b>
BLF	Buckling Load Factor (součinitel ztráty stability)
BS	British Standard (Britská technická norma)
CEN	Comité Européen de Normalisation (Evropský výbor pro normalizaci)
CF	Carbon Fibre (uhlíkové vlákno)
ČD	České dráhy, a.s.
ČSN	Česká technická norma
DC	Direct Current (stejnoseměrný proud)
DH	Držák horní
DIN	Deutsches Institut für Normung (Německý institut pro normalizaci)
DVS	Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren (Německá asociace pro svařování a související postupy)
ECE	Economic Commission for Europe (Evropská hospodářská komise)
EHK	Evropská hospodářská komise
EMU	Electric Multiple Unit (elektrická jednotka)
EN	Evropská technická norma
ERA	European Union Agency for Railways (Evropská agentura pro železnice)
FCIL	Fire Certificate Inventory List (seznam inventáře požárních osvědčení)
FI	Failure Index (index porušení)
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau (Výzkumná rada strojního inženýrství)
GRDPNT	Grid Point (parametr v řešiči Nastran)
HIC	Head Injury Criteria (kritéria poranění hlavy)
HMH	Huber, von Mises, Hencky
IEC	International Electrotechnical Commission (Mezinárodní elektrotechnická komise)
ISO	International Organization for Standardization (Mezinárodní organizace pro normalizaci)
K	Konstrukce
LOC&PAS	Locomotives and Passenger Rolling Stock (Lokomotivy a osobní kolejová vozidla)
MJF	Multi Jet Fusion (technologie 3D tisku)
MKP	Metoda konečných prvků
NF	Norme Française (Francouzská technická norma)

---

<b>zkratka</b>	<b>význam</b>
OSN	Organizace spojených národů
PB	Patka boční
PD	Patka dolní
PH	Příruba horní s výztuhou
RAMP	Rational Approximation of Material Properties (racionální aproximace strukturálních vlastností)
RAMS	Risk Assessment Method Statement (prohlášení o metodě posuzování rizik)
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization (pevná izotropní struktura s penalizací střední hustoty)
SOL	Solution (řešení)
SM	Standard Modulus (standardně-modulární)
SWEG	Südwestdeutsche Landesverkehrs (Jihozápadní německá dopravní společnost)
TO	Topologická optimalizace
TSI	Technical Specifications for Interoperability (Technická specifikace pro interoperabilitu)
UD	Unidirectional (jednosměrný)
UHP	Úchyt horní a protikus
UIC	Union Internationale des Chemins de fer (Mezinárodní železniční unie)
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe (Evropská hospodářská komise OSN)
UNIFE	Union des Industries Ferroviaires Européennes (Asociace evropského železničního průmyslu)
UZ	Úchyty zástěny
VDI	Verein Deutscher Ingenieure (Sdružení německých inženýrů)

---

symbol	význam	jednotka
$a$	délka hlavní poloosy elipsy	mm
$a_x$	zrychlení v podélném směru	$m \cdot s^{-2}$
$a_y$	zrychlení v příčném směru	$m \cdot s^{-2}$
$a_z$	zrychlení ve svislém směru	$m \cdot s^{-2}$
<b>A</b>	matice tahové tuhosti kompozitu	$N \cdot m^{-1}$
$b$	délka vedlejší poloosy elipsy	mm
$BLF$	součinitel ztráty stability	–
<b>B</b>	matice vazební tuhosti kompozitu	N
$c$	konstanta zohledňující polohu ve voze	–
$c_e$	poměr poloos elipsy	–
$d_2$	střední průměr závitu	mm
$d_3$	malý průměr závitu	mm
$d_s$	střední průměr podložky	mm
$D$	vnější průměr zádržné tyče	mm
<b>D</b>	matice ohybové tuhosti kompozitu	$N \cdot m$
$E$	modul pružnosti materiálu v tahu	GPa
$E_1$	modul pružnosti materiálu v tahu ve směru 11	GPa
$E_2$	modul pružnosti materiálu v tahu ve směru 22	GPa
$E_3$	modul pružnosti materiálu v tahu ve směru 33	GPa
$f$	vlastní frekvence	Hz
$f_m$	součinitel tření pod maticí	–
$f_s$	součinitel tření na rozhraní spojovaných součástí	–
$f_z$	součinitel tření v závitu	–
$F$	zatěžovací síla	N
$F_A$	zatěžovací síla působící v ose šroubu	N
$F_{krit}$	kritická síla	N
$F_{omin}$	minimální osová síla ve šroubovém spoji	N
$F_R$	zatěžovací síla působící kolmo na osu šroubu	N
$F_u$	nominální předpínací síla šroubového spoje	kN
$F_{u max}$	maximální předpínací síla šroubového spoje	kN
$F_{u min}$	minimální předpínací síla šroubového spoje	kN
$FI$	index porušení	–
$g$	tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$G$	modul pružnosti materiálu ve smyku	GPa
$G_{12}$	modul pružnosti materiálu ve smyku v rovině 12	GPa
$G_{13}$	modul pružnosti materiálu ve smyku v rovině 13	GPa
$G_2$	modul pružnosti materiálu ve smyku v rovině 23	GPa
$h$	tloušťka vrstvy kompozitu	mm
$HIC$	kritérium poranění hlavy	–
$i_p$	počet hran polygonu	–
$k$	číslo vrstvy kompozitu (od povrchu)	–
$k_u$	součinitel předpnutí šroubového spoje	–

symbol	význam	jednotka
$k_x(-x)$	tuhost ve (proti) směru osy $x$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
$k_y(-y)$	tuhost ve (proti) směru osy $y$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
$k_z(-z)$	tuhost ve (proti) směru osy $z$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
$\mathbf{k}$	matice tuhosti	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
$l$	délka nosníku	mm
$L_c$	vypočtené zatížení	N
$L_{cb}$	kritické deformační zatížení	N
$m$	hmotnost	kg
$M_k$	krouticí moment	$\text{N} \cdot \text{m}$
$M_u$	nominální utahovací moment šroubového spoje	$\text{N} \cdot \text{m}$
$M_{u\max}$	maximální utahovací moment šroubového spoje	$\text{N} \cdot \text{m}$
$M_{u\min}$	minimální utahovací moment šroubového spoje	$\text{N} \cdot \text{m}$
$\mathbf{m}$	matice hmotnosti	kg
$n$	celkový počet vrstev laminátu	–
$p_i$	pseudohustota $i$ -tého elementu	–
$\mathbf{Q}$	redukováná matice mimo-osové tuhosti kompozitu	MPa
$R$	poloměr ohybu zádržné tyče	mm
$R_d$	napětí stanovené výpočtem či zkouškou	MPa
$R_e$	napětí na mezi kluzu materiálu	MPa
$R_m$	napětí na mezi pevnosti materiálu	MPa
$R_L$	přípustné napětí	MPa
$s$	stoupání závitu	mm
$S$	obecný součinitel bezpečnosti	–
$S_1$	součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu	–
$S_{12}$	mez pevnosti vláken ve smyku v rovině 12	MPa
$S_{13}$	mez pevnosti vláken ve smyku v rovině 13	MPa
$S_2$	součinitel bezpečnosti vůči mezi pevnosti	–
$S_{23}$	mez pevnosti vláken ve smyku v rovině 23	MPa
$S_3$	součinitel bezpečnosti vůči nestabilitě	–
$S_e$	plocha elipsy	$\text{mm}^2$
$S_j$	plocha průřezu jádra šroubu	$\text{mm}^2$
$S_k$	plocha kružnice	$\text{mm}^2$
$t$	tloušťka stěny zádržné tyče	mm
$u$	posunutí	mm
$U$	součinitel využití prvku	–
$V_f$	objemový podíl výztuže kompozitu	–
$V_m$	objemový podíl matrice kompozitu	–
$W_k$	modul průřezu v krutu	$\text{mm}^3$
$X^C$	mez pevnosti vláken v tlaku ve směru 11	MPa
$X^T$	mez pevnosti vláken v tahu ve směru 11	MPa
$\mathbf{x}$	vektor vychylek	mm
$\ddot{\mathbf{x}}$	vektor zrychlení	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

symbol	význam	jednotka
$Y^C$	mez pevnosti vláken v tlaku ve směru 22	MPa
$Y^T$	mez pevnosti vláken v tahu ve směru 22	MPa
$Z^C$	mez pevnosti vláken v tlaku ve směru 33	MPa
$Z^T$	mez pevnosti vláken v tahu ve směru 33	MPa
$\gamma$	úhel stoupání závitů	rad
$\delta$	odlehčení	–
$\Delta_1$	svislé rozpětí zádržné tyče	mm
$\Delta_2$	příčné rozpětí zádržné tyče	mm
$\varepsilon$	poměrné přetvoření	–
$\Theta$	úhel natočení vláken	rad
$\mu$	Poissonovo číslo materiálu	–
$\mu_{12}$	Poissonovo číslo materiálu v rovině 12	–
$\mu_{13}$	Poissonovo číslo materiálu v rovině 13	–
$\mu_{23}$	Poissonovo číslo materiálu v rovině 23	–
$\rho$	hustota materiálu	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\sigma_1$	normálové napětí kompozitu ve směru 11	MPa
$\sigma_2$	normálové napětí kompozitu ve směru 22	MPa
$\sigma_c$	vypočtené napětí	MPa
$\sigma_{cb}$	kritické deformační napětí	MPa
$\sigma_D$	dovolené napětí	MPa
$\sigma_o$	osové napětí od utahovacího momentu	MPa
$\sigma_{red}$	redukované napětí	MPa
$\sigma_u$	tahové napětí od předpnutí	MPa
$\tau_{12}$	tečné napětí kompozitu v rovině 12	MPa
$\tau_k$	napětí při namáhání na krut	MPa
$\varphi'$	třecí úhel v závitů	rad

## Seznam obrázků

Obr. 1-1	Stávající zástěna s madlem v koncepční studii elektrické jednotky [1] . . .	2
Obr. 2-1	Ukázka uspořádání interiéru velkoprostorového vozu [4] . . . . .	5
Obr. 2-2	Ukázka uspořádání interiéru oddílového vozu [5] . . . . .	5
Obr. 2-3	Ukázka propojení madel pomocí dvojité <i>T</i> -spojky ( <i>foto autor</i> ) . . . . .	5
Obr. 2-4	Ukázka barevné kompozice interiéru s ocelovými madly [6] . . . . .	6
Obr. 2-5	Ukázka barevné kompozice interiéru s nerezovými madly [7] . . . . .	6
Obr. 2-6	Ukázka pohledových nosných a kotevních prvků ( <i>foto autor</i> ) . . . . .	7
Obr. 2-7	Ukázka nepohledových nosných a kotevních prvků ( <i>foto autor</i> ) . . . . .	7
Obr. 2-8	Ukázka diferenciální hrubé stavby vozové skříně [8] . . . . .	9
Obr. 2-9	Ukázka integrální hrubé stavby vozové skříně [8] . . . . .	9
Obr. 2-10	Ukázka madel integrovaných do obložení v nástupním prostoru [9] . . .	11
Obr. 2-11	Ukázka madel ustavených do obložení WC modulu ( <i>foto autor</i> ) . . . . .	11
Obr. 2-12	Ukázka zástěny oddělující nástupní prostor od prostoru pro cestující [10]	13
Obr. 2-13	Souřadnicový systém vozové skříně dle ČSN EN 12663-1+A1 [12] . . . . .	20
Obr. 2-14	Přibližné zatížení madla od stojícího cestujícího dle UIC 566 [13] . . . . .	23
Obr. 2-15	Přibližné zatížení madla od cestujícího při sevření ruky dle UIC 566 [13]	23
Obr. 2-16	Schematický řez ustavením interiérového madla do stropu [28] . . . . .	25
Obr. 2-17	Schematický řez výškově nastavitelným kotevním prvkem [29] . . . . .	26
Obr. 2-18	Pohled shora (nahore) a řez (dole) bimateriálovým madlem [30] . . . . .	27
Obr. 2-19	Schematický řez interiérovým madlem s integrovanou dezinfekcí [31] . .	28
Obr. 3-1	Elektrická jednotka Škoda RegioPanter 20Ev [32] . . . . .	29
Obr. 3-2	Nástupní prostor elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [34] . . . . .	30
Obr. 3-3	Uspořádání interiéru elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [35] .	31
Obr. 3-4	Interiérová madla elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [35] . . . . .	31
Obr. 3-5	Hybridní jednotka Siemens Mireo Plus B [37] . . . . .	32
Obr. 3-6	Nástupní prostor hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38] . . . . .	33
Obr. 3-7	Uspořádání interiéru hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38] . . . . .	34
Obr. 3-8	Interiérová madla hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38] . . . . .	34
Obr. 3-9	Vodíková jednotka Alstom Coradia iLint [39] . . . . .	35
Obr. 3-10	Nástupní prostor vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41] . . . . .	36
Obr. 3-11	Uspořádání interiéru vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41] . . . . .	37
Obr. 3-12	Interiérová madla vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41] . . . . .	37
Obr. 4-1	Stávající zástěna ve směru (nalevo) a kolmo na směr jízdy (napravo) . .	39
Obr. 4-2	Stávající madlo ve směru (nalevo) a kolmo na směr jízdy (napravo) . . .	40
Obr. 4-3	Detail kotvení stávajícího madla v dolní části . . . . .	41
Obr. 4-4	Detail kotvení stávajícího madla v horní části . . . . .	41
Obr. 4-5	Stávající panel zástěny ve směru jízdy . . . . .	42
Obr. 4-6	Schematický řez stávajícím sendvičovým panelem . . . . .	42
Obr. 4-7	Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v dolní části . . . . .	43
Obr. 4-8	Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v horní části . . . . .	43
Obr. 4-9	Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v boční části . . . . .	44
Obr. 4-10	Detail ustavení stávajícího skelného panelu v sendvičovém panelu . . . . .	45
Obr. 4-11	Detail ustavení stávajícího skelného panelu k interiérovému madlu . . . . .	45
Obr. 4-12	Vstupní geometrie stávajícího řešení . . . . .	47
Obr. 4-13	Diskretizovaný model stávajícího řešení . . . . .	47
Obr. 4-14	Detail spojení sešitím v MKP modelu stávajícího řešení . . . . .	50

Obr. 4-15	Detail náhrady šroubového spoje v MKP modelu stávajícího řešení . . .	50
Obr. 4-16	Detail působíště zatížení v MKP modelu stávajícího řešení . . . . .	50
Obr. 4-17	Detail ustavení v MKP modelu stávajícího řešení . . . . .	50
Obr. 4-18	Konečno-prvkový model stávajícího řešení s okrajovými podmínkami v plném (nalevo) a drátovém (napravo) zobrazení . . . . .	54
Obr. 4-19	Vliv přesnosti diskretizace na výpočetní náročnost . . . . .	56
Obr. 4-20	Vliv přesnosti diskretizace na dílčí hmotnosti . . . . .	57
Obr. 4-21	Vliv přesnosti diskretizace na výsledné tuhosti . . . . .	57
Obr. 4-22	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) stávající zádržné tyče . . . . .	60
Obr. 4-23	Průběh redukováného napětí stávající dolní patky . . . . .	61
Obr. 4-24	Průběh posunutí stávající dolní patky . . . . .	62
Obr. 4-25	Průběh redukováného napětí stávající horní příruby . . . . .	63
Obr. 4-26	Průběh posunutí stávající horní příruby . . . . .	63
Obr. 4-27	Průběh redukováného napětí stávajícího horního držáku . . . . .	64
Obr. 4-28	Průběh posunutí stávajícího horního držáku . . . . .	64
Obr. 4-29	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) stávajících úchytů zástěny . . . . .	66
Obr. 4-30	První vlastní tvar kmitu stávající zástěny (nalevo) a madla (napravo) . .	68
Obr. 4-31	Schematické zobrazení základních případů vzpěru dle způsobu uložení .	69
Obr. 4-32	Schematické zobrazení otvorů v zádržné tyči pro tlačítko (nalevo) a validátor (napravo) . . . . .	71
Obr. 4-33	Vliv otvorů tlačítka v madle na výsledné tuhosti . . . . .	72
Obr. 5-1	Schematické znázornění parametrizace zádržné tyče . . . . .	76
Obr. 5-2	Ukázka diskretizovaného modelu při změně parametrů zádržné tyče na minimální (nalevo) a maximální (napravo) hodnoty z intervalů . . . . .	77
Obr. 5-3	Vliv vnějšího průměru madla na výsledné hodnoty . . . . .	78
Obr. 5-4	Vliv tloušťky stěny madla na výsledné hodnoty . . . . .	79
Obr. 5-5	Vliv ohybového poloměru madla na výsledné hodnoty . . . . .	79
Obr. 5-6	Vliv svislého rozpětí madla na výsledné hodnoty . . . . .	81
Obr. 5-7	Vliv příčného rozpětí madla na výsledné hodnoty . . . . .	81
Obr. 5-8	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) prvního návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	84
Obr. 5-9	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) třetího návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	87
Obr. 5-10	Vliv poměru poloos eliptické části madla na výsledné tuhosti . . . . .	90
Obr. 5-11	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) pátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	92
Obr. 5-12	Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	95
Obr. 5-13	Schematické znázornění parametrizace zádržné tyče s polygonálním průřezem . . . . .	96
Obr. 5-14	Vliv počtu hran polygonálního madla na výsledné hodnoty . . . . .	97
Obr. 5-15	Materiálová orientace tenkostěnné trubky vyráběné navíjením vláken [49]	100
Obr. 5-16	Průběh normálových napětí ve směru 11 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo), první (uprostřed) a třetí (napravo) vrstvu dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	105



Obr. 5-17	Průběh normálových napětí ve směru 22 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	106
Obr. 5-18	Průběh tečných napětí v rovině 12 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	107
Obr. 5-19	Průběh indexu porušení pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a posunutí (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	108
Obr. 5-20	Průběh normálových napětí ve směru 11 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a čtvrtou vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	111
Obr. 5-21	Průběh normálových napětí ve směru 22 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	112
Obr. 5-22	Průběh tečných napětí v rovině 12 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a druhou vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	113
Obr. 5-23	Průběh indexu porušení pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a posunutí (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky . . . . .	114
Obr. 5-24	Znázornění optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu dolní patky s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole) . . . . .	120
Obr. 5-25	Výsledná struktura první topologické optimalizace dolní patky . . . . .	121
Obr. 5-26	Výsledná struktura druhé topologické optimalizace dolní patky . . . . .	121
Obr. 5-27	Výsledná struktura třetí topologické optimalizace dolní patky . . . . .	122
Obr. 5-28	Výsledná struktura čtvrté topologické optimalizace dolní patky . . . . .	123
Obr. 5-29	Nejvíce odlehčená struktura čtvrté topologické optimalizace dolní patky . . . . .	123
Obr. 5-30	První návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole) . . . . .	124
Obr. 5-31	Předpokládaný postup obrábění optimalizované dolní patky . . . . .	125
Obr. 5-32	Druhý návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole) . . . . .	126
Obr. 5-33	Třetí návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole) . . . . .	127
Obr. 5-34	Čtvrtý návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole) . . . . .	127
Obr. 5-35	Průběh redukovaného napětí druhého návrhu optimalizované dolní patky při pohledu shora (nahore) a zdola (dole) . . . . .	129
Obr. 5-36	Průběh redukovaného napětí pátého návrhu optimalizované dolní patky při pohledu shora (nahore) a zdola (dole) . . . . .	131
Obr. 5-37	Znázornění prvního optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horní příruby s výztuhou s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole) . . . . .	134
Obr. 5-38	Znázornění druhého optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horní příruby s výztuhou s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole) . . . . .	135

Obr. 5-39	Výsledná struktura první topologické optimalizace horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole) . . . . .	136
Obr. 5-40	Výsledná struktura druhé topologické optimalizace horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole) . . . . .	137
Obr. 5-41	První návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole) . . . . .	138
Obr. 5-42	Druhý návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	139
Obr. 5-43	Třetí návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	139
Obr. 5-44	Průběh redukovaného napětí třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	141
Obr. 5-45	Znázornění optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horního držáku s okrajovými podmínkami (dole) . . . . .	142
Obr. 5-46	Výsledná struktura topologické optimalizace horního držáku . . . . .	143
Obr. 5-47	Nejvíce odlehčená struktura topologické optimalizace horního držáku . . . . .	143
Obr. 5-48	První návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku . . . . .	144
Obr. 5-49	Druhý návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku . . . . .	144
Obr. 5-50	Třetí návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku . . . . .	145
Obr. 5-51	Průběh redukovaného napětí prvního návrhu optimalizovaného horního držáku . . . . .	146
Obr. 5-52	Znázornění optimalizačního prostoru (nalevo) a konečno-prvkového modelu úchytů zástěny s okrajovými podmínkami (napravo) . . . . .	148
Obr. 5-53	Výsledné struktury topologické optimalizace úchytů zástěny . . . . .	149
Obr. 5-54	První návrh konstrukce optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	150
Obr. 5-55	Průběh redukovaného napětí druhého návrhu optimalizované boční patky (nalevo) a horního úchyty s protikusem (napravo) . . . . .	152
Obr. 6-1	Pokročilý konečno-prvkový model optimalizovaného řešení s okrajovými podmínkami v plném (nalevo) a drátovém (napravo) zobrazení . . . . .	159
Obr. 6-2	Průběh redukovaného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) optimalizované zádržné tyče . . . . .	162
Obr. 6-3	Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizované dolní patky . . . . .	163
Obr. 6-4	Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizované horní příruby . . . . .	164
Obr. 6-5	Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizovaného horního držáku . . . . .	165
Obr. 6-6	Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizovaného horního úchyty s protikusem . . . . .	166
Obr. 6-7	Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizované boční patky . . . . .	167
Obr. 6-8	První vlastní tvar kmitu optimalizované zástěny (nalevo) a madla (napravo) . . . . .	168
Obr. 7-1	Vývojový diagram navrženého procesu optimalizace . . . . .	172
Obr. 8-1	Ukázka výsledné struktury topologické optimalizace prvků kotvení zádržné trubky do stropní části hrubé stavby . . . . .	175

## Seznam tabulek

Tab. 2-1	Přehled vazeb a požadavků v rámci vozidla . . . . .	14
Tab. 2-2	Přehled vazeb a požadavků mimo vozidlo . . . . .	17
Tab. 2-3	Zrychlení vazeb kategorie P-II dle ČSN EN 12663-1+A1 [12] . . . . .	20
Tab. 2-4	Zrychlení komponent vozových skříní dle UIC 566 [13] . . . . .	22
Tab. 3-1	Technické parametry elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [32] . . . . .	29
Tab. 3-2	Technické parametry hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [36] . . . . .	32
Tab. 3-3	Technické parametry vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [40] . . . . .	35
Tab. 4-1	Shrnutí materiálových vlastností stávajícího řešení [1] . . . . .	48
Tab. 4-2	Shrnutí dovolených hodnot stávajícího řešení [1] . . . . .	48
Tab. 4-3	Mezní zatěžovací stavy zástěny s madlem dle ČSN EN 12663-1+A1 [12] . . . . .	51
Tab. 4-4	Shrnutí parametrů stávajících šroubových spojů [1] . . . . .	53
Tab. 4-5	Shrnutí výsledných teoretických předpnutí stávajících šroubových spojů . . . . .	53
Tab. 4-6	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností stávající zástěny s madlem . . . . .	58
Tab. 4-7	Shrnutí výsledků statické analýzy stávající zádržné tyče . . . . .	59
Tab. 4-8	Shrnutí výsledků statické analýzy stávající dolní patky . . . . .	61
Tab. 4-9	Shrnutí výsledků statické analýzy stávající horní příruby . . . . .	62
Tab. 4-10	Shrnutí výsledků statické analýzy stávajícího horního držáku . . . . .	64
Tab. 4-11	Shrnutí výsledků statické analýzy stávajícího horního úchyty . . . . .	65
Tab. 4-12	Shrnutí výsledků statické analýzy stávající boční patky . . . . .	65
Tab. 4-13	Shrnutí výsledků modální analýzy stávající zástěny s madlem . . . . .	68
Tab. 4-14	Shrnutí výsledků analýzy lineární ztráty stability stávající zástěny s madlem . . . . .	70
Tab. 5-1	Shrnutí parametrů prvního návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	83
Tab. 5-2	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	83
Tab. 5-3	Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	83
Tab. 5-4	Shrnutí materiálových parametrů konstrukční oceli S355J2 [46] . . . . .	85
Tab. 5-5	Shrnutí parametrů druhého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	85
Tab. 5-6	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností druhého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	85
Tab. 5-7	Shrnutí parametrů třetího návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	86
Tab. 5-8	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třetího návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	86
Tab. 5-9	Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	87
Tab. 5-10	Shrnutí materiálových parametrů hliníkové slitiny EN AW 6082-T6 [48] . . . . .	88
Tab. 5-11	Shrnutí parametrů čtvrtého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	88
Tab. 5-12	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	88
Tab. 5-13	Shrnutí parametrů pátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	91
Tab. 5-14	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	91
Tab. 5-15	Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	91
Tab. 5-16	Shrnutí parametrů šestého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	93

Tab. 5-17	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností šestého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	93
Tab. 5-18	Shrnutí parametrů sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	94
Tab. 5-19	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	94
Tab. 5-20	Shrnutí výsledků strukturální analýzy sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	94
Tab. 5-21	Shrnutí parametrů osmého a devátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	97
Tab. 5-22	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností osmého a devátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	97
Tab. 5-23	Shrnutí parametrů pohledové vrstvy laminátové zádržné tyče z prepregu GG200T . . . . .	99
Tab. 5-24	Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD E-Glass – Epoxy . . . . .	101
Tab. 5-25	Shrnutí parametrů desátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	101
Tab. 5-26	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností desátého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	101
Tab. 5-27	Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD S-Glass – Epoxy [50] . . . . .	102
Tab. 5-28	Shrnutí parametrů jedenáctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	102
Tab. 5-29	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností jedenáctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	102
Tab. 5-30	Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD Kevlar 49 <sup>TM</sup> – Epoxy [50] . . . . .	103
Tab. 5-31	Shrnutí parametrů dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	103
Tab. 5-32	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	104
Tab. 5-33	Shrnutí výsledků strukturální analýzy dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	105
Tab. 5-34	Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD SM CF – Epoxy . . . . .	109
Tab. 5-35	Shrnutí parametrů třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	109
Tab. 5-36	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	110
Tab. 5-37	Shrnutí výsledků strukturální analýzy třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče . . . . .	110
Tab. 5-38	Souhrnné hodnocení konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče . . . . .	115
Tab. 5-39	Shrnutí parametrů navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy . . . . .	116
Tab. 5-40	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy . . . . .	116
Tab. 5-41	Shrnutí výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy . . . . .	116
Tab. 5-42	Shrnutí parametrů navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů . . . . .	117
Tab. 5-43	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů . . . . .	117
Tab. 5-44	Shrnutí výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů . . . . .	117

Tab. 5-45	Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizované dolní patky . . . . .	127
Tab. 5-46	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až čtvrtého návrhu optimalizované dolní patky . . . . .	128
Tab. 5-47	Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního a druhého návrhu optimalizované dolní patky . . . . .	129
Tab. 5-48	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého a šestého návrhu optimalizované dolní patky . . . . .	130
Tab. 5-49	Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého návrhu optimalizované dolní patky . . . . .	130
Tab. 5-50	Shrnutí materiálových parametrů vybraných polymerních materiálů [53, 54, 55] . . . . .	132
Tab. 5-51	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností sedmého až devátého návrhu optimalizované dolní patky . . . . .	132
Tab. 5-52	Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	139
Tab. 5-53	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	140
Tab. 5-54	Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	140
Tab. 5-55	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého a pátého návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	141
Tab. 5-56	Shrnutí výsledků strukturální analýzy čtvrtého návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou . . . . .	141
Tab. 5-57	Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizovaného horního držáku . . . . .	145
Tab. 5-58	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až třetího návrhu optimalizovaného horního držáku . . . . .	146
Tab. 5-59	Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního návrhu optimalizovaného horního držáku . . . . .	146
Tab. 5-60	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého a pátého návrhu optimalizovaného horního držáku . . . . .	147
Tab. 5-61	Shrnutí výsledků strukturální analýzy čtvrtého návrhu optimalizovaného horního držáku . . . . .	147
Tab. 5-62	Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	150
Tab. 5-63	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního a druhého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	151
Tab. 5-64	Shrnutí výsledků strukturální analýzy druhého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	151
Tab. 5-65	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třetího a čtvrtého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	153
Tab. 5-66	Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího a čtvrtého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	153
Tab. 5-67	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého až sedmého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	153
Tab. 5-68	Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého až sedmého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny . . . . .	153

Tab. 5-69	Souhrnné hodnocení konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků zástěny s madlem . . . . .	155
Tab. 5-70	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností i výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků zástěny s madlem .	156
Tab. 5-71	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního a druhého návrhu optimalizované zástěny s madlem . . . . .	157
Tab. 6-1	Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností optimalizované zástěny s madlem	160
Tab. 6-2	Shrnutí výsledků lineární statické analýzy optimalizované zástěny s madlem pro kritické zatěžovací stavy . . . . .	161
Tab. 6-3	Shrnutí výsledků modální analýzy optimalizované zástěny s madlem . .	161
Tab. 6-4	Shrnutí výsledků analýzy lineární ztráty stability optimalizované zástěny s madlem pro kritické zatěžovací stavy . . . . .	161
Tab. 6-5	Shrnutí návrhu a kontroly šroubových spojů optimalizované zástěny s madlem . . . . .	170

# 1 Úvod

Kolejová vozidla jsou významným článkem veřejné i neveřejné dopravy osob a nákladů na krátké, střední či dlouhé vzdálenosti. Jedná se o velice konzervativní obor, neboť provoz kolejových vozidel podléhá značným požadavkům a nárokům nejen ze strany legislativy, provozovatelů a koncových uživatelů, ale i ze strany konkurenčních výrobců a celosvětových trendů. Je tedy zřejmé, že samotný vývoj a výroba, potažmo oživení, provoz aj. vozidel drážní dopravy představují velice časově, finančně i technologicky náročné procesy životního cyklu výrobku.

Současným trendem v oblasti stavby kolejových vozidel je tvarová, technologická a materiálová optimalizace za účelem snižování hmotnosti, zvyšování recyklovatelnosti a vyrobitelnosti jednotlivých konstrukčních celků. Tento směr vývoje je dán globální iniciativou usilující o zvyšování udržitelnosti a ekologičnosti, resp. snižování emisí a uhlíkové stopy.<sup>1</sup> S modernizací a rozvojem vozidel drážní dopravy však úzce souvisí i neustále se zvyšující požadavky na jízdní komfort, resp. pohodlí cestujících.

Interiér drážních vozidel tvoří významnou část vozové skříně, přičemž jeho značnou prostorovou náročnost je vhodné kompenzovat co nejnižší hmotností. Navíc se jedná o konstrukční celek, se kterým jednotliví cestující přicházejí do styku po celou dobu jízdy, což potvrzuje jeho uživatelskou relevanci. Postupný vývoj a optimalizace interiéru kolejových vozidel je v současné době velmi patrná a stále více se ubírá směrem alternativních, např. kompozitních, voštinových aj. materiálů vyráběných nekonvenčními technologiemi, např. vytvrzováním v autoklávu, kontinuálním tažením, či 3D tiskem.

Nekonvenční materiály a technologie jsou s výhodou používány např. pro vnitřní obložení a jiné nepevnostní prvky. Oproti tomu interiérová madla, která jsou součástí zádržných systémů, se vyrábějí výhradně z materiálů kovových. Využití nových materiálů a technologií pro pevnostně významné prvky může představovat budoucí směr vývoje, potažmo optimalizace interiéru kolejových vozidel.

Pro optimalizaci návrhu interiérových madel bude nejprve vytvořen teoretický podklad nezbytný pro orientaci v dané problematice se zaměřením na popis konstrukce, legislativní požadavky a rešerši soudobé techniky. Následně bude proveden kompletní rozbor stávajícího řešení za účelem vyhodnocení optimalizačního potenciálu konstrukce. S ohledem na to bude provedena strukturální optimalizace zástěny s madlem za využití virtuálního prototypingu a numerických simulací. Navržená optimalizovaná řešení budou komplexně hodnocena a souhrnně verifikována. V neposlední řadě bude proveden návrh a kontrola šroubových spojů a vytvořena základní technická dokumentace. Závěrem bude navržena základní metodika procesu návrhu a optimalizace interiérových madel.

---

<sup>1</sup>Další informace viz např. <https://uic.org/sustainability/>.

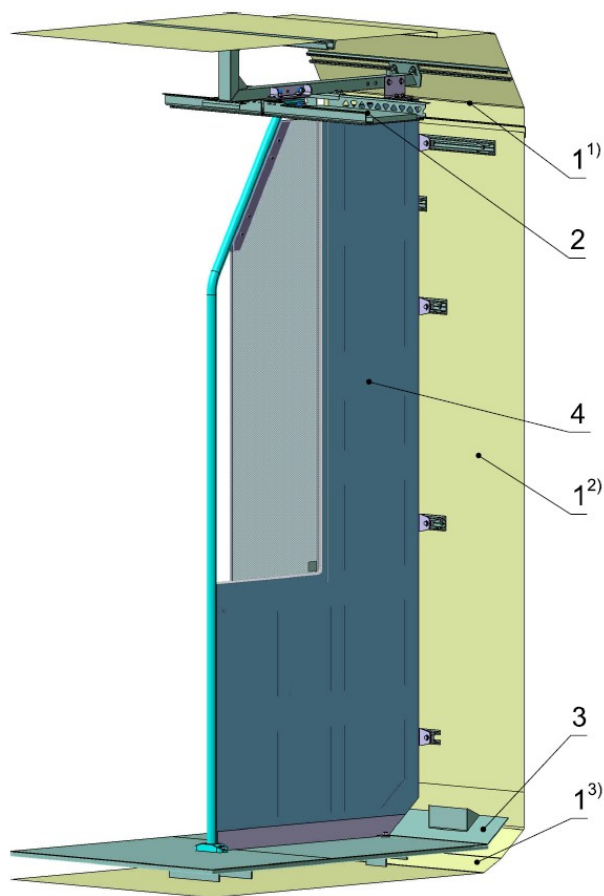
## 1.1 Specifikace zadání

Optimalizace návrhu interiérových madel s využitím nových materiálů a technologií je zpracována pro koncepční studii jednopodlažní elektrické jednotky společnosti Škoda Transportation, a.s. Předmětem optimalizace je zástěna s madlem, znázorněná na obrázku 1-1. Tato mezistěna slouží k oddělení nástupního prostoru od prostoru pro cestující, čímž omezuje nežádoucí změny teploty v čase nástupním a výstupním, a přispívá k celkovému jízdnímu komfortu.

Ze strany zadavatele, tedy společnosti Škoda Transportation, a.s. [1], jsou cíle práce:

- provést rešerši soudobé používané techniky na jednotkách Škoda 20Ev, Siemens Mireo a Alstom Coradia,
- provést optimalizaci stávajícího madla zástěny pro koncepční studii jednotky,
- navrhnout optimalizovaná řešení madla zástěny s důrazem na modularitu a výrobitelnost.

Cílem optimalizace vybraného interiérového madla je zejména snížení hmotnosti při zachování či minimální změně požadované pevnosti, tuhosti a provozní spolehlivosti, přičemž je nutné respektovat aktuální legislativní požadavky kladené na kolejová vozidla, dané příslušnými normami a vyhláškami, a zástavbové dispozice dané přílehlými konstrukčními prvky.



1 – hrubá stavba: 1<sup>1</sup>) strop, 2<sup>2</sup>) bočnice, 3<sup>3</sup>) spodek,  
2 – stropní panely, 3 – podlaha, 4 – zástěna s madlem

**Obr. 1-1:** Stávající zástěna s madlem v koncepční studii elektrické jednotky [1]



## 1.2 Problematika interiérových madel

Interiérová madla, tj. zádržné tyče jsou součástí zádržného systému, který mimo jiné obsahuje také sedadla či zavazadlové police. Kromě madel interiérových, tj. vnitřních nacházejí v rámci elektrických jednotek<sup>2</sup> uplatnění také madla vnější, tedy exteriérová, která mohou sloužit např. k nástupu do kabiny strojvedoucího či k výstupu na střechu apod. Zádržné systémy kolejových vozidel patří mezi prvky pasivní bezpečnosti drážních vozidel. Jedná se o pevnostní prvky, na které jsou kladeny obsáhlé požadavky, a proto je návrh jednotlivých madel, včetně jejich upevnění, ovlivněn mnoha proměnnými. Je patrné, že z hlediska exteriérových madel je navíc nutné zohlednit klimatické podmínky cílové oblasti, ve kterých bude elektrická jednotka používána. Oproti tomu madla interiérová se dostávají do přímého kontaktu s cestujícími, na základě čehož lze předpokládat častější používání, a z toho plynoucí vyšší opotřebení, popř. zvýšené riziko poškození vandalem.

Vzhledem k zadání diplomové práce budou nadále uvažována pouze madla vnitřní, tedy interiérová, pro která se v praxi nejčastěji používají kovové trubky, popř. různé plastové úchyty či poutka apod., jejichž součástí mohou být např. tlačítka, validátory jízdenek či osvětlení. Kovová, nejčastěji pak ocelová madla mohou být kotvena např. do stropu, bočnice, podlahy nebo do rámu sedadla, popřípadě mohou být součástí tzv. zástěn, které oddělují např. nástupní prostor od prostoru pro cestující. Z hlediska dalšího rozdělení lze hovořit o madlech svislých či vodorovných, rovných či zakřivených, svařovaných či montovaných aj.

Obecně se požaduje, aby interiérová madla vyhovovala z hlediska pevnosti, tuhosti i životnosti, aby byla esteticky přívětivá, snadno identifikovatelná a zdravotně nezávadná. Zádržné systémy z hlediska návrhu úzce souvisí se skříňí kolejových vozidel, jejíž konstrukce může být diferenciální, integrální či hybridní, a proto se interiérová madla navrhují s ohledem na normu ČSN EN 12663, která stanovuje pevnostní požadavky na konstrukce skříňí lokomotiv a osobních vozů. Z hlediska interiéru je velice důležitá také požární bezpečnost, která je pro drážní aplikace definována normou ČSN EN 45545. Další požadavky na zádržné tyče, popř. jejich okolí, udává např. evropská směrnice TSI LOC&PAS či vyhláška UIC 566.

## 1.3 Dílčí cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je navrhnout základní metodiku procesu návrhu a optimalizace madel v interiéru kolejového vozidla, tedy elektrické jednotky za využití numerických simulací podle ČSN EN 12663. Dílčí cíle diplomové práce spočívají v:

- provedení rešerše současného stavu interiérových madel,
- vytvoření MKP výpočtového modelu na základě již existujícího řešení,
- optimalizaci stávajícího řešení dle požadavků zadavatele,
- navržení inovativních řešení s využitím nových materiálů a technologií,
- ověření, zhodnocení a vzájemné porovnání jednotlivých variant,
- vytvoření základní technické dokumentace.

---

<sup>2</sup>Odbornou veřejností běžně označováno anglickou zkratkou EMU čili *Electrical Multiple Unit*.

## 2 Definice interiérových madel

Tato kapitola se zabývá definicí interiérových madel typických pro elektrické jednotky. Jsou zde shrnuty teoretické poznatky nezbytné pro další návrh, včetně obecného popisu, jednotlivých vazeb v rámci vozidla i mimo něj, legislativních požadavků a relevantních patentů představujících možný budoucí vývoj.

### 2.1 Obecný popis konstrukce interiérových madel

Interiérová madla obvykle sestávají ze zádržné tyče, resp. trubky, nosných a kotevních prvků, a jako takové jsou součástí vnitřního zádržného systému.<sup>3</sup> Jejich hlavní funkcí je poskytnutí dostatečné opory cestujícím, čímž výrazně přispívají ke zvyšování nejen pasivní bezpečnosti, ale i jízdního komfortu a celkového požitku z jízdy. Z tohoto hlediska je důležité, aby madla byla dostatečně únosná, odolná a rozmístěná tak, aby měl cestující v libovolném okamžiku na dosah alespoň jednu záchytnou tyč, resp. madlo. To obecně platí také v nástupním prostoru, kde by interiérová madla navíc měla napomáhat k usměrňování toku přepravovaných osob dále do vozidla, a tím přispívat k rychlé výměně cestujících, aniž by jakkoliv překážela. Zároveň je zřejmé, že v případě nárazu či jiného mezního stavu, při kterém je cestující vystaven okamžitému zrychlení, resp. zpomalení, by interiérová madla svou dispozicí neměla zapříčinit další zranění vlivem tzv. druhotných srážek. Kromě toho jsou kladeny požadavky také na prostorovou výraznost, nadčasovost designu, požární bezpečnost a zdravotní nezávadnost. [3]

V interiéru elektrických jednotek se vyskytují madla horizontální i svislá, a jelikož se jedná o drážní vozidla regionální dopravy, tak zde dominují místa k sezení. Toho je patřičně využito ve velkoprostorových vozech, jejichž interiér je znázorněn obrázkem 2-1, kde jsou některá madla, resp. rukojeti integrovány do opěrných částí sedadel. Tím se zvyšuje využití prostoru a interiér vozidla působí odlehčeně. Oproti tomu v oddílových vozech, s místy k sezení členěnými do kupé, se využívá převážně horizontálních madel, upevněných do bočnic, jak je patrné z obrázkem 2-2. Kromě toho se v rámci elektrických jednotek používají také svislá madla, která mohou být integrována např. do zástěn, přepážek, obložení v prostoru dveří apod., či volně stojící, situovaná např. v nástupním prostoru, anebo kombinovaná, např. v rámci zábradlí. Jednotlivá madla jsou nejčastěji montovaná či svařovaná, a lze je vzájemně propojovat pomocí hliníkových spojek ve tvaru písmene *T*, viz obrázkem 2-3, což je výhodné z hlediska tuhosti. Je však zřejmé, že oproti drážním vozidlům městské dopravy je systém interiérových madel elektrických jednotek podstatně jednodušší. [3]

---

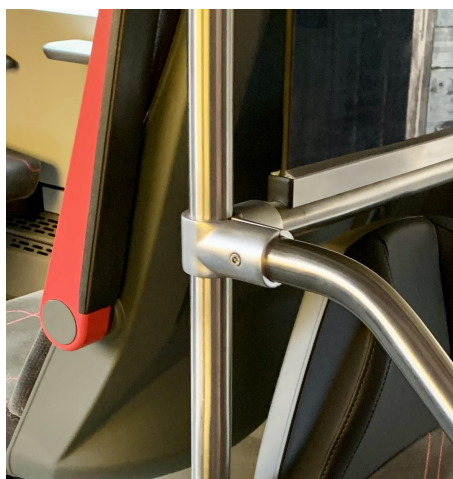
<sup>3</sup>Zádržný systém lze definovat jako soubor prvků, které cíleně omezují relativní pohyb cestujících v kolejovém vozidle. Tím dochází k ustavení do bezpečnější polohy, přičemž např. dle [2] bylo zjištěno, že u sedícího cestujícího je v případě srážky dle EN 15227 sníženo nebezpečí poranění hlavy až o 98 %.



Obr. 2-1: Ukázka uspořádání interiéru velkoprostorového vozu [4]



Obr. 2-2: Ukázka uspořádání interiéru oddílového vozu [5]



Obr. 2-3: Ukázka propojení madel pomocí dvojité T-spojky (foto autor)

### 2.1.1 Konstrukční popis zádržných tyčí

Zádržné, resp. přídržné tyče představují části interiérových madel, s nimiž cestující přicházejí do přímého styku. Z toho důvodu je mimo jiné požadována odolnost proti abrazivnímu otěru a korozi, která může vznikat v důsledku působení potu. V současné době jsou zádržné tyče koncipovány jako rovné či zakřivené, kovové bezešvé trubky o průměru  $30 \div 40$  mm a tloušťce stěny  $2 \div 3$  mm, které se obvykle vyrábí z oceli pro strojní součásti E235+N, popř. z nerezové austenitické oceli 1.4301-d1, resp. X5CrNi18-10. Jedná-li se o běžnou jakostní ocel, dochází k lakování trubek, např. práškovou vypalovací barvou, zatímco nerezová ocel je kartáčována a posléze leštěna, což je vhodnější z hlediska hygieny. Je tedy zřejmé, že při výběru materiálu je nutné zohlednit nejen mechanické, ale i pohledové vlastnosti, neboť vhodná barevná kompozice interiéru přispívá prostorové výraznosti zádržných tyčí, jak je patrné z obrázku 2-4 a 2-5. Z hlediska geometrie lze nakonec rozlišovat zádržné tyče jednoduché či rozvětvené, např. zdvojené, které disponují větší plochou využitelnou pro uchycení cestujících. [3]



Obr. 2-4: Ukázka barevné kompozice interiéru s ocelovými madly [6]



Obr. 2-5: Ukázka barevné kompozice interiéru s nerezovými madly [7]

### 2.1.2 Konstrukční popis nosných a kotevních prvků

Nosné a kotevní prvky lze definovat jako soubor všech prvků, které jednoznačně určují a fixují polohu interiérových madel vůči nosné struktuře vozové skříňe, tedy vůči hrubé stavbě. Jednotlivá madla se ustavují do stropu, bočnice či spodku hrubé stavby, anebo mohou být integrována např. do polopříček, mezistěn apod., které lze označit jako vedlejší nosné struktury. V takovém případě je pak ustavení interiérových madel vůči hrubé stavbě realizováno nepřímou. Zároveň je nutné zmínit, že i samotné zádržné trubky mohou být vedlejšími nosnými strukturami pro ustavení např. skel zástěn či validátorů jízdenek.

Z hlediska ustavení interiérových madel se standardně používají různě tvarované patky, nosiče, popř. příruby, které mohou být vyrobeny z oceli nebo ze slitin hliníku. Při výběru materiálu je potřeba zvážit způsob připojení těchto nosných a kotevních prvků k zádržným tyčím, neboť v případě svarového spoje musí být zajištěna svařitelnost. Oproti tomu, spojení celého madla s odpovídající nosnou strukturou je obvykle realizováno šroubovými spoji. Konstrukční návrh nosných a kotevních prvků interiérových madel přitom musí kromě zástavbových rozměrů či výrobních tolerancí hrubé stavby zohledňovat nejen požadavky na mechanické, ale i estetické vlastnosti. Zde je rozhodující, zda-li jsou jednotlivé patky, resp. nosiče pohledové či nikoliv, jak je znázorněno na obrázku 2-7 a 2-6.



**Obr. 2-6:** Ukázka pohledových nosných a kotevních prvků (foto autor)



**Obr. 2-7:** Ukázka nepohledových nosných a kotevních prvků (foto autor)

## 2.2 Návaznost interiérových madel na navazující systémy

Zádržné systémy v interiéru drážních vozidel zahrnují nejen madla, ale např. i sedadla, z čehož vyplývá požadavek na jejich vzájemnou provázanost. Z obecného popisu uvedeného v podkapitole 2.1 je však zřejmé, že interiérová madla jako taková představují konstrukční uzel, jenž je charakteristický značným množstvím okolních návazností. Právě tato provázanost s bezprostředním okolím, jednotlivými cestujícími a dalšími systémy v rámci mnohaletého životního cyklu vyzdvihuje důležitost vhodně navrženého systému interiérových madel. Další podkapitoly se proto zabývají popisem jednotlivých vazeb v rámci vozidla i mimo něj, resp. požadavků z nichž plynoucích, jejichž zohlednění ve fázi návrhu je stěžejní.

### 2.2.1 Specifikace vazeb interiérových madel v rámci vozidla

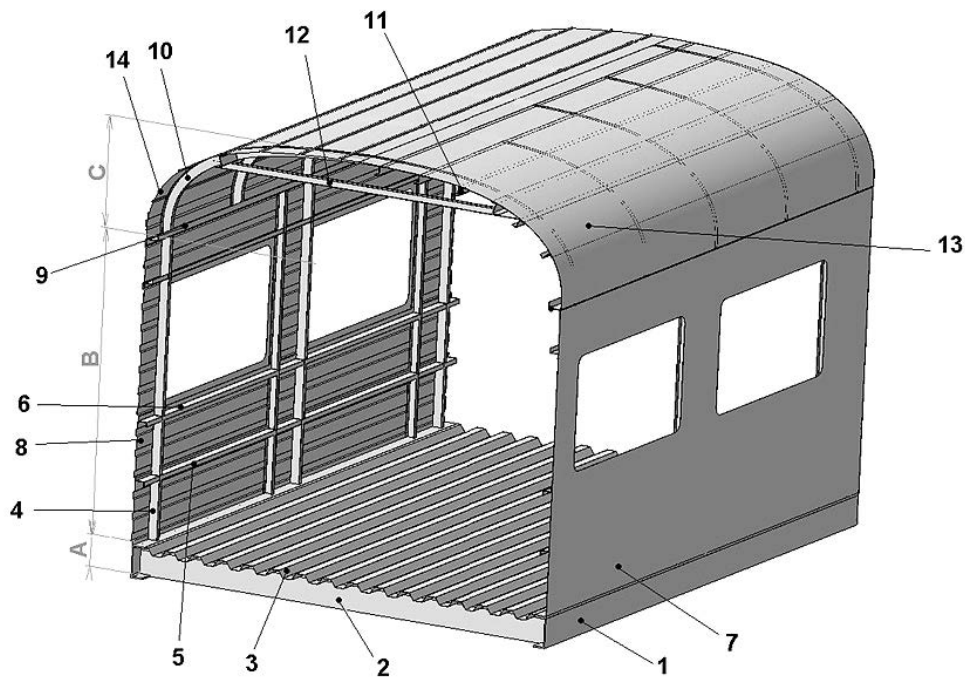
Interiér drážních vozidel je kromě madel a sedadel, resp. zádržného systému tvořen např. bočnicemi, čelnicemi, stropem a podlahou, vč. obložení, příčkami a zástěnami, systémem osvětlení, ventilace, větrání a klimatizace, okny a prostorem pro cestující. Tyto vzájemně provázané, dílčí konstrukční celky jsou situované uvnitř vozové skříně, jejíž hlavní nosnou strukturou je tzv. hrubá stavba.

### Návaznost interiérových madel na skřín vozidla

Jak již bylo popsáno, hlavní nosnou strukturou vozové skříně je tzv. hrubá stavba, jež sestává z bočnic, čelnic, stropu a spodku. Dle [8] přitom lze rozlišovat tři způsoby konstrukce hrubé stavby, které se používají v rámci elektrických jednotek:

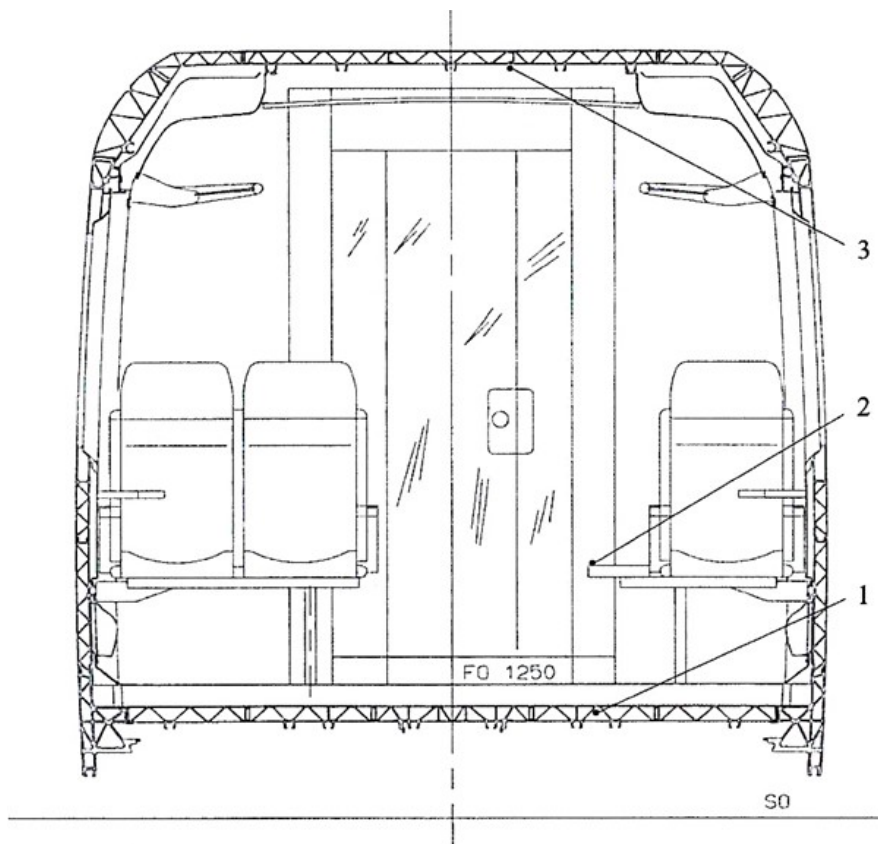
- *Diferenciální hrubá stavba*, znázorněná na obrázku 2-8, která je charakteristická větším množstvím navzájem propojených, nejčastěji ocelových či hliníkových dílů, resp. plechů a profilů. Mezi její výhody patří zejména možnost lokálního vyztužení či opravy a celková výrobní nenáročnost, doprovázená cenovou příznivostí. Naopak nevýhodou je značné množství spojů a nutnost rovnání plechových dílů.
- *Integrální hrubá stavba*, jejíž konstrukce je obvykle tvořena menším počtem protlačovaných profilů, vyráběných ze slitin hliníku, jak je patrné z obrázku 2-9. To znamená, že např. spodek hrubé stavby, včetně technologické přípravy, je tvořen z jednoho dílu. Hlavní předností je pak snížení počtu spojů a umožnění tvarové složitosti, což s sebou přináší vyšší náročnost z hlediska výroby, a potažmo i budoucích oprav.
- *Hybridní hrubá stavba*, jež umožňuje kombinaci různých materiálů, např. ocelí, slitin hliníku a kompozitů, čímž spojuje výhody stavby *diferenciální* a *integrální*. Značnou nevýhodou představuje zejména složitost jednotlivých spojů, a potažmo obtížnost recyklace, což vyplývá z použití kompozitních materiálů a lepených spojů.

Z hlediska interiérových madel je konstrukce hrubé stavby stěžejní, neboť se jedná o hlavní nosnou strukturu, která určuje pevnost, tuhost a rozmístění jednotlivých kotevních prvků, jimiž jsou např. drážky ve tvaru písmene *C*. Je tedy zřejmé, že technologická příprava hrubé stavby by měla být navržena s ohledem na požadavky týkající se zádržných systémů v interiéru drážních vozidel. Vozová skřín by přitom měla splňovat rozsáhlé legislativní požadavky, např. statickou i únavovou pevnost dle EN 12663 či crashovou, resp. kolizní odolnost dle EN 15227 apod., přičemž současným trendem je konstrukce s tzv. lehkou stavbou při současném zaručení odpovídajících statických i dynamických vlastností a pasivní bezpečnosti. [8]



A – spodek, B – bočnice, C – střecha, 1 – podélníky, 2 – příčníky, 3 – podlaha, 4 – sloupky, 5, 6, 11 – podélné výztuhy, 7, 13 – hladké oplechování, 8, 14 – signované oplechování, 9 – vaznice, 10 – kružiny, 12 – nosiče stropu

Obr. 2-8: Ukázka diferenciální hrubé stavby vozové skříň [8]



SO – temeno kolejnice, 1 – podlahová deska, 2 – bočnice, 3 – střecha

Obr. 2-9: Ukázka integrální hrubé stavby vozové skříň [8]

## Návaznost interiérových madel na obložení interiéru

Obložení interiéru, např. obložení bočnic, čelnic, dveří a stropu je prostorově významnou konstrukční skupinou interiéru drážních vozidel. Jedná se zejména o skořepinové díly, převážně pohledového charakteru, pro jejichž konstrukci se s výhodou využívá kompozitních materiálů, které disponují nízkou hmotností při současném zajištění minimálních pevnostních charakteristik. Obvykle se používají skelné lamináty, které mohou být vyráběny ruční, poloruční či strojní laminací dle požadavků na přesnost a hutnost, popř. pultruzí, tj. kontinuálním tažením, termoplasty nebo sendvičové desky. Kromě toho lze využít také standardních materiálů, např. ocelí či hliníkových slitin, které lze považovat za ekologicky výhodnější. Ve stavbě drážních vozidel jsou přitom běžné např. hliníkové desky s voštinovým jádrem, které dosahují velmi dobrých mechanických vlastností při nízké hmotnosti, což je velice žádoucí.

Návrh obkladových dílů podléhá mnohým požadavkům z hlediska mechanických, pohledových, zástavbových a jiných vlastností. Neméně důležitá je také požární bezpečnost dle EN 45545, jež udává široké spektrum požadavků kladených na jednotlivé díly obložení. Pro dosažení požadovaných vlastností, např. barvy a struktury vnějšího povrchu, který musí být omyvatelný pro zaručení vysoké úrovně hygieny, musí být povrch obkladových dílů patřičně upraven. Z toho důvodu se využívá tzv. pohledových tmelů, anebo se povrch lícové strany lakuje pro dosažení nízké členitosti povrchové vrstvy. Z hlediska estetických vlastností je zároveň důležité, aby spáry mezi jednotlivými díly byly co nejmenší, což zároveň přispívá pasivní bezpečnosti. Kromě výše uvedeného se od obložení interiéru vyžaduje také odpovídající tepelná a hluková izolace, která bývá zajištěna např. pomocí materiálů na bázi minerální vlny či celulózy, a zároveň také odolnost proti vibracím, jež zajišťují materiály na bázi umělohmotné disperze čili tzv. antivibrační nástřiky. [3]

Návaznost interiérových madel na obložení bočnic a čelnic je řešena zejména v souvislosti s nosnými a kotevními prvky. Jak již bylo naznačeno v kapitole 2.1.2, interiérová madla mohou být ustavována do hrubé stavby či do obložení, přičemž samotné prvky ustavení lze rozlišovat jako pohledové či kryté dle požadavků na estetické vlastnosti. Jsou-li jednotlivé kotevní prvky nepohledové, pak obložení zastává funkci krytu. Na obrázku 2-10 jsou znázorněna interiérová madla integrovaná do prolisů v obložení nástupního prostoru, přičemž na obrázku 2-11 je patrné madlo ustavené do obložení WC modulu. Na základě výše popsané návaznosti lze definovat následující požadavky:

- v případě integrace interiérových madel do obložení zajistit odpovídající pevnostní charakteristiky obkladových dílů pro zajištění tuhého a přesného ustavení,
- v případě nepohledových kotevních prvků interiérových madel zajistit snadnou demontáž navazujícího obložení pro umožnění přístupu ke kotvení,
- zajistit minimální vzdálenost zádržné tyče od lícové strany obkladových dílů pro umožnění adekvátního úchopu přepravovaných osob,
- zajistit minimální velikost spár mezi navazujícími obkladovými díly pro zvýšení bezpečnosti a znemožnění vsunutí nežádoucích objektů,
- zajistit vhodné pohledové vlastnosti obložení pro dosažení optimální barevné kompozice interiéru, resp. pro umožnění snadné identifikace jednotlivých madel a zlepšení prostorové orientace cestujících,
- zajistit požadované izolační vlastnosti obložení bez ohledu na interiérová madla aj.





Obr. 2-10: Ukázka modelů integrovaných do obložení v nástupním prostoru [9]



Obr. 2-11: Ukázka modelů ustavených do obložení WC modulu (foto autor)

## Návaznost interiérových madel na podlahovou konstrukci

Podlaha tvoří prostorově významnou část interiéru drážních vozidel. Na rozdíl od obložení však zastává funkci nejen pohledovou, ale i nosnou, neb přenáší značnou část svislého zatížení od přepravovaných osob. V obecné rovině je tvořena podlahovými panely, na nichž spočívá podlahová krytina. Jednotlivé panely musejí být dostatečně únosné, ale zároveň lehké, a proto se běžně vyrábějí z vodovzdorných překližek, popř. ze sendvičových desek s pěnovým jádrem. Oproti tomu podlahová krytina bývá např. pryžová. Podlaha, jakožto další konstrukční celek interiéru, musí splňovat četné požadavky. Kromě požadavku na již zmíněné mechanické vlastnosti se dále požaduje např. rovinnost, modularita, těsnost a odolnost proti prachu i vodě, teplotní i hluková izolace, přilnavost, resp. protiskluznost, ořezuvzdornost, požární bezpečnost dle EN 45545 ad. [3]

Návaznost podlahové konstrukce na interiérové madla závisí na skutečnosti, zda-li jsou jednotlivé zádržné tyče kotveny ve spodní části vozové skříně či nikoliv. V takovém případě je nosnou strukturou madel nejčastěji technologická příprava v rámci spodku hrubé stavby. Požadavky plynoucí z této vazby lze považovat za obdobné požadavkům definovaným v předchozím odstavci, který pojednává o obložení interiéru, a proto nejsou blíže popsány. Obecně se jedná zejména o umožnění přístupu ke kotevním prvkům apod.

## Návaznost interiérových madel na příčky a zástěny

V interiéru regionálních drážních vozidel se nacházejí dělicí příčky, polopříčky a zástěny, které tvoří další, neméně významnou konstrukční skupinu. Dělicí příčku lze definovat jako plnou stěnu oddělující dva prostory, kdy průchod bývá zajištěn dveřmi. Jedná se tedy o příčky oddělující např. kabinu řidiče od prostoru pro cestující, nástupní prostor od prostoru pro cestující, dva vozy spojené přechodovým měchem apod. Oproti tomu polopříčky a zástěny lze definovat jako krátké stěny oddělující dva prostory při zachování volného průchodu. Nejčastěji slouží k oddělení nástupního prostoru od prostoru pro cestující, čímž zamezují nežádoucímu proudění venkovního vzduchu, jak je znázorněno na obrázku 2-12. Kromě toho mohou být umístěny dále od dveřního prostoru, např. za účelem oddělení představku od části nízkopodlažní. Obě tyto krátké stěny se pro efektivní využití prostoru uvnitř vozové skříně se doplňují o zádržné tyče a jsou tvořeny plným, nejčastěji sendvičovým materiálem či překližkou, přičemž část zástěny tvoří sklo, což je méně výhodné z hlediska hmotnosti. Obdobně jako v předchozích případech, i na příčky a zástěny jsou kladeny rozsáhlé požadavky z hlediska mechanických, estetických, ekologických a bezpečnostních vlastností. [3]

Z výše uvedeného vyplývá návaznost interiérových madel na příčky a zástěny, která se velice podobá předchozím případům, zejména obložení interiéru. Výjimka nastává v případě zástěny, jejíž skleněná část zástěny bývá ustavena v pryžových profilech rozmístěných po obvodu, přičemž její nosnou strukturou je nejčastěji zádržná tyč, resp. trubka. To znamená, že zádržná tyč musí disponovat vhodným nosným prvkem, který zajistí požadované ustavení skleněného panelu. V případě okamžitého zrychlení vlivem nouzového brzdění či nárazu, kdy cestující působí na madla mimořádným zatížením, by nemělo dojít ke ztrátě soudržnosti, resp. k roztříštění skleněné části. Tato sestava, tedy zástěna s madlem by zároveň měla být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k překročení mezních posunutí v důsledku mimořádného zatížení, popř. vlivem vandalismu. Kromě toho je z hlediska bezpečnosti žádoucí, aby se v zástěně nenacházely volně přístupné otvory či ostré hrany.



Obr. 2-12: Ukázka zástěny oddělující nástupní prostor od prostoru pro cestující [10]

### Návaznost interiérových madel na prostor pro cestující

Interiér drážních vozidel je konstruován s ohledem na požadavky zákazníka, legislativy ad. Návrh jednotlivých konstrukčních skupin přitom musí zohledňovat již zmíněnou provázanost, a tím přispívat k vytvoření uživatelsky přívětivého a vhodně uspořádaného prostoru pro cestující. V obecné rovině lze hovořit např. o zajištění dostatečného prostoru mezi jednotlivými sedadly, umožnění otevření dveří v plném rozsahu pohybu, zamezení shlukování cestujících v nástupních prostorech apod. Z hlediska interiérových madel lze definovat následující požadavky:

- umožnit přirozený pohyb cestujících v rámci vozové skříně,
- umožnit přidržení cestujících v každé části vozové skříně,
- umožnit bezpečné a komfortní používání ostatních zařízení,
- umožnit provozní i nouzové otevírání oken a dveří,
- zajistit snadnou identifikaci a vhodné rozmístění,
- zamezit poranění o ostré hrany či nezaslepené konce,
- zamezit odražení světla či vytváření stinných míst apod.

### Návaznost interiérových madel na další konstrukční skupiny

Mezi další návaznosti, které lze při návrhu interiérových madel zohlednit, patří např.:

- zástavba terminálu pro nákup jízdenek či zařízení pro jejich validaci,
- zástavba dávkovače dezinfekce či jiného sanitačního prostředku,
- zástavba tlačítka pro zastavení, otevření dveří aj., včetně signalizace,
- zástavba kabeláže, např. v obložení nástupního prostoru apod.

## Přehled a shrnutí vazeb interiérových madel v rámci vozidla

Jednotlivé vazby a požadavky z nich plynoucí, uvedené v předchozích odstavcích, jsou shrnuty v tabulce 2-1. Je zřejmé, že výčet není ani zdaleka vyčerpávající, avšak přibližuje problematiku návrhu interiérových madel ve vozidlech drážní dopravy. Z hlediska návaznosti na interiérová madla přitom lze rozlišovat:

- *Prvky, do nichž jsou interiérová madla kotvena, resp. prvky, které představují nosnou strukturu interiérových madel.* Do této skupiny patří hrubá stavba vozové skříně, potažmo obložení interiéru či příčky a zástěny. Obecně je požadováno, aby kotvení interiérových madel bylo dostatečně pevné, tuhé a vhodně rozmístěné.
- *Prvky, skrz které jsou interiérová madla kotvena.* Jedná se zejména o obložení interiéru a podlahovou konstrukci, potažmo i příčky a zástěny. Požadavky kladené na tyto prvky spočívají v umožnění přístupu ke kotvení interiérových madel, resp. ve snadné demontáži, v zajištění odpovídající bezpečnosti aj.
- *Prvky, které jsou ustavovány pomocí interiérových madel,* kam patří např. skla zástěn, zařízení pro nákup a validaci jízdenek, tlačítka, prvky signalizace ad. V takovém případě jsou interiérová madla nosnou strukturou, a proto musí disponovat zástavbou, jež umožní požadované ustavení.
- *Prvky, jejichž návaznost na interiérová madla je nepřímého charakteru,* jako např. prostor pro cestující. Zde se předpokládá zajištění funkčnosti a dosažení optimální úrovně bezpečnosti, ergonomie a komfortu.

**Tab. 2-1:** Přehled vazeb a požadavků v rámci vozidla

Vazba	Požadavky
skříň vozidla	pevnost a tuhost technologická příprava
obložení interiéru	pevnost a tuhost snadná demontáž izolační vlastnosti bezpečnost a ergonomie pohledové vlastnosti
podlaha	viz <i>obložení interiéru</i>
příčky a zástěny	pevnost a tuhost zástavba nosných prvků bezpečnost a ergonomie pohledové vlastnosti
prostor pro cestující	přirozený pohyb a přidržení bezpečnost, ergonomie a komfort funkčnost přilehlých zařízení optické a pohledové vlastnosti
další konstrukční skupiny	zástavba vedlejších zařízení zástavba tlačítek vč. signalizace zástavba kabeláže

## 2.2.2 Specifikace vazeb interiérových madel mimo vozidlo

Stavba drážních vozidel je charakteristická časově, finančně i technologicky náročnými procesy životního cyklu výrobku. Jedná se zejména o vývoj a testování prototypů, výrobu, oživení a typové zkoušení, provoz, servis či renovace, a případné odstavení či recyklaci. Na základě toho lze definovat návaznost interiérových madel na výrobce, provozovatele, cestující a životní prostředí, jakožto subjekty životního cyklu vozidel kolejové dopravy.

### Návaznost interiérových madel na výrobce

Stavba drážních vozidel je charakteristická kusovou výrobou, přičemž počet vyráběných kusů se odvíjí od požadavků zákazníka, resp. provozovatele. Výrobce přitom zodpovídá za dodání vozidla, které je schopné provozu z hlediska jak technického, tak i legislativního, v rámci tzv. homologace. Z toho důvodu se na prvním vyrobeném vozidle provádějí tzv. typové zkoušky, přičemž shoda dalších vozidel se prokazuje v rámci zkoušek kusových. Nakonec jsou prováděny také jízdní zkoušky, nejprve bez cestujících, a poté s nimi, které simulují reálný provoz. Obecně přitom lze definovat požadavky týkající se zejména:

- hmotnosti konstrukce,
- ekonomické náročnosti,
- časové náročnosti,
- technologické náročnosti,
- kvality a spolehlivosti.

Je zřejmé, že náročnost celého výrobního procesu, tedy od fáze vývoje, přes montáž a oživení, až po zkoušení a předání, se odvíjí od zkušeností, tj. know-how a možností daného výrobce. Již ve fázi návrhu je nutné zvážit, zda-li budou interiérova madla vyráběna interně či externě. Na základě toho lze zvolit technologii výroby, popř. zajistit dostupnost nakupovaných dílů. Pro zajištění odpovídající kvality a spolehlivosti je přitom nutné interiérova madla podrobit testování dle legislativních požadavků, např. pomocí numerických simulací metodou konečných prvků. V neposlední řadě je nutné zvážit také skladové kapacity, možnosti přepravy a servisu apod.

### Návaznost interiérových madel na provozovatele

Provoz vozidel osobní drážní dopravy je realizován zejména během dne. Oproti tomu, v noci jsou vozidla obvykle odstavována, načež dochází např. k čištění interiéru i exteriéru, základní údržbě, zkoušení brzd apod. Jednotlivé části kolejových vozidel by svou konstrukcí měly zajistit proveditelnost těchto úkonů. Nesmí se stát, že např. demontáž informačních zařízení je podmíněna demontáží celého stropního obložení. Z návaznosti na provozovatele tedy plynou mimo jiné tyto požadavky:

- základní úkony servisu a údržby,
- základní úkony sanitace,
- přístup k navazujícím zařízením,

Z hlediska servisních úkonů, resp. údržby je důležité, aby byl zajištěn snadný přístup ke kotvení madel, v případě potřeby jejich demontáže. Zároveň je vhodné, aby jednotlivé části disponovaly určitou úrovní modularity, pro umožnění jejich záměny. V současné době se také běžně využívá 3D tisku pro výrobu náhradních dílů, čemuž je třeba přizpůsobit konstrukci již ve fázi návrhu. Tato opatření výrazně přispívají ke zkrácení doby mimořádné odstávky, např. v důsledku nehody či jiné mimořádné události, a tím k zajištění brzkého obnovení provozu.

Pro základní úkony sanitace, mezi něž patří zejména čištění a dezinfekce, je přitom důležité, aby byl povrch interiérových madel co nejméně členitý a snadno omyvatelný, např. s anti-graffiti úpravou. Zároveň je vhodné zamezit výskytu ostrých hran či nezaslepených konců, aby nedocházelo k zachytávání např. hadrů aj. nástrojů sanitace. V neposlední řadě je nutné umožnit přístup k zařízením v bezprostřední blízkosti interiérových madel, a to ideálně bez potřeby jejich demontáže.

Zároveň je nutné zmínit, že výše uvedené parametry souvisí s tzv. procesem volby optimálního kolejového vozidla, který je detailně popsán v [8]. Zde jsou definovány další požadavky týkající se např. nákladů na provoz a údržbu, atraktivnosti designu, celkové kapacity, maximální rychlosti či průměrné spotřeby. Je totiž zřejmé, že provoz kolejových vozidel musí být finančně výnosný, což se neobejde bez cestujících, pro něž musí být vozidlo atraktivní a doprava efektivní.

### **Návaznost interiérových madel na cestující**

Cestující představují koncové uživatele drážních vozidel, která by bez nich by nemohla být provozována, a potažmo ani vyráběna. Aby byla jednotlivá vozidla co nejvíce uživatelsky přívětivá, musí splňovat četné požadavky, nejčastěji legislativního charakteru, týkající se pohodlí převážených osob. V obecné rovině se jedná zejména o jízdní komfort, rychlost a cenu dopravy, bezpečnost apod. Z hlediska návaznosti na interiérová madla lze definovat následující požadavky:

- komfort a ergonomie,
- pohledové vlastnosti,
- bezpečnost,
- zdravotní nezávadnost,
- hygienické prostředí.

V rámci drážních vozidel regionální dopravy se nepředpokládá používání interiérových madel po celou dobu jízdy. Jednotlivé zádržné tyče by však měly, kromě vhodného uspořádání, disponovat určitou úrovní komfortu, resp. pohodlí a ergonomie. Vhodné uspořádání interiérových madel přitom přispívá k usměrňování pohybu cestujících dále do vozu, a tím snižuje nástupní, a potažmo i výstupní čas. Z hlediska pohledových vlastností je přitom důležitá tzv. nadčasovost designu a barevná kompozice, která přispívá k vhodnému členění interiéru. Interiérová madla by svou konstrukcí neměla zmenšovat prostor pro cestující, a to ani opticky.

Bezpečnost interiérových madel se předpokládá jak při provozním, tak i mimořádném zatížení, při kterém by nemělo dojít ke ztrátě integrity, resp. soudržnosti, což by mohlo vést k nežádoucím zraněním. V rámci mimořádných situací, způsobených např. kolizí či prudkým brzděním, by interiérová madla neměla způsobovat další, tzv. sekundární srážky. Použité materiály by zároveň měly být zdravotně nezávadné, aby např. v případě požáru nedocházelo k uvolňování toxických či jinak nebezpečných látek. Zároveň je zřejmé, že při běžném provozu nesmí docházet k poranění cestujících o ostré hrany či nezaslepené otvory. Kromě toho by nemělo docházet ani k přenosu bakteriálních ani virových onemocnění, z čehož vyplývá požadavek na zajištění dostatečné úrovně hygieny, která je dána vlastnostmi povrchové vrstvy.

## Návaznost interiérových madel na životní prostředí

Jak již bylo nastíněno v úvodu diplomové práce, současná vozidla drážní dopravy musí splňovat také požadavky týkající se životního prostředí. Kromě alternativních, např. vodíkových pohonů v rámci tzv. *green deal* se požaduje vysoká míra udržitelnosti,<sup>4</sup> která spočívá v recyklaci a zpětném využití jednotlivých subsystémů kolejových vozidel. Tomu však do jisté míry odporuje požadavek tzv. lehké stavby, s nímž se pojí užití kompozitních materiálů, lepených spojů ad., což vyplývá z tzv. analýzy materiálového složení. V návaznosti na interiérová madla se v obecné rovině požaduje zejména:

- recyklovatelnost,
- zdravotní nezávadnost,
- ekologie a udržitelnost.

Je zřejmé, že míra udržitelnosti a ekologie je spočívá ve výběru vhodného materiálu, technologie výroby a způsobu montáže. Platí přitom, že konvenční, zejména kovové materiály jsou ekologicky vhodnější než materiály nekonvenční, např. kompozitní. V rámci zpětného použití interiérových madel je vhodné, aby jejich konstrukce byla modulární, čímž lze zvýšit pravděpodobnost jejich využití nad rámec životnosti kolejového vozidla.

## Přehled a shrnutí vazeb interiérových madel mimo vozidlo

Návaznost interiérových madel na subjekty životního cyklu vozidel drážní dopravy je popsána v předchozích odstavcích. Pro přehlednost jsou jednotlivé vazby, včetně požadavků z nich plynoucích, shrnuty v tabulce 2-2.

**Tab. 2-2:** Přehled vazeb a požadavků mimo vozidlo

Vazba	Požadavky
výrobce	hmotnost ekonomická náročnost časová náročnost technologická náročnost kvalita a spolehlivost
provozovatel	servis a údržba sanitace přístup k okolním zařízením
cestující	komfort a ergonomie pohledové vlastnosti bezpečnost zdravotní nezávadnost hygienické prostředí
životní prostředí	recyklovatelnost zdravotní nezávadnost ekologie a udržitelnost

<sup>4</sup>Míra udržitelnosti kolejových vozidel je v praxi hodnocena dle odpovídající legislativy. Kromě norem ISO 22628 z roku 2002 či EN 50126 z roku 2019, lze využít také směrnice od asociace UNIFE, která mj. definuje součinitele materiálového a energetického využití. Další informace viz např. <https://www.unife.org/activities/standards-and-regulation/key-eu-and-industry-documents/>.

## 2.3 Legislativní požadavky na vnitřní zádržné systémy

Legislativa týkající se kolejových vozidel je velice obsáhlá. Dle cílové země, v níž je drážní vozidlo provozováno, lze rozlišovat různé normy, vyhlášky a předpisy, jejichž plnění je vyžadováno. Tyto legislativní dokumenty zahrnují požadavky nejen na konstrukci, ale i výrobu, provoz a údržbu vozidel drážní dopravy, přičemž dle [11] se obecně požaduje:

- bezpečnost přepravovaných osob a nákladů,
- bezpečnost zaměstnanců v železničním sektoru,
- ochrana okolí drážní infrastruktury,
- zajištění přechodnosti a interoperability vozidel,
- unifikace a standardizace.

V rámci Evropské unie se přitom jedná zejména o tyto normalizační instituty:

- *Mezinárodní železniční unie*, resp. *Union Internationale des Chemins de fer* (UIC), sídlící ve Francii, jež vytváří různé vyhlášky týkající se drážních aplikací. Jako příklad lze uvést vyhlášku UIC 438-1 pro označování osobních vozů.
- *Evropská agentura pro železnice*, resp. *European Union Agency for Railways* (ERA), sídlící ve Francii, která definuje technickou specifikaci pro interoperabilitu (TSI) v rámci evropského železničního systému. Evropská směrnice TSI rozděluje železniční systém do několika subsystémů, pro něž jsou definovány rozsáhlé požadavky. Cílem je zajistit propojenost neboli interoperabilitu těchto subsystémů pro dosažení bezpečného a plynulého provozu v odpovídajícím rozsahu.
- *Asociace evropského železničního průmyslu*, resp. *Union des Industries Ferroviaires Européennes* (UNIFE), sídlící v Belgii, jež sdružuje přední evropské podniky v oblasti drážních vozidel a podílí se na tvorbě TSI.
- *Evropský výbor pro normalizaci*, resp. *Comité Européen de Normalisation* (CEN), sídlící v Belgii, jehož činnost spočívá v tvorbě evropských technických norem (EN), které navazují na mezinárodní technické normy ISO či IEC, popř. vyhlášky UIC.
- *Evropská hospodářská komise Organizace spojených národů* (EHK OSN), resp. *United Nations Economic Commission for Europe* (UNECE či ECE), sídlící ve Švýcarsku, zahrnující členské státy nejen v Evropě, ale i Severní Americe a Asii, jejímž cílem je podpora nadnárodní hospodářské integrace. Za tímto účelem definuje různé předpisy týkající se např. obecných požadavků kladených na konstrukci vozidel drážní dopravy.

Národní technické normy vycházejí z norem evropských. Na území České republiky se jedná o české technické normy (ČSN), které vydává *Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví*. Za zmínku stojí také zahraniční technické normy, např. německé DIN, francouzské NF, britské BS ad.

Další podkapitoly se zabývají popisem konkrétních legislativních požadavků kladených na zádržné tyče, jež v interiéru drážních vozidel zastávají nosné i pohledové funkce. Zvláštní pozornost je přitom věnována normám, jež předepisují mezní a provozní stavy, kterým musejí jednotlivá madla odolávat. V neposlední řadě je také poskytnut přehled legislativních dokumentů, týkajících se požadavků kladených na svarové, lepené i šroubové spoje, vlastnosti materiálů a povrchů, udržitelnost či technickou propojenost apod.



### 2.3.1 Přehled relevantních norem, předpisů a vyhlášek

Interiérová madla lze řadit mezi pevnostní prvky interiéru drážních vozidel. To znamená, že jednotlivé zádržné tyče musí být navrženy s odpovídající statickou i únavovou pevností. Jednotlivé normy a vyhlášky se přitom nevěnují přímo interiérovým madlům, ale předepisují provozní a mimořádná zatížení, resp. zrychlení, na něž musí být dimenzována vozová skříň a prvky do ní kotvené. Tím se zabývají následující legislativní dokumenty:

- ČSN EN 12663-1+A1 – Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříňní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy) [12],
- UIC 566 – Loadings of Coach Bodies and Their Components [13],
- GM/RT2100 – Rail Vehicle Structures and Passive Safety [14].

Vyhodnocováním pevnostních charakteristik se zabývají mj. německé směrnice, např.:

- DVS 1608 – Design and strength assessment of welded structures from aluminium alloys in railway applications [15], pro svařované konstrukce ze slitin hliníku,
- DVS 1612 – Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction [16], pro svařované konstrukce z ocelí,
- VDI 2230 – Systematic calculation of highly stressed bolted joints – Joints with one cylindrical bolt [17], pro vysoce namáhané šroubové spoje,
- FKM-Guideline – Analytical Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering [18], pro obecné hodnocení komponent ve strojním inženýrství.

Konkrétním požadavkům na jednotlivá spojení se přitom zabývají následující normy:

- ČSN EN 15085-3 – Železniční aplikace – Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí – Část 3: Konstrukční požadavky [19],
- DIN 6701-3 – Adhesive bonding of railway vehicles and parts – Part 3: Guideline for construction design and verification of bonds on railway vehicles [20],
- DIN 25201-2 – Design guide for railway vehicles and their components – Bolted joints – Part 2: Design – Mechanical applications [21] apod.

Na volbu materiálu<sup>5</sup> a vlastnosti povrchové vrstvy má vliv např.:

- ČSN EN 45545-2 – Drážní aplikace – Protipožární ochrana drážních vozidel – Část 2: Požadavky na požární vlastnosti materiálů a součástí [22],
- ČSN EN ISO 8501-1 – Příprava ocelových povrchů před nanesením nátěrových hmot a obdobných výrobků – Vizuální vyhodnocení čistoty povrchu – Část 1: Stupně rezavění a stupně přípravy ocelového podkladu bez povlaku a ocelového podkladu po úplném odstranění předchozích povlaků [23] ad.

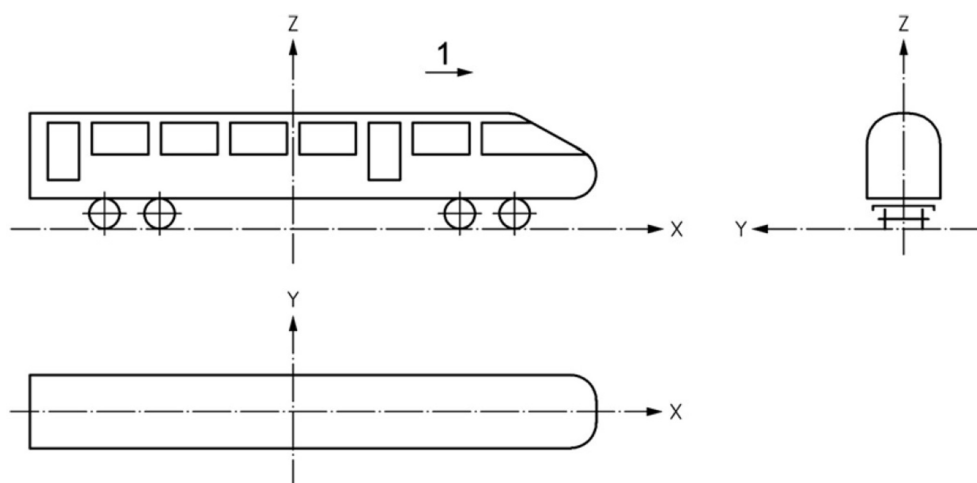
Bezpečnost a udržitelnost ve stavbě kolejových vozidel je přitom hodnocena dle normy ČSN EN 50126-1 [24], která se zabývá procesy RAMS a jejich hodnocením, popř. dle směrnice UNIFE [25], zabývající se udržitelností procesů životního cyklu výrobku. V obecné rovině je dále zohledňována také evropská směrnice TSI LOC&PAS [26], zabývající se návazností subsystému lokomotiv a osobních vozidel na další subjekty v rámci evropské železniční infrastruktury. Za zmínku stojí také předpis EHK OSN č. 107 [27], který se zabývá mj. návazností interiérových madel na cestující.

---

<sup>5</sup>Přehled zakázaných substancí ve stavbě drážních vozidel je zpracován asociací UNIFE, která zároveň zavádí certifikáty týkající se požární bezpečnosti materiálů, tzv. FCIL. Další informace viz např. <https://www.unife.org/activities/standards-and-regulation/key-eu-and-industry-documents/>

### 2.3.2 Evropská norma ČSN EN 12663-1+A1

Evropská norma ČSN EN 12663-1+A1 [12] zavádí jednotný postup při pevnostním návrhu skříní kolejových vozidel, se zaměřením na lokomotivy a vozidla osobní dopravy. Stanovuje mezní a provozní zatížení, resp. zrychlení, působící dle souřadnicového systému na obrázku 2-13, jakým musejí vozové skříně odolávat, definuje zásady validace návrhu prostřednictvím zkoušek a výpočtů, resp. analýz, a udává požadavky na materiálová data k tomu relevantní. Zabývá se zejména statickou a únavovou pevností, stabilitou a tuhostí konstrukce. Vychází přitom z experimentálních dat a veřejně přístupných informací.



1 – směr jízdy, X – podélný směr, Y – příčný směr, Z – svislý směr

**Obr. 2-13:** Souřadnicový systém vozové skříně dle ČSN EN 12663-1+A1 [12]

### Kategorizace vozidel dle ČSN EN 12663-1+A1

Dle [12], kapitoly 5.2 jsou vozidla drážní dopravy rozdělena do tří základních kategorií. Konkrétně se jedná o lokomotivy L, osobní vozy P a nákladní vozy F. Elektrické jednotky představují ucelené vlakové jednotky, které spadají do kategorie P-II.

### Mezní a provozní zatížení dle ČSN EN 12663-1+A1

Interiérová madla jsou zatěžována souborem sil, jejichž velikost se odvíjí od hmotnosti, kterou cestující působí na zádržnou tyč, a velikosti působícího zrychlení. Konkrétní podíly hmotnosti, anebo působíště výsledných sil přitom nejsou definovány. Dle [12], kapitoly 6.5.2, 6.6.4 a 6.6.6 a tabulky 13 až 18, jsou definována mimořádná a únavová, resp. provozní zrychlení, jejichž hodnoty jsou shrnuty v tabulce 2-3, kde  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  je tíhové zrychlení a  $c$  je konstanta, zohledňující polohu zádržné tyče ve voze.<sup>6</sup>

**Tab. 2-3:** Zrychlení vazeb kategorie P-II dle ČSN EN 12663-1+A1 [12]

Zrychlení	Směr působení (osa)		
	$x$	$y$	$z$
mezní	$\pm 3g$	$\pm 1g$	$(1 \pm c) \cdot g$
provozní	$\pm 0,15g$	$\pm 0,15g$	$(1 \pm 0,15) \cdot g$

<sup>6</sup>Na konci vozidla je  $c = 2$ , načež lineárně klesá až na  $c = 0,5$  ve středu vozidla.

## Způsoby validace návrhu dle ČSN EN 12663-1+A1

Dle [12], kapitoly 5.1, je obecně požadováno, aby interiérová madla odolávala požadovaným zatížením při současném zajištění odpovídajících provozních vlastností, tj. aby nedošlo k trvalé deformaci či poškození. Výrobce kolejových vozidel musí tuto skutečnost prokázat patřičnými výpočty a/nebo zkouškami v rámci validačního programu.

Posouzení statické pevnosti dle [12], kapitoly 5.4.1, spočívá v porovnání vypočteného či změřeného napětí s napětím přípustným, což lze vyjádřit součinitelem využití prvku

$$U = \frac{R_d S}{R_L} \leq 1, \quad (2-1)$$

kde  $U$  je součinitel využití prvku,  $R_d$  je napětí stanovené výpočtem či zkouškou,  $S$  je obecný součinitel bezpečnosti a  $R_L$  je přípustné napětí. Je přitom zřejmé, že dovolené napětí vychází ze smluvního diagramu. Jedná se nejčastěji o mez kluzu, popř. pružnosti, anebo mez pevnosti. V případě posuzování vůči mezi kluzu dle [12], kapitoly 5.4.2, přechází rovnice pro výpočet součinitele využití prvku do tvaru

$$U = \frac{\sigma_c S_1}{R_e} \leq 1, \quad (2-2)$$

kde  $U$  je součinitel využití prvku,  $\sigma_c$  je vypočtené napětí,  $S_1$  je součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu a  $R_e$  je mez kluzu, nejčastěji smluvní, popř. mez pružnosti materiálu. Oproti tomu, je-li stanovené napětí posuzováno vůči mezi pevnosti, pak dle [12], kapitoly 5.4.3, nabývá rovnice pro výpočet součinitele využití prvku tvaru

$$U = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1, \quad (2-3)$$

kde  $U$  je součinitel využití prvku,  $\sigma_c$  je vypočtené napětí při mimořádném zatížení,  $S_2$  je součinitel bezpečnosti vůči mezi pevnosti a  $R_m$  je mez pevnosti materiálu. Hodnota součinitele bezpečnosti  $S_1$ , resp.  $S_2$  přitom závisí na způsobu ověření návrhu, tzn. v případě ověření výpočtem i zkouškou je  $S_1 = 1,0$ , resp.  $S_2 = 1,3$ , zatímco je-li návrh ověřen pouze výpočtem platí  $S_1 = 1,15$ , resp.  $S_2 = 1,5$ .

Drážní vozidla jsou navrhována také s ohledem na bezpečnost vůči nestabilitě, nejčastěji ve formě pružných deformací, vedoucí k celkovému poškození při mimořádném zatížení. Dle [12], kapitoly 5.4.4, je proto obdobně zaveden součinitel využití prvku

$$U = \frac{\sigma_c S_3}{\sigma_{cb}} \leq 1, \text{ resp. } U = \frac{L_c S_3}{L_{cb}} \leq 1, \quad (2-4)$$

kde  $U$  je součinitel využití prvku,  $\sigma_c$ , resp.  $L_c$  je vypočtené napětí, resp. zatížení,  $S_3$  je součinitel bezpečnosti vůči nestabilitě a  $\sigma_{cb}$ , resp.  $L_{cb}$  je kritické deformační napětí, resp. zatížení. Hodnota bezpečnosti součinitele vůči nestabilitě nezávisí na způsobu ověřování návrhu, tj. platí  $S_3 = 1,5$ .

Kromě výše uvedeného se norma [12] zabývá také tuhostí a únavovou pevností. Z hlediska tuhosti je požadováno, aby se deformace vozové skříně pohybovaly v přípustných mezích. Oproti tomu, únavová pevnost vychází z četného a proměnlivého dynamického namáhání. Hodnotí se nejčastěji metodou mezní trvalé pevnosti či metodou kumulativního poškození. Dále jsou definovány požadavky na zkoušky, materiálové hodnoty apod.

### 2.3.3 Vyhláška UIC 566

Vyhláška UIC 566 [13] se, obdobně jako ČSN EN 12663-1+A1 [12], zabývá pevnostním návrhem skříní kolejových vozidel. Zohledňuje také komponenty interiéru, kotvené do hrubé stavby, avšak nerozlišuje jednotlivé typy drážních vozidel. Stanovuje mezní a provozní zatížení, definuje podmínky a metody validace návrhu. Avšak dnes se již v praxi nepoužívá, neb citovaná vyhláška byla vydána v roce 1990 a postupně nahrazena, a proto je tato kapitola spíše informativního charakteru.

#### Mezní a provozní zatížení dle UIC 566

Dle [13], kapitoly 2.1.4.1 a 2.2.1.1, jsou formou působícího zrychlení definována mimořádná a provozní zatížení, shrnutá v tabulce 2-4, kde  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  je tíhové zrychlení a  $c$  je konstanta, zohledňující polohu zádržné tyče ve voze,<sup>7</sup> přičemž jednotlivá provozní zrychlení jsou definována ve směru:

- podélném:  $a_x = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  při konvenčním brzdění,  
 $a_x = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  při elektromagnetickém brzdění,
- příčném:  $a_y = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- a svislém:  $a_z = 2,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

Kromě dílčích zrychlení se vyhláška [13] zabývá také specifickými parametry člověka. V kapitole 2.1.1.1.1 definuje hmotnosti cestujících, ze kterých lze vycházet při výpočtu zatížení, přičemž konkrétně se předpokládá:

- maximální hmotnost 100 kg,
- průměrná hmotnost se zavazadly 80 kg,
- průměrná hmotnost bez zavazadel 75 kg.

Oproti normě ČSN EN 12663-1+A1 [12] navíc definuje maximální zatížení vyvolaná cestujícími, resp. udává, jakým podílem vlastní hmotnosti mohou cestující působit na vybavení v interiéru drážních vozidel. V příloze 3-6 jsou stanovena např.:

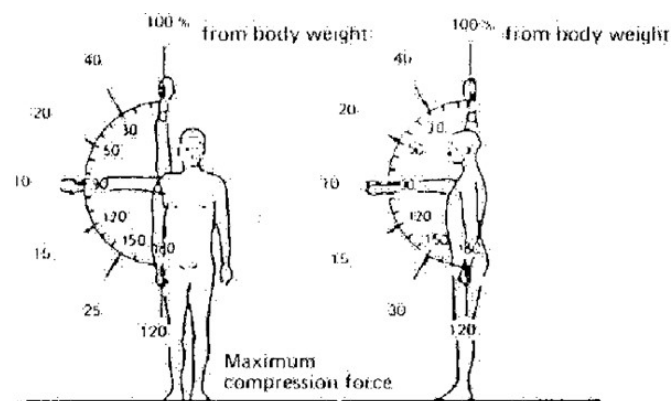
- zatížení od stojícího cestujícího v závislosti na pozici ruky vůči tělu,
- zatížení od sedícího cestujícího v závislosti na pozici nohy vůči tělu,
- zatížení při sevření ruky,
- zatížení při rotaci ruky ad.

Tyto předpoklady vychází z různých příruček, zabývajících se ergonomií člověka. Z hlediska interiérových madel jsou důležitá zejména zatížení od cestujícího ve stoje a při sevření ruky, znázorněná na obrázku 2-14 a 2-15.

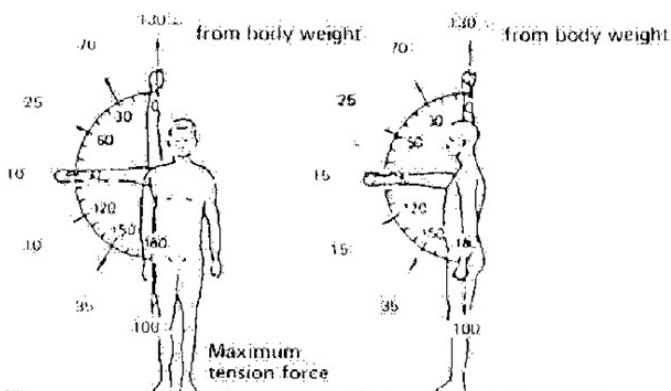
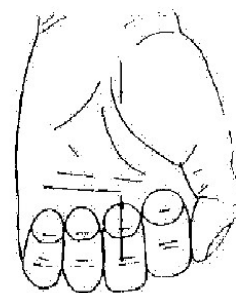
**Tab. 2-4:** Zrychlení komponent vozových skříní dle UIC 566 [13]

Zrychlení	Směr působení (osa)		
	$x$	$y$	$z$
mezní	$\pm 5 g$	$\pm 1 g$	$\pm c g$
provozní	$\pm a_x$	$\pm a_y$	$1 g \pm a_z$

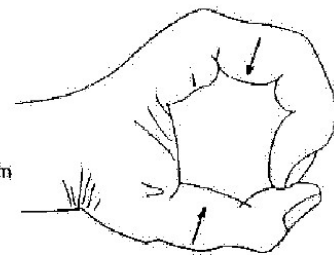
<sup>7</sup>Na konci vozidla je  $c = 3$ , načež lineárně klesá až na  $c = 1,5$  ve středu vozidla.



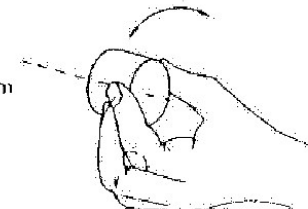
max. 100 N



max. 120 N  
for a diameter  
of approx. 40 mm



3 ... 4 Nm  
for a diameter  
of approx. 40 mm



**Obr. 2-14:** Přibližné zatížení madla od stojícího cestujícího dle UIC 566 [13]

**Obr. 2-15:** Přibližné zatížení madla od cestujícího při sevření ruky dle UIC 566 [13]

### Způsoby validace návrhu dle UIC 566

Dle [13], kapitoly 3.2.1. a 3.2.2, jsou definovány bezpečnostní součinitele pro validaci návrhu prostřednictvím výpočtu. V případě mezních zatížení lze uvažovat:

- součinitel bezpečnosti vůči mezi pevnosti  $S = 1,5$ ,
- součinitel bezpečnosti vůči smluvní mezi kluzu  $S = 1,0$ , pro svařence  $S = 1,1$ .

Oproti tomu, v případě provozních zatížení se předpokládá:

- součinitel bezpečnosti vůči mezi pevnosti  $S = 2,2$ ,
- součinitel bezpečnosti vůči mezi únavy  $S = 1,5$ , pro svařence  $S = 1,65$ .

Vyhláška [13] se dále zaměřuje na validaci návrhu zkoušením. Mezi hlavní body zájmu patří statické zkoušky při mezním a provozním zatížení, vibrační a nárazové zkoušky vozových skříní, pro něž definuje četné požadavky. Z hlediska pevnostních prvků interiéru se přitom ověřuje tuhost a pevnost ustavení, jež musí odolat předepsanému zatížení. Za zmínku stojí např. zkoušení těsnosti oken, které spočívá ve střídavém zatěžování o určité frekvenci po dobu  $10^5$  cyklů, při současném ostříkování vodou z rozprašovacích trysek.

### 2.3.4 Britská norma GM/RT2100

Britská norma GM/RT2100 [14] vychází z evropské směrnice TSI LOC&PAS [26] a definuje obecné požadavky kladené na primární, resp. exteriérové a sekundární čili interiérové struktury drážních vozidel. Primární strukturou je např. vozová skříň, podvozek aj., zatímco mezi sekundární struktury patří např. interiérová madla, dveře ad. Obecně je přitom požadováno, aby tyto struktury odolávaly dynamickému namáhání. Zvýšená pozornost je pak věnována např. pasivní bezpečnosti interiéru.

#### Pasivní bezpečnost interiéru dle GM/RT2100

Dle [14], přílohy A, jsou specifikovány obsáhlé požadavky na konstrukci drážních vozidel s ohledem na pasivní bezpečnost interiéru. Mezi konkrétní požadavky patří např.:

- minimalizace sekundárních srážek, viz kapitola A.3,
- zajištění strukturální integrity, viz kapitola A.4,
- validace návrhu zkouškami a výpočty, viz kapitoly A.5 a A.6, atd.

Interiérovými madly se norma [14] zabývá v kapitole A.11.2, přičemž definuje:

- *Požadavky na interoperabilitu.* Zádržné tyče integrované do vedlejších struktur, např. zástěn či obložení nástupního prostoru, nesmí příliš vyčnívat a omezovat, popř. ohrožovat jednotlivé cestující, např. osoby se sníženou pohyblivostí. Hodnotícím kritériem je zde riziko zranění v důsledku sekundárních srážek. Blíže se těmito požadavky zabývá směrnice TSI LOC&PAS [26], která mj. udává vnější průměr madel v rozsahu  $30 \div 40$  mm a vzdálenost od okolních komponent alespoň 45 mm.
- *Pevnostní požadavky.* Zádržné tyče musí odolat koncentrovanému zkušebnímu zatížení o hodnotě 1,7 kN, které působí kolmo na podélnou osu zádržné trubky, kolem níž je libovolně natočeno. Působíště zatížení je odlišné pro madla stropní a ostatní. V případě stropních madel je uvažováno zatížení kdekoliv po celé délce zádržné tyče, zatímco u ostatních madel se předpokládá silové působení pouze v oblastech určených k přichycení. V případě madel integrovaných do sedadel je hodnota zatížení snížena na 1,5 kN a působíště se předpokládá v polovině držáku.

#### Hodnocení kritérií zranění dle GM/RT2100

Dle [14], přílohy K, jsou definovány požadavky na posuzování kritérií zranění hlavy, krku, trupu ad. částí těla. Za zmínku stojí např. zranění hlavy, hodnocené kritériem *HIC*, jehož hodnota nesmí v žádném intervalu 15 ms přesáhnout 500. Maximální zrychlení působící na hlavu cestujícího zároveň nesmí překročit hodnotu 80 g po dobu delší než 3 ms.

## 2.4 Patentová rešerše v oblasti interiérových madel

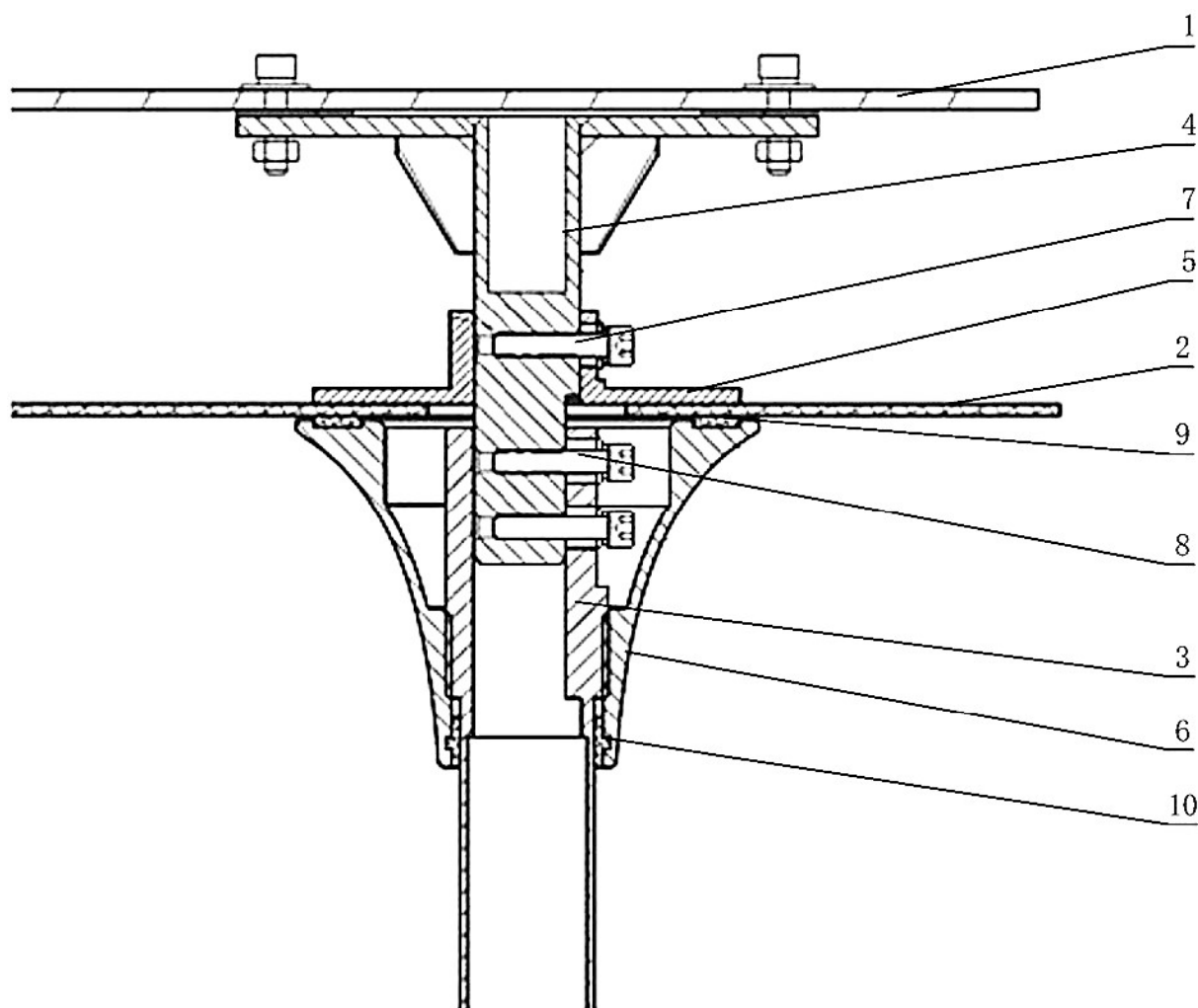
Interiérová madla jsou dnes nejčastěji ocelová, svařovaná či montovaná, s pohledovými či skrytými kotevními prvky. Tato kapitola popisuje relevantní řešení, nová či jakkoliv neobvyklá, chráněná patentovou ochranou.

### 2.4.1 Patent ustavení interiérového madla do stropu

Označení: CN208813055U [28]

Název: Fixing device for fixing top end of vehicle stand column handrail

Vlastník: China Railway Signal & Communication Co., Ltd.



1 – hrubá stavba, 2 – středový panel obložení stropu, 3 – zádržná tyč, 4 – spojovací prvek, 5 – dorazový prvek, 6 – pohledový kryt, 7, 8 – šroubový spoj, 9, 10 – pružné distanční prvky

**Obr. 2-16:** Schematický řez ustavením interiérového madla do stropu [28]

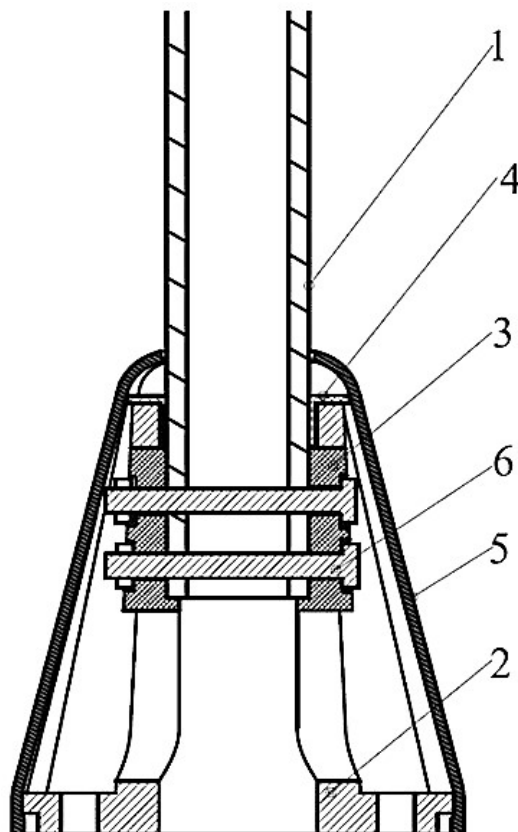
Patent popisuje esteticky přívětivé ustavení svislé zádržné tyče do stropní části hrubé stavby. Schematický řez je patrný na obrázku 2-16. Ke stropu hrubé stavby (1) je připevněn spojovací prvek (4), který prochází skrz středový panel obložení stropu (2), jehož poloha je vymezena dorazovým prvkem (5), opatřeným šroubovým spojením (7). Zádržná tyč (3) je nasazena na spojovací prvek (4) a zajištěna šroubovým spojením (8). Kovovému dotyku zamezují pružné distanční prvky (9, 10). [28]

## 2.4.2 Patent výškově nastavitelného kotevního prvku

Označení: CN210821946U [29]

Název: Adjustable grab bar device

Vlastník: Zhejiang Geely Holding Group Co., Ltd.,  
Zhejiang Geely New Energy Commercial Vehicle Group Co., Ltd.,  
Geely Sichuan Commercial Vehicle Co., Ltd.



1 – zádržná tyč, 2 – kotevní prvek, 3 – posuvný prvek,  
4 – nylonové pouzdro, 5 – pohledový kryt, 6 – šroubový spoj

**Obr. 2-17:** Schematický řez výškově nastavitelným kotevním prvkem [29]

Patent popisuje výškově nastavitelný kotevní prvek pro kompenzaci pružných deformací nosné struktury, které zapříčiní výškové rozdíly mezi stropem a podlahou. Schematický řez je patrný na obrázku 2-17. Zádržná tyč (1) prochází otvorem v kotevním prvku (2) a pomocí šroubů (6) je pevně spojena s posuvným prvkem (3). Kotevní prvek (2) disponuje drážkou, vymezující posuv prvku (3), resp. umožňující výškovou nastavitelnost. Kromě toho je zádržná tyč (1) vedena nylonovým pouzdem (4), které zároveň zamezuje kovovému dotyku. Příznivé estetické vlastnosti zajišťuje pohledový kryt (5). [29]

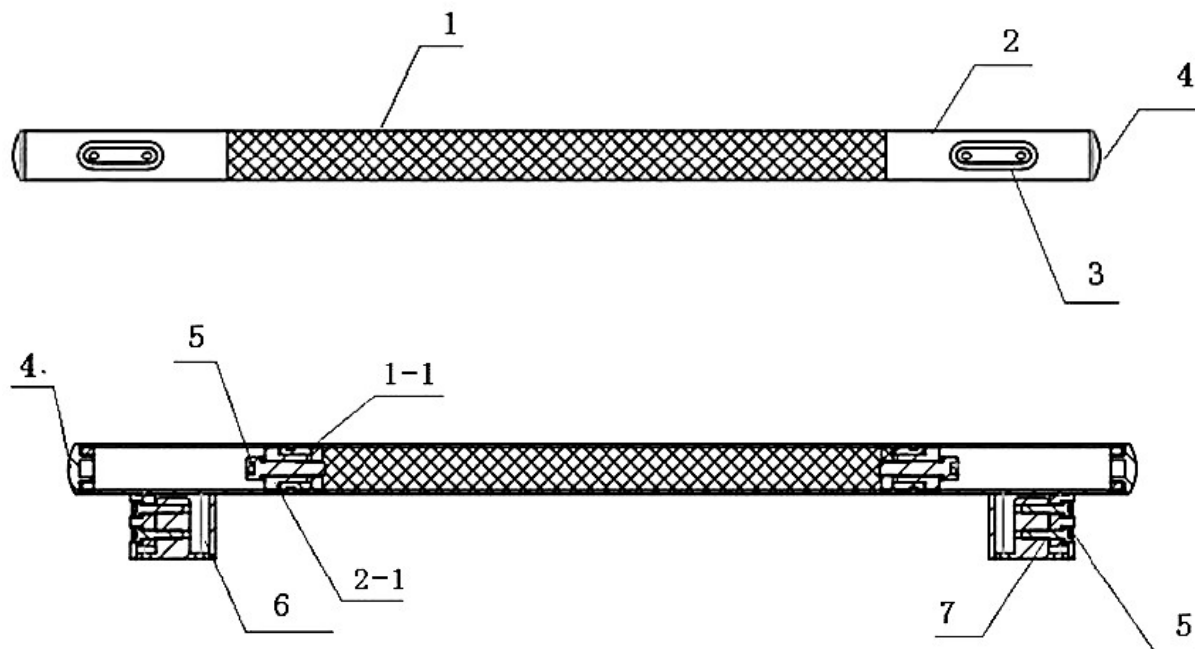


### 2.4.3 Patent bimateriálového interiérového madla

Označení: CN213268646U [30]

Název: Carbon fiber stainless steel combined doorway handrail

Vlastník: Qingdao Zongli Railway Vehicle Equipment Co., Ltd.



- 1 – kompozitní část zádržné tyče, 1-1 – vnitřní závit kompozitní části,  
2 – nerezová část zádržné tyče, 2-1 – vnitřní závit nerezové části,  
3 – kotevní prvek, 4 – těsnící kryt, 5 – šroubový spoj,  
6 – dutina kotevního prvku, 7 – vnitřní závit nosného prvku

**Obr. 2-18:** Pohled shora (nahore) a řez (dole) bimateriálovým madlem [30]

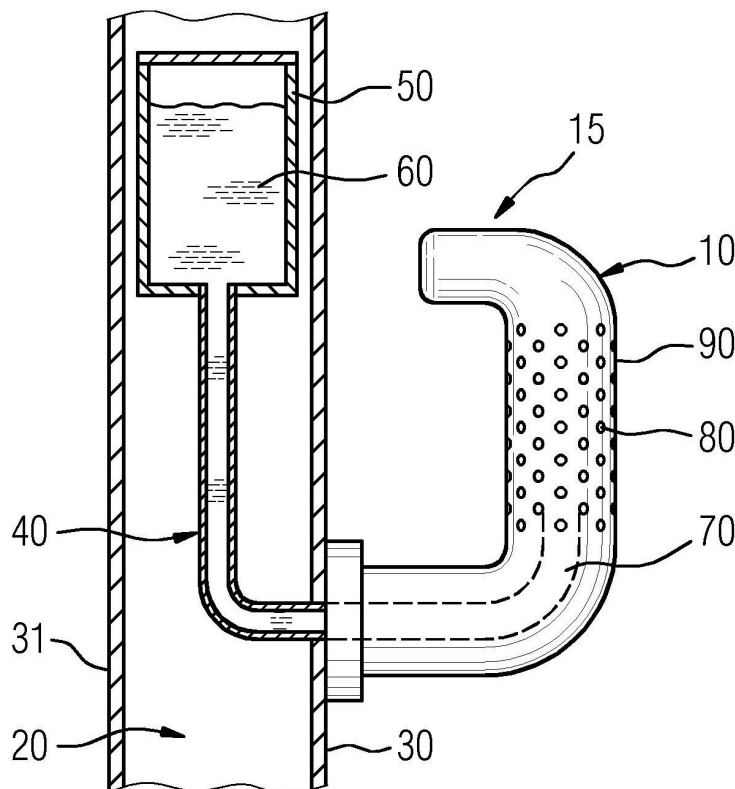
Patent popisuje bimateriálové interiérové madlo, včetně jeho ustavení do nosné struktury. Na obrázku 2-18 je znázorněn horní pohled, doplněný o schematický řez. Interiérové madlo sestává z kompozitní (1) a nerezové (2) části, kotevních prvků (3) a těsnících krytů (4). Kompozitní trubka (1) je na obou koncích opatřena vnitřními závity (1-1), pomocí nichž je sešroubována (5) s nerezovou trubkou (2), která je rovněž opatřena vnitřním závitem (2-1). K nerezové části (2), jejíž druhý konec je zaslepen těsnícím krytem (4), je navíc přivařen kotevní prvek (3). Ustavení madla je realizováno pomocí šroubového spoje (5) do nosného prvku s vnitřním závitem (7), který zapadá do dutiny kotevního prvku (6). [30]

#### 2.4.4 Patent interiérového madla s integrovanou dezinfekcí

Označení: CA2858434A1 [31]

Název: Rail vehicle with disinfection device

Vlastník: Siemens AG



10 – rukojeť, 15 – kolejové vozidlo, 20 – dveře, 30 a 31 – vnější a vnitřní strana dveří,  
40 – systém dezinfekce, 50 – zásobník, 60 – dezinfekční prostředek,  
70 – spojovací potrubí, 80 – vypouštěcí otvory, 90 – vnější povrch rukojeti

**Obr. 2-19:** Schematický řez interiéroým madlem s integrovanou dezinfekcí [31]

Patent popisuje interiérové madlo, resp. rukojeť s integrovaným systémem dezinfekce pro zvýšení úrovně hygieny. Schematický řez je znázorněn na obrázku 2-19. Rukojeť (10) je kotvena do dveřního panelu (20), v němž je situován systém dezinfekce (40). Dezinfekční prostředek (60) je umístěn v zásobníku (50), který je propojen (70) s vypouštěcími otvory (80) na vnějším povrchu rukojeti (90). Dezinfekce rukojeti (10) je realizována gravitačním spádem dezinfekčního prostředku (60). [31]

### 3 Rešerše soudobé používané techniky

Cílem této kapitoly je popsat současná řešení vnitřních zádržných systémů, konkrétně pak interiérových madel, na relevantních vozidlech drážní dopravy, tedy elektrických či hybridních aj. jednotkách, jak společnosti Škoda Transportation, tak i společností konkurenčních, např. francouzského Alstomu či německého Siemensu. Rešerše je zaměřena na jednopodlažní kolejová vozidla určená zejména pro regionální, popř. příměstskou dopravu na relativně krátké až střední vzdálenosti.

#### 3.1 Elektrická jednotka Škoda RegioPanter 20Ev

##### 3.1.1 Technické parametry jednotky RegioPanter 20Ev

Škoda RegioPanter 20Ev je dvousystémová, třívozová elektrická jednotka řady 640.2, určená pro provoz na území České republiky. Dle zákazníka, tedy ČD, bývá, s ohledem na počet míst k sezení, označována také jako EMU 240. Termín dodávky první jednotky se předpokládá v roce 2023, přičemž celkem bylo objednáno 60 jednotek, které jsou mimo jiné vybaveny WiFi připojením, USB zásuvkami i klimatizací. Nechybí ani nejmodernější zabezpečovací systém ETCS druhé úrovně. Technické parametry elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev, znázorněné na obrázku 3-1, jsou shrnuty v tabulce 3-1.

Tab. 3-1: Technické parametry elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [32]

Škoda RegioPanter 20Ev	
napěťový systém	3 kV DC / 25 kV 50 Hz
délka soupravy	79 400 mm
šířka	2820 mm
rozchod	1435 mm
uspořádání pojezdu	B' o 2' + B' o 2' + 2' B' o
maximální rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>
maximální počet cestujících	507
počet míst k sezení (z toho 1. třída)	234 (8)
nízkopodlažnost	61 %



Obr. 3-1: Elektrická jednotka Škoda RegioPanter 20Ev [32]

### 3.1.2 Popis řešení interiérových madel v jednotce RegioPanter 20Ev

Elektrická jednotka Škoda RegioPanter 20Ev<sup>8</sup> je z větší části koncipována jako nízkopodlažní. Část se sníženou podlahou je situována do střední části jednotky. To je vhodné pro usměrnění toku cestujících dále do vozu. Kompletně bezbariérovému přístupu pak napomáhají i výklopné rampy, jak napovídá obrázek, jak napovídá obrázek 3-2. Dále je patrné, že interiérová madla z nerezové oceli jsou zde vhodně integrována do obložení dveří, přičemž svými dispozicemi nezasahují do prostoru pro cestující. Jednotlivé kotevní prvky jsou pohledové a poměrně robustní.

V bezprostřední vzdálenosti od dveří je vyhrazen prostor pro cestující s koly či kočárky, jejichž přidržení je umožněno prostřednictvím madla zástěny, umístěné po obou stranách vozidla. Panel zástěny je z části prosklený a svými rozměry zasahuje až do průchozí uličky. To je lehce nevýhodné z hlediska průchodnosti vozidla, avšak současně dochází k velmi dobrému oddělení nástupního prostoru od prostoru pro cestující. Popisovaná situace je znázorněna na obrázku 3-3

Vizualizace představku, tj. části s vyšší úrovní podlahy na jednom z konců elektrické jednotky, je patrná na obrázku 3-4. Svislé interiérové madlo, zdola kotvené do technologických prostorů pod sedadly, zalomené dle tvaru skelného panelu, je zde doplněno o madlo zábradlí. Tyto zádržné tyče jsou navíc vyztuženy madlem kotveným do bočnice, přičemž spojení všech tří madel je realizováno pomocí *T*-spojky. To je z hlediska technologické náročnosti a případných oprav mnohem výhodnější než-li využití svarových spojů. Zástěna je opět z části prosklená, a navíc vhodně umístěná pouze nad výztužným madlem, neb ve spodní části funkci zástěny přebírá opěrná část sedadla. Uvedené řešení umožňuje oboustranné uchycení cestujících, přičemž je velice robustní a lze předpokládat, že disponuje vysokou tuhostí.



Obr. 3-2: Nástupní prostor elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [34]

<sup>8</sup>Následující popis je založen na veřejně dostupných informacích. Dodání první jednotky do Olomouckého kraje se dle [33] předpokládá v první polovině roku 2023.



Obr. 3-3: Uspořádání interiéru elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [35]



Obr. 3-4: Interiérová madla elektrické jednotky Škoda RegioPanter 20Ev [35]

## 3.2 Hybridní jednotka Siemens Mireo Plus B

### 3.2.1 Technické parametry jednotky Mireo Plus B

Siemens Mireo Plus B je dvousystémová, dvou- či třívozová hybridní, resp. elektrická jednotka s bateriovým napájením,<sup>9</sup> určená pro provoz na území Německa a Dánska. Termín dodání první jednotky se předpokládá v roce 2023, přičemž dohromady bylo objednáno 61 jednotek, které jsou mimo jiné vybaveny WiFi připojením, bezpečnostním monitorovacím systémem i klimatizací. Technické parametry dvouvozové hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B, znázorněné na obrázku 3-5, jsou shrnuty v tabulce 3-2.

**Tab. 3-2:** Technické parametry hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [36]

Siemens Mireo Plus B	
napěťový systém	15 kV 16,7 Hz / 25 kV 50 Hz
délka soupravy	46 560 mm
rozchod	1435 mm
uspořádání pojezdu	B'o 2 B'o
maximální rychlost	160 km · h <sup>-1</sup>
maximální počet cestujících	282
počet míst k sezení	126
nízkopodlažnost	částečná



**Obr. 3-5:** Hybridní jednotka Siemens Mireo Plus B [37]

<sup>9</sup>Bateriové napájení umožňuje provoz na tratích bez elektrifikace. Dle dostupných informací mají hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B dojezd až 80 km, resp. až 120 km ve variantě dvouvozové, resp. třívozové. [36]

### 3.2.2 Popis řešení interiérových madel v jednotce Mireo Plus B

Hybridní jednotka Siemens Mireo Plus B je koncipována jako částečně nízkopodlažní. V části se sníženou podlahou jsou nástupní prostory opatřeny výklopnými rampami pro umožnění bezbariérového přístupu. V bezprostřední vzdálenosti od dveří se nacházejí skleněné zástěny, do nichž jsou integrovány zádržné tyče, vyráběné z nerezové oceli, které umožňují přidržení cestujících. Tato madla jsou kotvena pouze do bočnice, což přispívá snadnému čištění podlahy. Interiér s prosklenými zástěnami navíc působí odlehčeně. Další uchycení cestujících v nízkopodlažní části je možné pomocí stropních madel s tvarovanou rukojetí. Výše popsaná situace je znázorněna na obrázku 3-6.

Kromě prostoru vyhrazeného pro kola, kočárky apod. jsou jednotlivé vozy koncipovány jako velkoprostorové, jak je patrné z obrázku 3-7. Část interiérových madel je zde vhodně integrována do horní, resp. opěrné části sedadel. Tato madla se předpokládají plastová, dodávaná jako součást sedadel.

Detailní pohled na skleněnou zástěnu je znázorněn na obrázku 3-8, kde je zároveň patrné i horizontální madlo. Ustavení skla je zde realizováno ve čtyřech bodech, prostřednictvím svěrného spojení s pryžovými prvky. Interiérové madlo se předpokládá svařované, ohnuté do požadovaného tvaru a kotvené pouze do bočnice, což není příliš vhodné z hlediska tuhosti. Tato nevýhoda je však vhodně kompenzována zvětšením průměru zádržné tyče v její spodní části a přidáním tyče podpůrné. Tím je zároveň zmenšena plocha skleněné části. Horní kotevní prvky jsou oproti těm ve spodní části koncipovány jako nepohledové. Celá konstrukce přispívá vizuální prostornosti vozu.



Obr. 3-6: Nástupní prostor hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38]



Obr. 3-7: Uspořádání interiéru hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38]



Obr. 3-8: Interiérová madla hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B [38]



### 3.3 Vodíková jednotka Alstom Coradia iLint

#### 3.3.1 Technické parametry jednotky Coradia iLint

Alstom Coradia iLint je alternativně poháněná, dvouvozová hybridní jednotka s bateriovým napájením a vodíkovými palivovými články,<sup>10</sup> poprvé představená na veletrhu InnoTrans v roce 2016, určená pro provoz na území Německa a dalších členských států Evropské unie. Jedná se o první sériově vyráběnou vodíkovou jednotku, testovanou od roku 2017, v plném provozu od roku 2022. Dle dostupných informací bylo objednáno celkem 41 jednotek za účelem nahrazení jednotek s dieselovým pohonem. Jednotka Alstom Coradia iLint disponuje šestnácti palivovými nádržemi o objemu 380 l, situovanými ve střešním prostoru, a dojezdem až 1000 km. Technické parametry této dvouvozové vodíkové jednotky, znázorněné na obrázku 3-9, jež koncepčně vychází z motorové jednotky Alstom Lint 54, jsou shrnuty v tabulce 3-3. [40]

**Tab. 3-3:** Technické parametry vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [40]

Alstom Coradia iLint	
napěťový systém	–
délka soupravy	54 270 mm
rozchod	1435 mm
uspořádání pojezdu	B' 2'+B' B'
maximální rychlost	140 km · h <sup>-1</sup>
maximální počet cestujících	282
počet míst k sezení	138
nízkopodlažnost	částečná



**Obr. 3-9:** Vodíková jednotka Alstom Coradia iLint [39]

<sup>10</sup>Napájení prostřednictvím vodíkových článků je výhodné z hlediska snížení emisí oxidu uhličitého, neb produktem chemické reakce, při níž dochází k výrobě elektrické energie, je pouze voda, resp. vodní pára a teplo. Nevýhody vodíku spočívají v jeho nákladné výrobě, zvýšených nárocích na skladování a vysoké hořlavosti. [39]

### 3.3.2 Popis řešení interiérových madel v jednotce Coradia iLint

Vodíková jednotka Alstom Coradia iLint je koncipována jako částečně nízkopodlažní. Nástupní prostor, znázorněný na obrázku 3-10 je vhodně doplněný o výklopné rampy umožňující bezbariérový přístup. Uchycení cestujících je možné pomocí zádržných tyčí, resp. trubek z nerezové oceli situovaných v obložení dveří, popř. prostřednictvím interiérových madel integrovaných v přilehlých zástěnách. Madla zástěny lze charakterizovat jako svislá, kotvená do podlahové a stropní části. Samotné zástěny jsou přitom skleněné, kotvené tříbodově, prostřednictvím pružných, pravděpodobně pryžových prvků situovaných v madlech a obložení dveřních sloupků.

Část jednotky, která není nízkopodlažní, je koncipována jako velkoprostorová, což vyplývá z obrázku 3-11. Jednotlivá interiérová madla jsou zde vhodně integrována do horní části sedadel, přičemž zajímavý je otevřený průchod mezi vozy, který zdůrazňuje prostornost vozidla. Přidržení cestujících dále podporují zakřivené zádržné tyče.

Další pohled na interiérová madla, nacházející se v prostoru pro cestující, je znázorněn na obrázku 3-12. Atypické je zde řešení svislých madel, které se předpokládají svařované z pěti nerezových trubek. Vyšší množství svarů není příliš vhodné z hlediska napětí. Vhodnou alternativou by bylo např. využití tzv. *T*-spojek, uvedených v kapitole 2.1, anebo svaření menšího počtu ohýbaných trubek. Z hlediska ustavení je zřejmé, že kotvení madla do stropní části je realizováno jako pohledové, prostřednictvím šroubového spojení s *C*-drážkami vedenými po celé délce vozu. Oproti tomu, kotevní prvky, ustavující madlo do podlahové části, působí jako nepohledové.



Obr. 3-10: Nástupní prostor vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41]



Obr. 3-11: Uspořádání interiéru vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41]



Obr. 3-12: Interiérová madla vodíkové jednotky Alstom Coradia iLint [41]

### 3.4 Shrnutí řešerše soudobé používané techniky

Řešerše soudobé používané techniky se zaměřením na vnitřní zádržné systémy, resp. interiérová madla, byla provedena pro následující regionální vozidla drážní dopravy:

- elektrickou jednotku RegioPanter 20Ev českého výrobce Škoda Transportation,
- hybridní jednotku Mireo Plus B německého výrobce Siemens,
- vodíkovou jednotku Coradia iLint francouzského výrobce Alstom.

Z technických parametrů, uvedených v kapitolách 3.1.1, 3.2.1 a 3.3.1, vyplývá, že každé z uvažovaných vozidel je částečně nízkopodlažní, přičemž nejvyšší rychlosti  $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  dosahuje elektrická jednotka RegioPanter 20Ev, která zároveň disponuje nejvyšší přepravní kapacitou při maximálním počtu cestujících 169 na jeden vůz. To je ovlivněno skutečností, že zbylé jednotky se vyrábějí spíše ve variantě dvouvozové, a navíc disponují hybridním pohonem, jehož pozice na trhu není tak ustálená.

Popis řešení interiérových madel, obsažený v kapitolách 3.1.2, 3.2.2 a 3.3.2, není ani zdaleka vyčerpávající, avšak nastiňuje základní principy aplikované při návrhu vnitřních zádržných systémů v rámci moderních ucelených vozových soustav, tj. jednotek. Nevýhodou je skutečnost, že popis vychází z veřejně dostupných informací, jejichž četnost je bohužel mizivá, což může vést k nepřesné interpretaci.

Napříč tomu bylo zjištěno, že interiérová madla se v současné době vyrábí převážně z nerezové oceli, jejíž povrchová úprava spočívá v kartáčování a následném leštění. Finální povrch je charakteristický svou kovově stříbrnou barvou a výhodnými vlastnostmi z hlediska údržby a hygieny. Je však nutné podotknout, že zádržné tyče, u nichž nedochází k lakování, mají tendenci splývat se svým bezprostředním okolím, čímž se vytváří nevhodná barevná kompozice interiéru jako celku. Těto skutečnosti nepřispívá ani obecná odrazivost kovového povrchu.

Obecně se využívá interiérových madel svislých i horizontálních, přímých i lomených či jinak zakřivených, kotvených do stropu, bočnice i podlahy, pohledově či nepohledově. Velmi výhodná je přitom integrace jednotlivých zádržných tyčí přímo do obložení, např. vstupních prostor, čímž nedochází k narušení prostoru pro cestující. Typické provedení je patrné z vizualizace interiéru jednotky RegioPanter 20Ev na obrázku 3-2. Kromě toho se ve všech uvažovaných jednotkách využívá připojení madla k zástěně, čímž je dosaženo vhodného využití prostoru. Zástěna zároveň madlo vyztužuje, avšak výrazně zvyšuje hmotnost, což lze kompenzovat odlehčením. Oproti tomu, skleněné zástěny přispívají optické prostornosti, jak je zřejmé z interiéru jednotky Coradia iLint na obrázku 3-10.

Je zřejmé, že interiér každé z jednotek je svým způsobem jedinečný, např.:

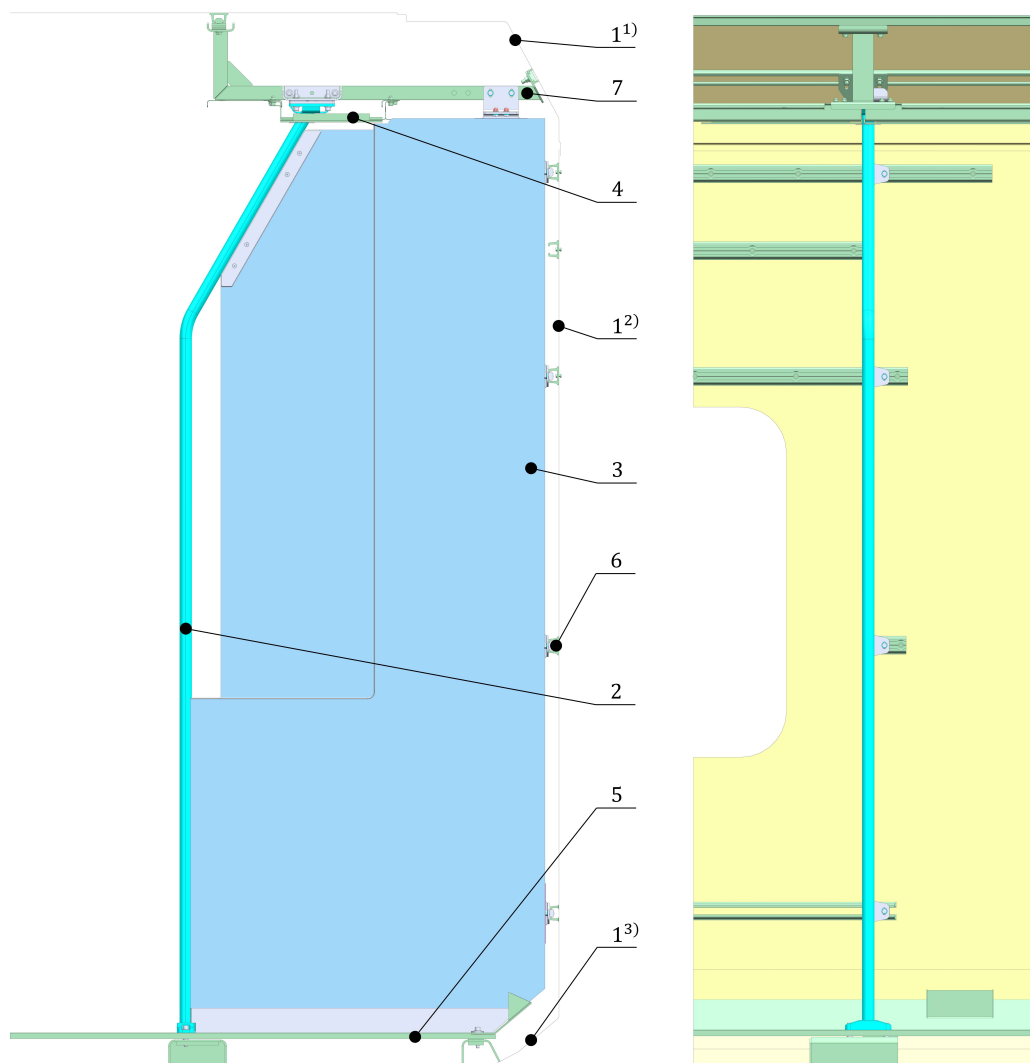
- Řešením vzájemného spojení několika zádržných tyčí pomocí  $T$ -spojky v jednotce RegioPanter 20Ev, viz obrázek 3-4. Tím odpadají svarové spoje, které jsou mj. nežádoucí z hlediska rozebíratelnosti.
- Zvětšením vnějšího průměru zádržné tyče v části, která není určena k uchycení cestujících, za účelem vyztužení madla zástěny v jednotce Mireo Plus B, viz obrázek 3-8. Lze však předpokládat, že takové řešení je technologicky náročnější.
- Umožněním přidržení většího počtu cestujících rozvětvením svislých madel v nízkopodlažní části jednotky Coradia iLint. Tím zároveň nedochází k omezení prostoru pro cestující, viz obrázek 3-12.

## 4 Stávající řešení zástěny s madlem

Jak již bylo naznačeno v kapitole 1, předmětem diplomové práce je strukturální optimalizace interiérového madla zástěny v rámci koncepční studie jednopodlažní elektrické jednotky společnosti Škoda Transportation, a.s. Další podkapitoly se proto zaměří na popis a vyhodnocení stávajícího řešení za využití strukturální analýzy, načež bude vytvořen podklad pro návrh optimalizované konstrukce.

### 4.1 Popis konstrukce stávajícího řešení

Stávající řešení zástěny, která sestává ze svislého interiérového madla (2) a panelu zástěny (3), je znázorněno na obrázku 4-1. Jednotlivé prvky jsou kotveny pohledově či nepohledově, např. skrz stropní (4) či podlahové (5) panely, do hrubé stavby (1), resp. do části stropu, bočnice i podlahy, přímo, do technologické přípravy, tj. C-drážek, nosičů apod. (6) či nepřímo, např. přes podstropní konstrukci (7), prostřednictvím třecích či lepených spojů, anebo spojů s předpjatými elementy, tj. šroubových spojů. Kromě toho zástěna obsahuje také přídatná zařízení, která jsou připevněna k panelu zástěny.

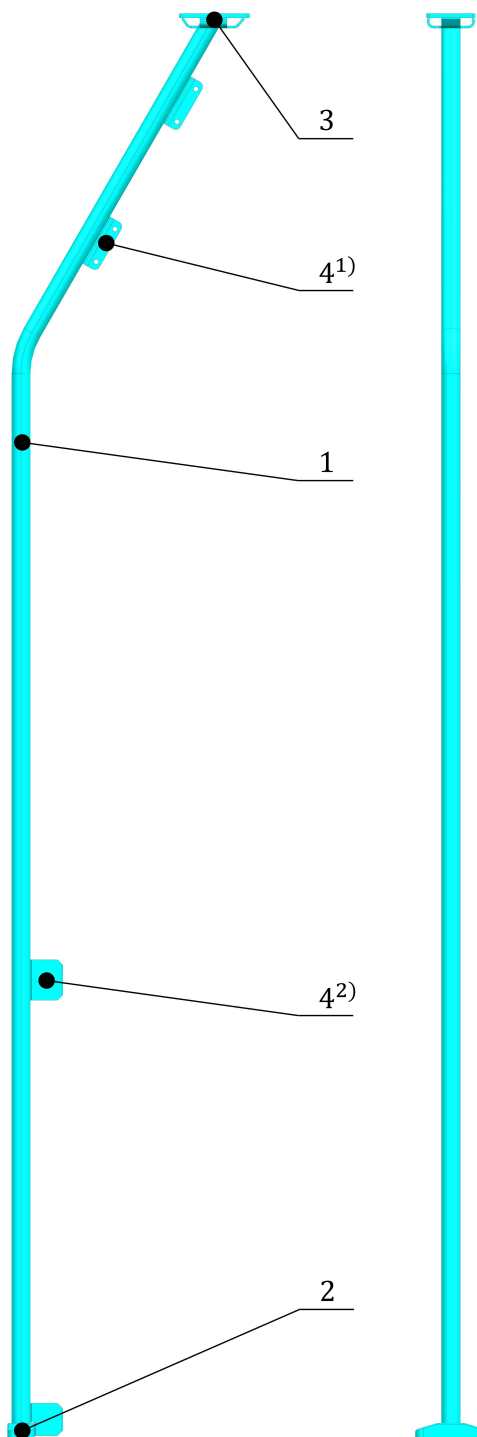


1 – hrubá stavba: 1<sup>1</sup>) strop, 2<sup>2</sup>) bočnice, 3<sup>3</sup>) spodek, 2 – interiérové madlo, 3 – panel zástěny, 4 a 5 – stropní a podlahové panely, 6 – technologická příprava HS, 7 – podstropní konstrukce

Obr. 4-1: Stávající zástěna ve směru (nalevo) a kolmo na směr jízdy (napravo)

#### 4.1.1 Stávající řešení interiérového madla

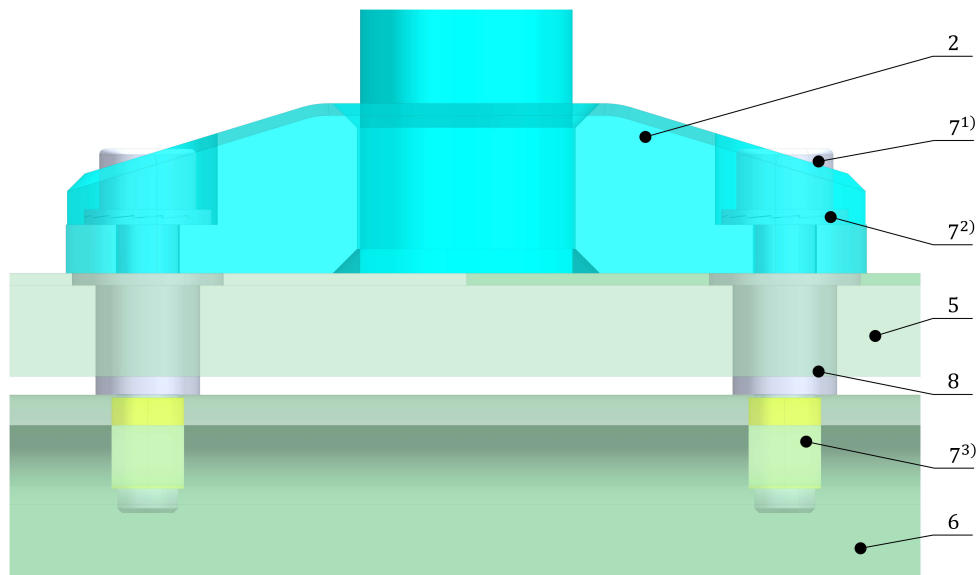
Interiérové madlo je vyrobeno z nerezové chrom-niklové oceli a sestává z ohýbané bezešvé trubky (1) o průměru 35 mm a délce 2745 mm, dolní patky (2), horní příruby s výztuhou (3) a návarků (4). Jednotlivé prvky jsou k sobě přivařeny, typicky prostřednictvím tupých či koutových svarů. Madlo je zalomeno pod úhlem  $30^\circ$  ve vzdálenosti přibližně 1975 mm od podlahy. Sestava svařence o celkové výšce 2642 mm je patrná na obrázku 4-2.



1 – zádržná trubka, 2 – dolní patka, 3 – horní příruba, 4 – návarky: <sup>1)</sup> skla, <sup>2)</sup> panelu

Obr. 4-2: Stávající madlo ve směru (nalevo) a kolmo na směr jízdy (napravo)

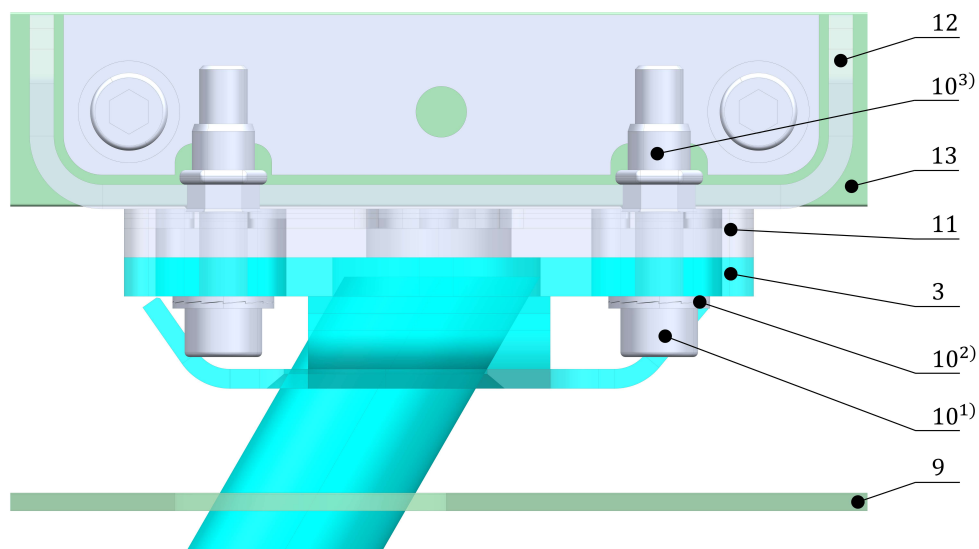
V dolní části je interiérové madlo ustaveno prostřednictvím dolní patky (2), skrz podlahové panely (5), do technologické přípravy spodku hrubé stavby (6). Spojení těchto částí je realizováno dvojicí šroubových spojů (7) s rozpěrnými elementy (8), čímž je zároveň zamezeno nežádoucím relativním pohybům, např. natočení kolem osy trubky. Situace je znázorněna na obrázku 4-3.



2 – dolní patka, 5 – podlahové panely, 6 – technologická příprava hrubé stavby,  
7 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> pojistná podložka, <sup>3)</sup> závitová vložka, 8 – rozpěrný element

Obr. 4-3: Detail kotvení stávajícího madla v dolní části

Oproti tomu, v horní části interiérové madlo prochází stropními panely (9), načež je kotveno pomocí horní příruby (3), jež je čtyřmi, resp. šesti šroubovými spoji (10) s rozpěrnými elementy (11) spojena s horním držákem (12) a podstropní konstrukcí (13), viz obrázek 4-4.

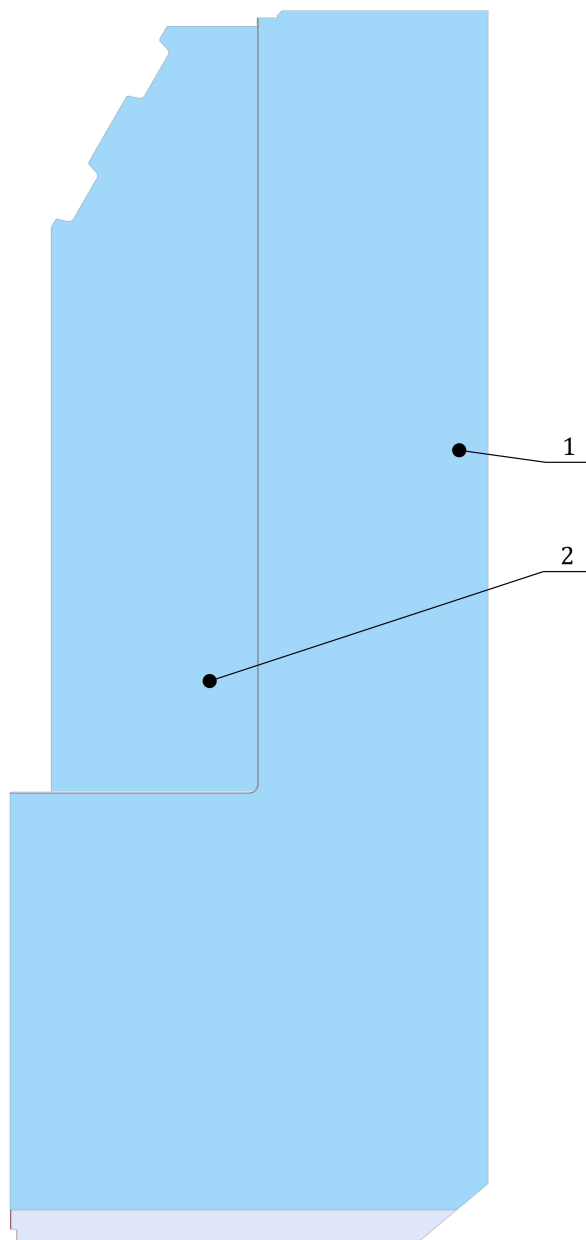


3 – horní příruba, 9 – stropní panely, 10 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> pojistná podložka,  
<sup>3)</sup> nýtovací matice, 11 – rozpěrný element, 12 – horní držák, 13 – podstropní konstrukce

Obr. 4-4: Detail kotvení stávajícího madla v horní části

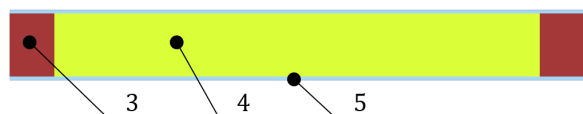
#### 4.1.2 Stávající řešení panelu zástěny

Panel zástěny, znázorněný na obrázku 4-5, sestává ze sendvičového (1) a skelného panelu (2). Z jedné strany je k panelu navíc přišroubován odpadkový kos a hasící přístroj. Sendvičový panel je složen z překližky (3), pěnového jádra (4) a laminátového opláštění (5), jak naznačuje obrázek 4-6.



1 – sendvičový panel, 2 – skelný panel

Obr. 4-5: Stávající panel zástěny ve směru jízdy

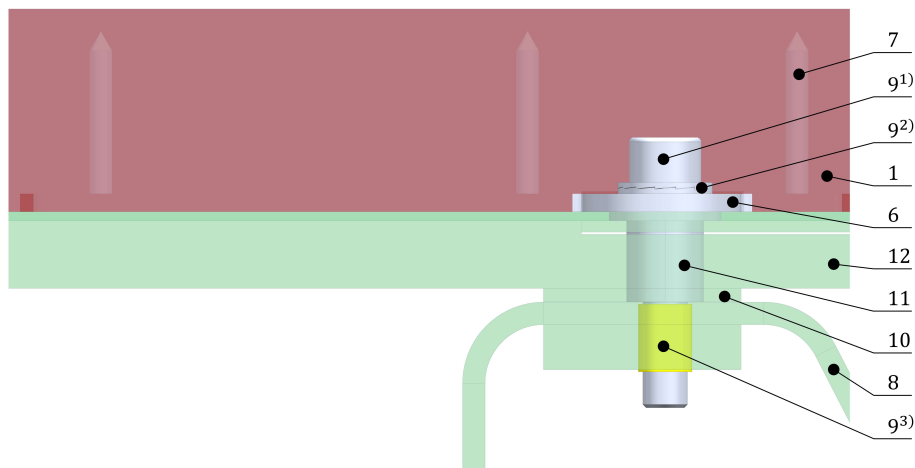


3 – překližka, 4 – pěnové jádro, 5 – laminátové opláštění

Obr. 4-6: Schematický řez stávajícím sendvičovým panelem



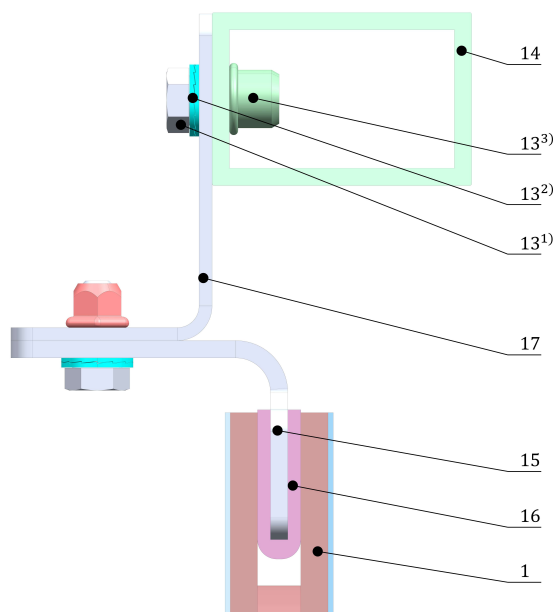
V dolní části je sendvičový panel (1) kotven prostřednictvím dolního držáku (6), vyrobeného z nerezové chrom-niklové oceli, který je k panelu připevněn třemi vruty (7), do technologické přípravy spodku hrubé stavby (8). Samotné spojení je přitom realizováno jedním šroubovým spojem (9) s pryžovým (10) a rozpěrným (11) elementem, který prochází skrz podlahové panely (12), což vyplývá z obrázku 4-7.



- 1 – sendvičový panel, 6 – dolní držák, 7 – vruty, 8 – technologická příprava hrubé stavby,  
9 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> pojistná podložka, <sup>3)</sup> závitová vložka,  
10 – pryžový element, 11 – rozpěrný element, 12 – podlahové panely

**Obr. 4-7:** Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v dolní části

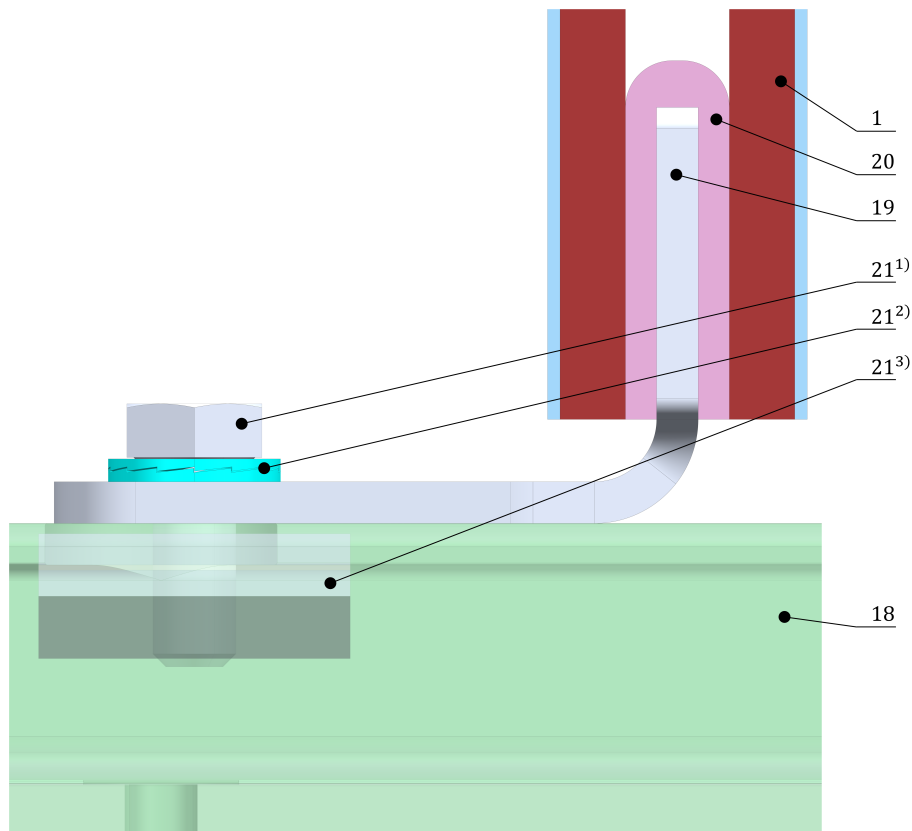
Horní část panelu je, obdobně jako zádržná tyč, kotvena nepřímo do hrubé stavby. To je realizováno čtveřicí šroubových spojů (13), spojující podstropní konstrukci (14) a horní úchyt z nelegované jakostní oceli (15), uložený v pryžovém profilu (16) a doplněný o protikus (17). Nastíněná situace je znázorněna na obrázku 4-8.



- 1 – sendvičový panel, 13 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> pojistná podložka, <sup>3)</sup> nýt. matice,  
14 – podstropní konstrukce, 15 – horní úchyt, 16 – pryžový profil, 17 – protikus úchytu

**Obr. 4-8:** Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v horní části

Kromě toho je sendvičový panel kotven také do bočnice hrubé stavby (18), a to přímo, s využitím trojice bočních patek (19), vyrobených z nelegované jakostní oceli. Jednotlivé patky jsou, rovněž jako horní držák, popsany výše, jedním koncem uloženy v pryžovém profilu (20). Koncem druhým jsou, prostřednictvím šroubových spojů (21), spojeny s odpovídajícími C-drážkami, jak napovídá obrázek 4-9.

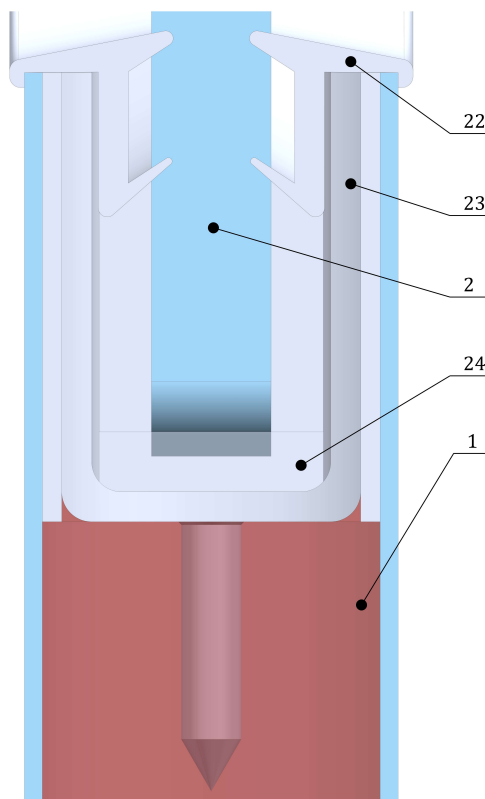


1 – sendvičový panel, 18 – technologická příprava hrubé stavby, 19 – boční patka, 20 – pryžový profil, 21 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> pojistná podložka, <sup>3)</sup> matice

**Obr. 4-9:** Detail kotvení stávajícího panelu zástěny v boční části

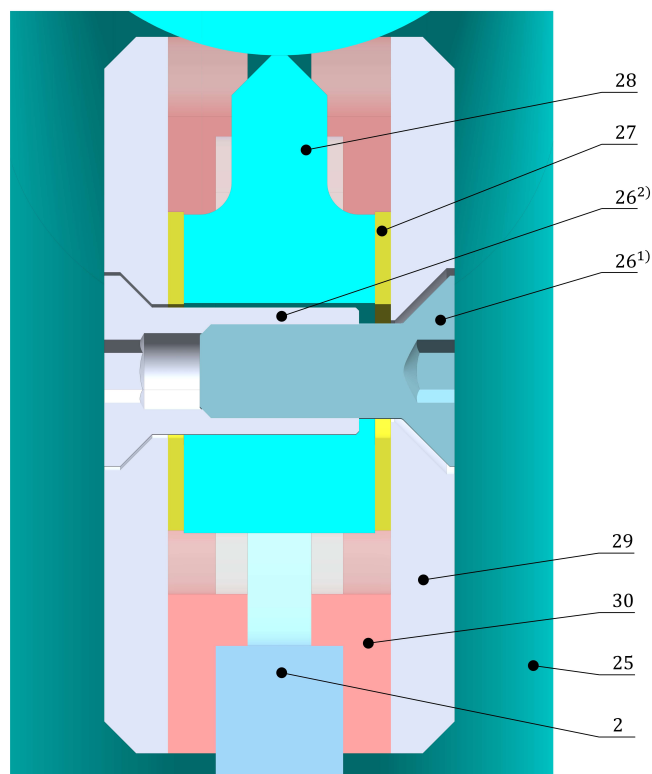
Na základě výše uvedeného je tedy zřejmé, že panel zástěny je kotven v pěti bodech. Pro zajištění dostatečně tuhého ustavení je panel zástěny navíc přišroubován k odpovídajícím návarkům, přivařeným k interiérovému madlu. Zároveň je nutné podotknout, že použití pružných prvků v jednotlivých spojích je, v kombinaci s robustním kotvením, výhodné z hlediska odolnosti proti vibracím, vznikajícím od poježděné koleje.

Oproti tomu, skelný panel (2) není kotven do bočnice, ale je ustaven v rámci vedlejších nosných struktur. To znamená, že na jedné straně je pružně uložen v pryžovém profilu (22), situovaném v liště (23), která je po obvodu přilepená a přinýtovaná k sendvičovému panelu (1), viz obrázek 4-10. Vzájemný kontakt jednotlivých panelů je omezen pružným dorazovým prvkem (24). Na straně druhé je využito pružně-svěrného spojení s interiérovým madlem (25). Toho je docíleno šroubovými spoji (26) s rozpěrnými elementy (27), které spojují příslušné návarky (28) s nerezovými krycími plechy (29) a pryžovým těsněním (30), jak naznačuje obrázek 4-11.



1 – sendvičový panel, 2 – skelný panel, 22 – pryžový profil, 23 – lišta, 24 – doraz

**Obr. 4-10:** Detail ustavení stávajícího skelného panelu v sendvičovém panelu



2 – skelný panel, 25 – interiérové madlo, 26 – šroubový spoj: <sup>1)</sup> šroub, <sup>2)</sup> objímková matice,  
27 – rozpěrný element, 28 – návarek, 29 – plech krycí, 30 – pryžové těsnění,

**Obr. 4-11:** Detail ustavení stávajícího skelného panelu k interiérovému madlu

## 4.2 Strukturální analýza stávajícího řešení

Cílem strukturální analýzy je zjistit, jaký vliv mají dané okrajové podmínky, např. zatížení či uložení, na zkoumanou součást. Prostřednictvím numerických simulací tedy lze vyhodnotit např. statické, dynamické i únavové chování daného konečno-prvkového modelu či sestavy. V případě zástěny s madlem bude uvažováno pouze statické namáhání, přičemž hlavním cílem zájmu jsou zejména napěťové charakteristiky, tuhostní vlastnosti ad. Je však nutné podotknout, že strukturální analýza, blíže popsaná v dalších podkapitolách, obsahuje značná a zásadní zjednodušení, např. uvažování dokonalého spojení navazujících komponent, kdy se předpokládá dokonalé provedení svarů a šroubových spojů. Důvodem je snížení výpočetní náročnosti, neboť se předpokládá využití zavedeného diskretizovaného modelu při návrhu optimalizované konstrukce.

### 4.2.1 Konečno-prvkový model a okrajové podmínky stávajícího řešení

V rámci tvorby konečno-prvkového modelu dochází zejména ke zjednodušení a diskretizaci vstupní geometrie na konečný počet elementů při současném přiřazení mechanických vlastností, definici spojení navazujících komponent a aplikaci okrajových podmínek, což je typicky realizováno v příslušném pre-procesoru.

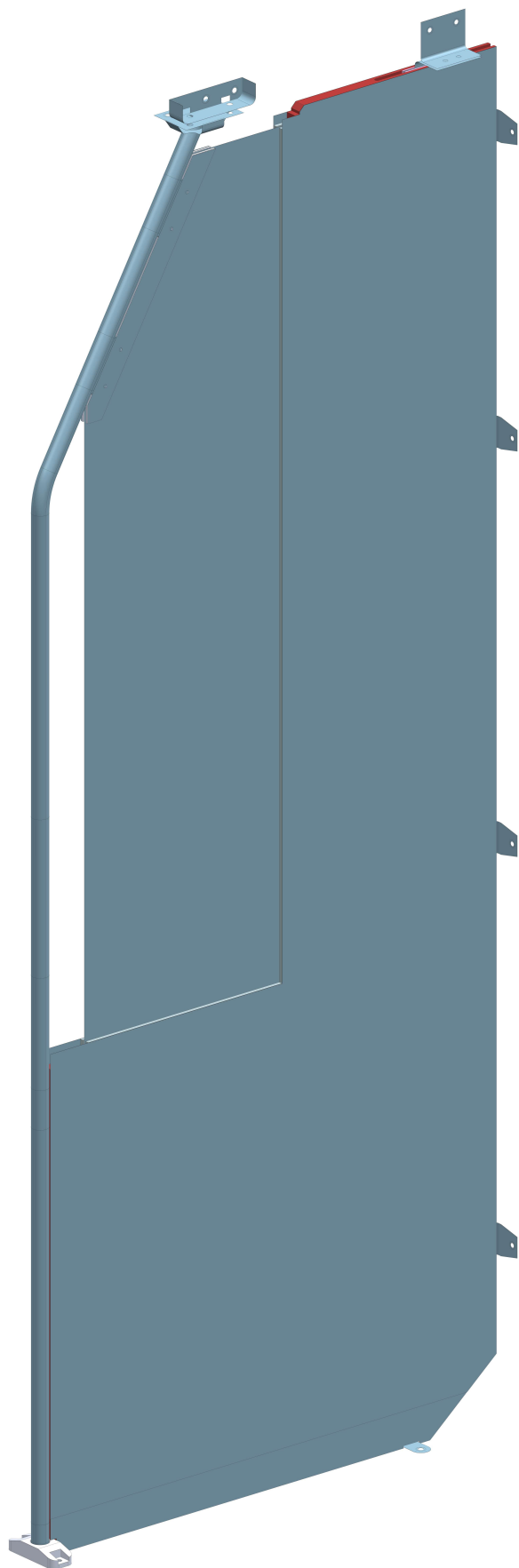
#### Vstupní geometrie stávajícího řešení

Za účelem vytvoření konečno-prvkového modelu byla zástěna s madlem, poskytnutá zadavatelem diplomové práce [1], zjednodušena pomocí funkcí synchronního modelování v modeláři softwaru Siemens NX 1888. Tím byly např. sjednoceny velikosti otvorů pro šroubové spoje dle ČSN EN 20273 [42], odebrána zaoblení či zkosení, naseknuty plochy pro aplikaci okrajových podmínek či umožnění spojení metodou sešití, apod. Zároveň byla odebrána větší část zástavby, např. technologická příprava hrubé stavby či podstropní konstrukce, a dalších prvků, nejčastěji rozpěrných elementů, jejichž zahrnutí by vedlo ke zvýšení složitosti diskretizovaného modelu, a potažmo výpočetní náročnosti. Kromě toho byla část prostorových, resp. objemových těles převedena na skořepinová prostřednictvím progresivního vytvoření střednicových ploch. Geometricky složitější komponenty, např. překližka sendvičového panelu, a jednotlivé pružné elementy, zejména pryžové prvky do pre-procesoru vstupují jako homogenizovaná objemová tělesa. Vstupní geometrie zástěny s madlem je patrná na obrázku 4-12.

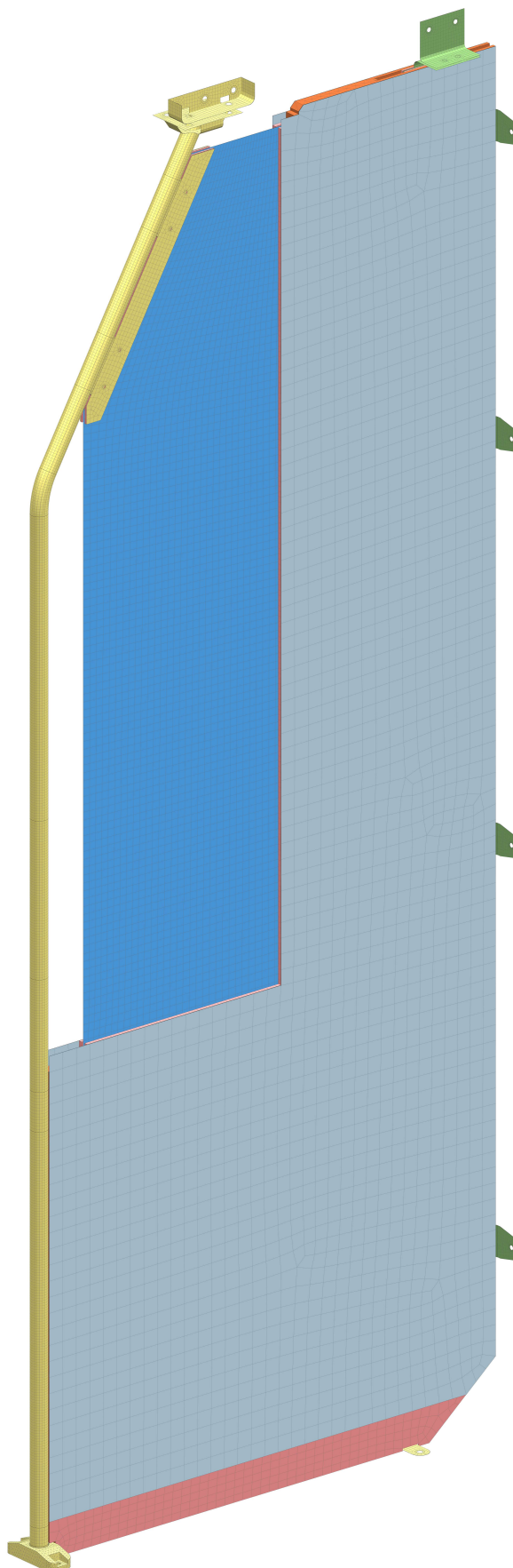
#### Diskretizovaný model stávajícího řešení

Diskretizace, resp. zasítování vstupní geometrie, znázorněné na obrázku 4-12, byla provedena v pre-procesoru Siemens Simcenter Nastran 2019.2. Výsledný diskretizovaný model, znázorněný na obrázku 4-13, sestává z elementů prvního řádu, tj. bez meziuzlů typu *CQUAD4*, resp. *CTETRA4* a *CHEXA8* v případě skořepinových, resp. objemových těles. Velikost jednotlivých elementů byla zvolena tak, aby nedocházelo např. k nežádoucímu vyztužení či jinému zkreslení výsledných hodnot, které může vzniknout jako důsledek hrubého zasítování jednotlivých prvků.

Stávající řešení zástěny s madlem sestává z mnoha různých, kovových i nekovových materiálů. Mechanické vlastnosti diskretizovaného modelu byly charakterizovány lineárními materiálovými modely s izotropním chováním, jejichž mechanické parametry jsou shrnuty v tabulkách 4-1 a 4-2, kde  $E$  je modul pružnosti v tahu,  $\mu$  je Poissonovo číslo,  $\rho$  je hustota,  $R_e$  je mez kluzu  $R_m$  je mez pevnosti a  $\sigma_D$  je minimální dovolené napětí dle ČSN EN 12663-1+A1 [12] při bezpečnosti  $S_1 = 1,15$  a  $S_2 = 1,5$ , viz kapitola 2.3.2.



Obr. 4-12: Vstupní geometrie stávajícího řešení



Obr. 4-13: Diskretizovaný model stávajícího řešení

**Tab. 4-1:** Shrnutí materiálových vlastností stávajícího řešení [1]

Materiál	$E$ [GPa]	$\mu$ [-]	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]
nerezová chrom-niklová ocel	200	0,3	7900
nelegovaná jakostní ocel	210	0,3	7900
pryž	1000	0,4	1000
sklo	70	0,2	2500
překližka	8000	0,3	700
pěnové jádro	70	0,3	65
laminátové opláštění	4500	0,3	670

**Tab. 4-2:** Shrnutí dovolených hodnot stávajícího řešení [1]

Materiál	Polotovar	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_D$ [MPa]
nerezová chrom-niklová ocel	trubka	399	649	347
	$t \leq 8$ mm	230	540	230
	$t \leq 75$ mm	210	520	182
nelegovaná jakostní ocel	–	355	510	308
sklo	–	–	120	90
překližka	–	–	–	30

Jak již bylo nastíněno v kapitole 4.1, uvažovaná zástěna obsahuje tři základní typy spojů:

- *spoje třecí*, např. pružné uložení skla či kotevních prvků panelu zástěny,
- *spoje materiálové*, např. svaření jednotlivých částí interiérového madla,
- *spoje s předpjatými elementy*, např. rozebíratelné ustavení zástěny.

Za účelem zjednodušení numerického modelu jsou spoje třecí i materiálové nadále uvažovány jako dokonale tuhé. To znamená, že v případě spojení typu:

- *hrana-hrana* bylo využito spojení sešitím neboli tzv. *Stitch Edge*,
- *plocha-plocha* bylo použito spojení slepením čili tzv. *Surface-to-Surface Gluing*.<sup>11</sup>

U šroubových spojů je zřejmé, že dosedací plochy spojovaných součástí přicházejí do kontaktu s hlavou šroubu a maticí, a to přímo či nepřímo, typicky prostřednictvím podložek. Kromě toho se kontakt nachází také na rozhraní spojovaných součástí. Tuto situaci lze, při znalosti součinitelů tření, zohlednit pomocí podmínky kontaktu, tzv. *Surface-to-Surface Contact*, která však do diskretizovaného modelu zanáší geometrické nelinearity, vedoucí ke zvýšení výpočetní náročnosti. To zde není příliš žádoucí, a proto se předpokládá, že nedojde k odlehnutí ani prosmýknutí spojovaných součástí. Na jejich rozhraní tedy bylo aplikováno spojení slepením, tzv. *Surface-to-Surface Gluing*.

Dále bylo nutné zvážit, zda-li je vhodné samotné spojovací elementy, tj. šroub, matici a podložku, nahradit či nikoliv. Pro numerické simulace zaměřené na analýzu předpjatých šroubových spojů je vhodné uvažovat objemová tělesa, ideálně včetně závitů, s lokálním zjemněním sítě, čímž lze dosáhnout vyšší přesnosti analýzy. To však není cílem prvotní strukturální analýzy, a proto byly jednotlivé šroubové spoje nahrazeny

<sup>11</sup>Výjimku tvoří spojení překližky s pěnovým jádrem, uvažované jako dokonalé slepení, tzv. *uzel-uzel*. Z toho důvodu byly na rozhraní těchto prvků, již na úrovni sítě, aplikovány podmínky spárování sítě, resp. *Mesh Mating Conditions* typu *Glue-Coincident*, vedoucí ke sloučení dotkových ploch.

jednorozměrnými elementy typu *CBEAM*, jejichž spojení s dosedacími plochami je realizováno prostřednictvím elementů typu *RBE3*. Zde se předpokládá, že průměr podložky je o 60 % (běžně až o 80 %) větší než průměr otvoru pro šroub.

Kromě výše uvedeného byly elementy typu *RBE*, tj. *Rigid Body Elements* využity také pro aplikaci okrajových podmínek. Zatížení interiérového madla je dle požadavků zadavatele diplomové práce [1] uvažováno ve výšce  $1100 \div 1400$  mm od podlahy. Z toho důvodu bylo působiště zatížení zádržné trubky redukováno do jednoho bodu, nacházejícího se uprostřed madla, ve výšce 1250 mm od podlahy, jehož spojení s naseknutou geometrií je uvažováno jako jednorozměrné, typu *bod-plocha*, resp. *Point to Face*, prostřednictvím elementu typu *RBE3*. Obdobným způsobem bylo zohledněno také zatížení sendvičového panelu zástěny, na který svou hmotností působí hasící přístroj a odpadkový koš, s tím rozdílem, že bod působení se nachází v těžišti jednotlivých komponent dle specifikace zadavatele [1]. Navíc lze podotknout, že použití elementu *RBE3* pro přenos zatížení je výhodné, neb do bezprostřední struktury nezanáší přídatná vyztužení ohybového charakteru. [43]

Ustavení zástěny s madlem v rámci hrubé stavby, resp. odebrání jednotlivých stupňů volnosti bylo rovněž redukováno do jednotlivých bodů, spojených s naseknutou geometrií odpovídajících kotevních prvků. Obdobně jako v případě šroubových spojů, i zde byly jednotlivé dosedací plochy naseknuty s ohledem na uvažovanou velikost podložky. Samotné spojení je přitom uvažováno jako jednorozměrné, typu *bod-hrana* čili *Point to Edge*, s využitím elementů typu *RBE2*, jež do struktury obecně zanáší přídatná vyztužení. To je odůvodněno uvažováním dokonale tuhé zástavby. [43]

Výše popsané zásady byly aplikovány na celý diskretizovaný model, přičemž:

- detail spojení trubky a návarků skla sešitím je znázorněn na obrázku 4-14,
- detail náhrady šroubového spoje horního úchyty je znázorněn na obrázku 4-15,
- detail působiště zatížení zádržné tyče je znázorněn na obrázku 4-16,
- detail ustavení boční patky je znázorněn na obrázku 4-17.

### Okrajové podmínky analýzy stávajícího řešení

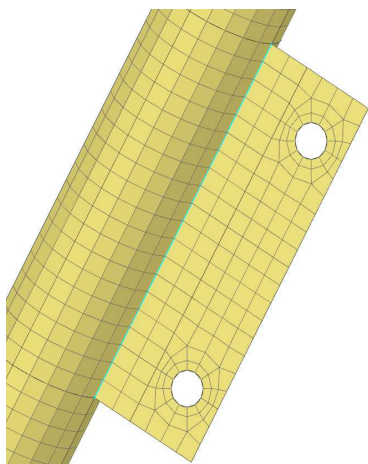
Definice okrajových podmínek v obecné rovině spočívá ve specifikaci vnějších silových účinků, odebrání odpovídajícího počtu stupňů volnosti a zavedení podmínek spojení, např. kontaktu či slepení. Spojení jednotlivých částí zástěny bylo, za účelem zajištění logické návaznosti, popsáno v předcházejících odstavcích.

Pro správnou aplikaci okrajových podmínek byl převzat souřadnicový systém vozidla z normy ČSN EN 12663-1+A1 [12], viz kapitola 2.3.2, resp. obrázek 2-13.

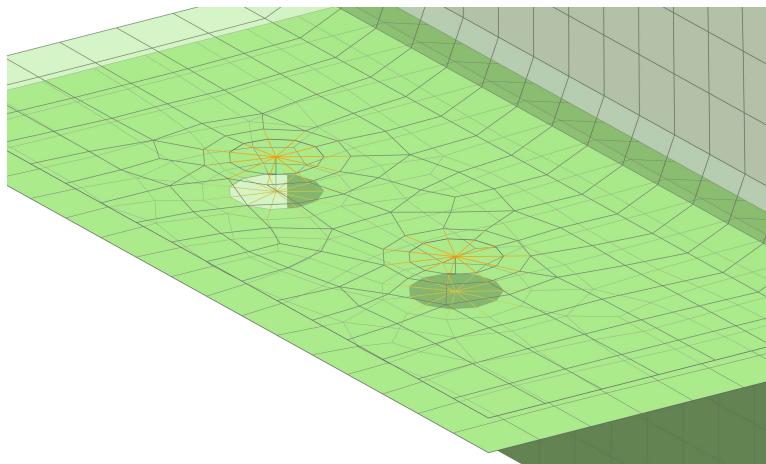
Zatížení působící na zádržnou trubku je uvažováno od jednoho stojícího cestujícího, který na madlo působí silou odpovídající 40 %<sup>12</sup> své hmotnosti, jež se předpokládá 70 kg [1]. To znamená, že při zrychlení 1 g je madlo zatěžováno silou o velikosti přibližně 275 N.

Zatěžovací stavy jsou uvažovány dle mezního zatížení v rámci ČSN EN 12663-1+A1 [12], viz kapitola 2.3.2, popsaného mezním zrychlením vazeb v tabulce 2-3. Provozní zatížení se zanedbává, neb hodnoty zrychlení zde dosahují nižších hodnot. Zároveň, přestože se zástěna nenachází na konci vozidla, je uvažována konstanta  $c = 2$ , a to z důvodu zvýšení bezpečnosti a univerzálnosti výpočtu. Souhrn zatěžovacích stavů je uveden v tabulce 4-3.

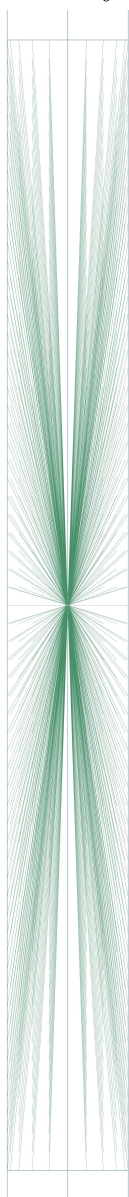
<sup>12</sup>Tato hodnota se na první pohled může dát velmi nízká, avšak přibližně koreluje s doporučením uvedeným v rámci UIC 566 [13], obsaženým v kapitole 2.3.3, na obrázku 2-14.



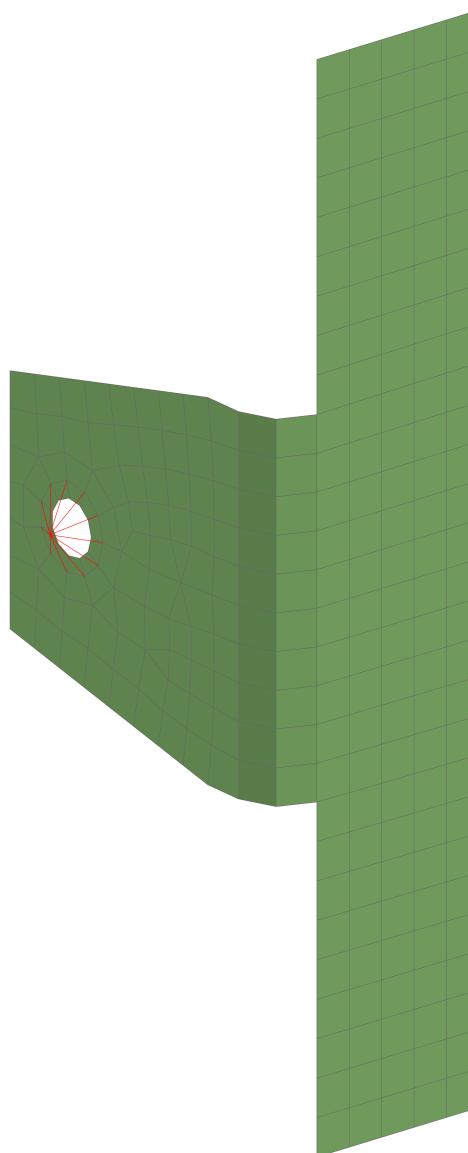
**Obr. 4-14:** Detail spojení sešitím v MKP modelu stávajícího řešení



**Obr. 4-15:** Detail náhrady šroubového spoje v MKP modelu stávajícího řešení



**Obr. 4-16:** Detail působíště zatížení v MKP modelu stávajícího řešení



**Obr. 4-17:** Detail ustavení v MKP modelu stávajícího řešení



Dále je zástěna zatěžována dvojicí osamělých sil, které zohledňují působení jednotlivých přístrojů, přičemž dle požadavků zadavatele [1] je uvažován hasící přístroj o hmotnosti 11,3 kg a odpadkový koš o hmotnosti 12,5 kg. Tato zatížení, která při uvažování tíhového zrychlení dosahují hodnot 111 N a 123 N, jsou pro jednotlivé zatěžovací stavy neměnná. Výše popsané silové účinky byly definovány okrajovou podmínkou typu *Force*.

Nakonec bylo nutné zavést předpínací síly, působící na jednotlivá šroubová spojení v každém zatěžovacím stavu, jejichž stanovení je popsáno v následujícím textu. Vyvození předpínací síly bylo v použitém pre-processoru realizováno aplikací okrajové podmínky typu *Bolt Pre-Load*. Zatížení zástěny vlastní tíhou jednotlivých komponent bylo zanedbáno. Ustavení zástěny bylo realizováno odebráním všech stupňů volnosti v příslušných bodech pomocí okrajové podmínky typu *User-Defined Constraint*.

**Tab. 4-3:** Mezní zatěžovací stavy zástěny s madlem dle ČSN EN 12663-1+A1 [12]

Zatěžovací stav	Směr působení (osa)		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>
<i>3x 0y 0z</i>	<i>3g</i>	–	–
<i>-3x 0y 0z</i>	<i>-3g</i>	–	–
<i>0x 1y 0z</i>	–	<i>1g</i>	–
<i>0x-1y 0z</i>	–	<i>-1g</i>	–
<i>0x 0y 3z</i>	–	–	<i>3g</i>
<i>0x 0y-1z</i>	–	–	<i>-1g</i>
<i>3x 0y-1z</i>	<i>3g</i>	–	<i>-1g</i>
<i>-3x 0y-1z</i>	<i>-3g</i>	–	<i>-1g</i>
<i>0x 1y-1z</i>	–	<i>1g</i>	<i>-1g</i>
<i>0x-1y-1z</i>	–	<i>-1g</i>	<i>-1g</i>

### Předpjaté šroubové spoje stávajícího řešení

Šroubové spoje představují rozebíratelné spoje s předpjatými elementy. Předpnutí vzniká v důsledku utahování šroubového spoje, kdy vlivem pružnosti nejen spojovaných částí, ale i šroubu a matice, dochází ke vzniku nelineární osové síly, jež zapříčiní deformaci jednotlivých součástí. To znamená, že dochází k současnému prodlužování šroubu a stlačování spojovaných součástí, načež je vytvořen uzavřený silový okruh a dosažena silová rovnováha, jak typicky naznačuje tzv. Rötšcherův diagram. V utahovém, resp. předpjatém šroubovém spoji pak dochází k vymezení vůlí a umožnění přenosu silového namáhání. Při návrhu šroubových spojů se využívá mnohých, teorií ustálených postupů, např. dle metodiky popsané v rámci německé směrnice VDI 2230 [17], jež se hojně využívá při návrhu v oblasti drážních vozidel.

Velikost předpínací síly závisí na velikosti utahovacího momentu, na jehož přesnost má vliv mnoho faktorů. Jedním z nich je např. lidský faktor, který se jeví jako stěžejní. Proto byla vyvinuta řada metod, které umožňují dosažení vyšších přesností, např. utahování momentovým klíčem, měření úhlu natočení matice či prodloužení šroubu, využití ultrazvuku apod. Teoreticky přitom platí, že velikost utahovacího momentu, resp. předpínací síly je silně závislá na hodnotách součinitelů tření, zejména v závitě a pod maticí, jejichž správné určení je stěžejní.

Pro potřeby analytických výpočtů či numerických simulací se běžně uvažuje teoretická hodnota předpínací síly, která způsobí tahové napětí o velikosti  $60 \div 75\%$  napětí na mezi kluzu, tj.

$$\sigma_u = k_u R_e, \quad (4-1)$$

kde  $\sigma_u$  je tahové napětí od předpínací síly,  $k_u = 0,60 \div 0,75$  je součinitel předpnutí a  $R_e$  je mez kluzu materiálu šroubu. Při uvažování jedno-osové napjatosti je předpínací síla dána vztahem

$$F_u = \sigma_u S_j, \quad (4-2)$$

kde  $F_u$  je nominální předpínací síla a  $S_j$  je plocha průřezu jádra šroubu, pro niž platí

$$S_j = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_2 + d_3}{2}, \quad (4-3)$$

kde  $d_2$ , resp.  $d_3$  je střední, resp. malý průměr závitu, daný např. normou ČSN ISO 724 [44] v případě metrického závitu. Posléze lze určit velikost utahovacího momentu odpovídající danému předpnutí

$$M_u = F_u \cdot \frac{d_2 \tan(\gamma + \varphi') + d_s f_m}{2}, \quad (4-4)$$

kde  $M_u$  je utahovací moment,  $d_2$  je střední průměr závitu,  $\gamma$  je úhel stoupání závitu,  $\varphi'$  je třecí úhel v závitu,  $d_s$  je střední průměr podložky a  $f_m$  je součinitel tření pod maticí. Jednotlivé úhly jsou přitom dány vztahy

$$\gamma = \arctan\left(\frac{s}{\pi d_2}\right), \quad (4-5)$$

$$\varphi' = \arctan f_z, \quad (4-6)$$

kde  $s$  je stoupání závitu a  $f_z$  je součinitel tření v závitu. Jak již bylo naznačeno, skutečná velikost předpínací síly je ovlivněna přesností vyvození utahovacího momentu. Zároveň, vlivem působení vnějšího prostředí může docházet ke ztrátě vyvozeného předpnutí, resp. k tzv. relaxaci šroubového spoje. Interval hodnot, ve kterém se může předpínací síla nacházet, lze stanovit následovně

$$F_{u \max} = F_u \cdot (1 + k_n), \quad (4-7)$$

$$F_{u \min} = F_u \cdot [1 - (k_n + k_r)], \quad (4-8)$$

kde  $F_{u \max}$ , resp.  $F_{u \min}$  je maximální, resp. minimální hodnota předpínací síly,  $k_n$  je součinitel nepřesnosti, jehož hodnota bývá např. 25% při utahování momentovým klíčem, a  $k_r$  je součinitel relaxace, jehož hodnota se běžně uvažuje 10%.

Stávající řešení zástěny s madlem obsahuje celkem 23 šroubových spojů, z nichž 15 bylo zjednodušeno na vetknutí či spojení splením. Pro zvýšení modularity, resp. usnadnění montáže či výměny, obsahuje stávající řešení pouze tři rozdílné typy nerezových šroubů s metrickým závitem. Dle zadavatele diplomové práce [1] se jedná konkrétně o:

- šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M10 A2-70 ISO 4762.
- šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě M8 A2-70 ISO 4017,
- šrouby se zápuštěnou hlavou s vnitřním šestihranem M6 A2-70 ISO 10642,

Parametry jednotlivých šroubových spojů, resp. šroubů, vstupující do výpočtu předpínací síly, nastíněného výše, jsou, včetně výsledných hodnot, shrnuty v tabulce 4-4 a 4-5. Při výpočtu byly uvažovány koeficienty  $k_u \approx 0,667$ ,  $k_n = 0,25$  a  $k_r = 0,10$ .

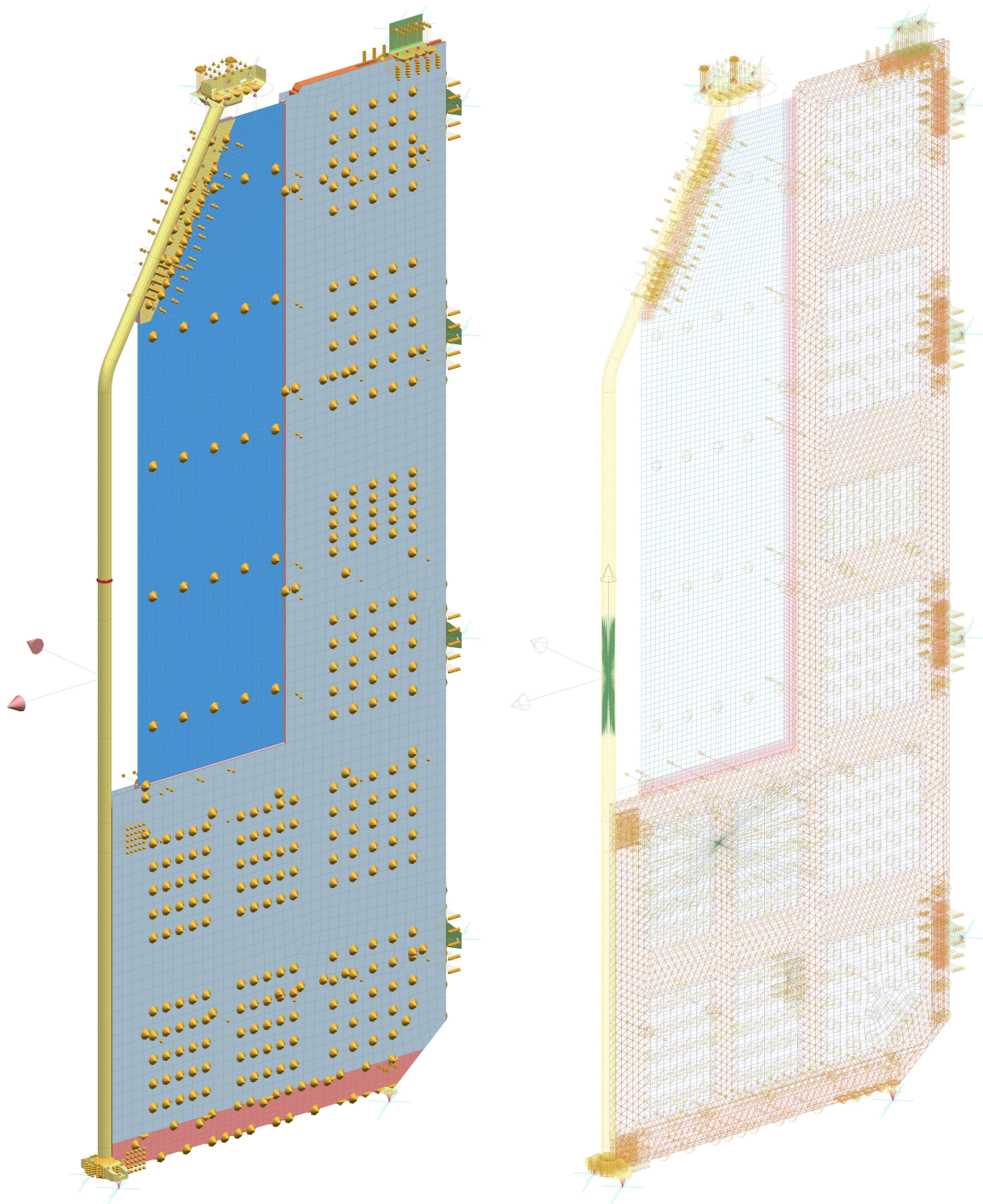
Teoretické hodnoty předpínacích sil, stanovené dle výše uvedeného postupu, byly posléze zaneseny do konečno-prvkového modelu. Výsledný konečno-prvkový model stávajícího řešení zástěny s madlem je, se všemi okrajovými podmínkami, znázorněn na obrázku 4-18. Tím byl vytvořen vstup pro samotný řešič, a potažmo i post-procesor.

**Tab. 4-4:** Shrnutí parametrů stávajících šroubových spojů [1]

Šroubový spoj	$s$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$d_s$ [mm]	$f_z$ [-]	$f_m$ [-]	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]
M10 A2-70 ISO 4762	1,50	9,026	8,160	15,25	0,12	0,12	450	700
M8 A2-70 ISO 4017	1,25	7,188	6,466	12,20	0,12	0,12	450	700
M6 A2-70 ISO 10642	1,00	5,350	4,773	9,20	0,12	0,12	450	700

**Tab. 4-5:** Shrnutí výsledných teoretických předpnutí stávajících šroubových spojů

Šroubový spoj	$F_u$ [kN]	$F_{u\ max}$ [kN]	$F_{u\ min}$ [kN]	$M_u$ [N · m]	$M_{u\ min}$ [N · m]	$M_{u\ max}$ [N · m]
M10 A2-70 ISO 4762	17,4	21,8	11,3	29,6	37,0	19,2
M8 A2-70 ISO 4017	11,0	13,7	7,1	15,0	18,8	9,8
M6 A2-70 ISO 10642	6,0	7,5	3,9	6,3	7,8	4,1



**Obr. 4-18:** Konečno-prvkový model stávajícího řešení s okrajovými podmínkami v plném (nalevo) a drátovém (napravo) zobrazení

#### 4.2.2 Numerická simulace stávajícího řešení

Numerická simulace konečno-prvkového modelu s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 4.2.1 byla řešena pomocí řešiče NX Nastran 2019.2, který nejprve sestaví matice tuhosti a poté řeší jednotlivé algebraické rovnice, např. Cauchyho podmínky rovnováhy, načež dopočítává deformace, napětí a posunutí jednotlivých uzlů [43]. Z hlediska stávajícího řešení byly provedeny následující analýzy:

- lineární statická analýza typu *SOL 101 Linear Statics*, pro zjištění napětí a posunutí jednotlivých komponent, resp. tuhostí celé zástěny v jednotlivých směrech,
- modální analýza typu *SOL 103 Real Eigenvalues*, pro nalezení hodnot vlastních frekvencí a tvarů vlastních kmitů jim odpovídajících,
- analýza ztráty lineární stability typu *SOL 105 Linear Buckling*, pro ověření stability konečno-prvkového modelu bezrozměrnou veličinou *BLF* čili *Buckling Load Factor* představující násobek zatížení, při kterém dochází ke ztrátě stability.

Kromě výše uvedeného byla provedena také obecná analýza citlivosti numerické simulace na parametry sítě, jejímž cílem je stanovit vliv přesnosti diskretizace na výpočetní náročnost a přesnost výsledných hodnot.

#### Citlivost numerické simulace stávajícího řešení na parametry sítě

Analýza citlivosti numerické simulace byla provedena pro výpočet tuhosti v hlavních směrech, tj. ve směru osy  $x$ ,  $y$  a  $z$ , dle souřadnicového systému, převzatého z normy ČSN EN 12663-1+A1 [12]. Dílčí výpočty byly realizovány na počítači s osmi-jádrovým procesorem při postupném zjemňování sítě, přičemž byl sledován výpočetní čas, celkový počet elementů, hodnoty tuhostí a hmotnost diskretizovaného modelu.<sup>13</sup>

Na obrázku 4-19 je patrný vliv přesnosti diskretizace, resp. zjemnění sítě, tedy počtu a velikosti elementů, na výpočetní náročnost v rámci uvažovaného diskretizovaného modelu, který byl pro účely citlivostní analýzy rozdělen do následujících skupin:

- *překližka sendvičového panelu s pěnovým jádrem* s elementy o velikosti  $5 \div 65$  mm,
- *laminátové opláštění sendvičového panelu* s elementy o velikosti  $6 \div 75$  mm,
- *skelný panel* s elementy o velikosti  $3,5 \div 60$  mm,
- *interiérové madlo a zbylé části zástěny* s elementy o velikosti  $2,5 \div 15$  mm.

Výpočetní náročnost se zvyšuje v důsledku rostoucího počtu elementů. Jinými slovy, má-li být dané úloha konvergovat co nejrychleji, pak je vyšší přesnost diskretizace omezena dostupným výpočetním výkonem. Numerická simulace konečno-prvkového modelu s nejhruší, resp. nejjemnější uvažovanou sítí, sestávající z 8921, resp. 768 116 elementů trvala 16 s, resp. 2394 s čili 39 min a 54 s. To je téměř stopadesátkrát déle.

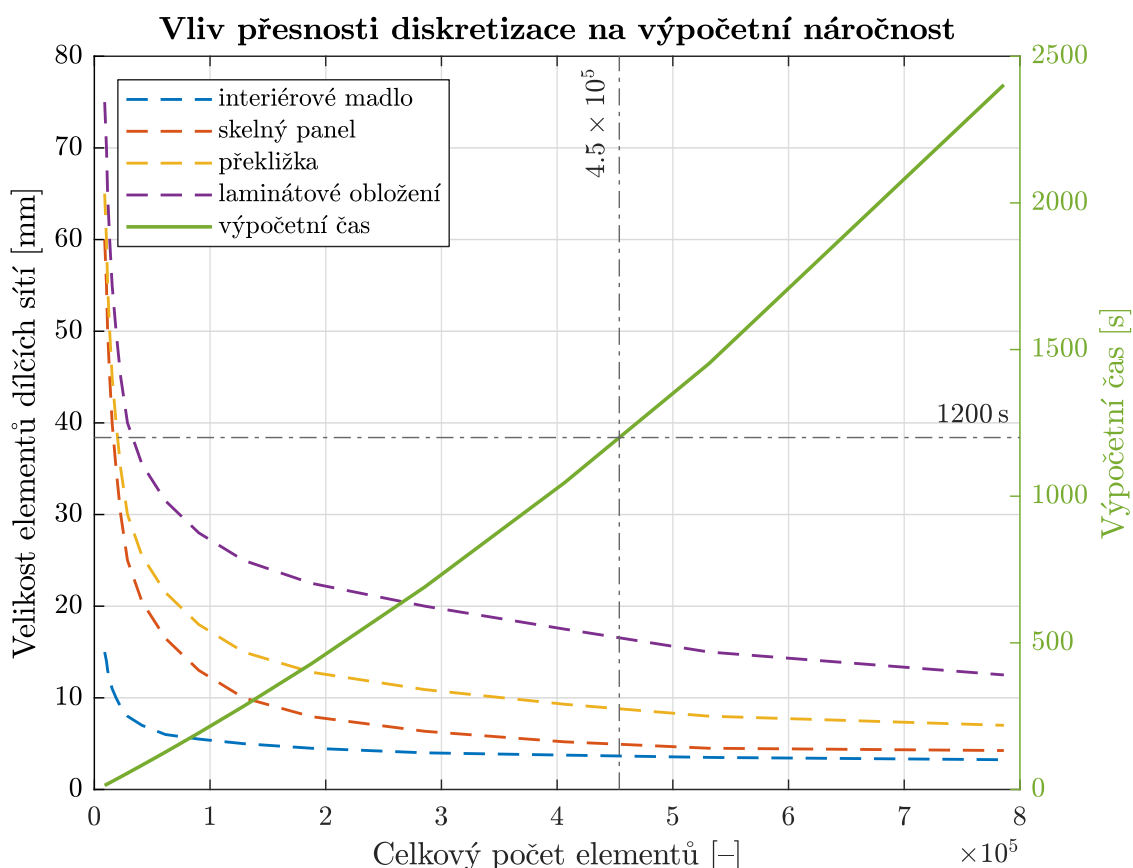
Dále bylo zjištěno, že vliv parametrů sítě na hmotnost diskretizovaného modelu je de facto zanedbatelný, neboť zjemnění sítě nemusí vést ke snížení odchylky od vstupní geometrie. U skořepinových těles, např. skelného panelu, nedochází v důsledku zjemnění sítě ke změně hmotnosti. Výjimku tvoří zádržná trubka, u níž byla zaznamenána změna v řádech jednotek procent. Vlivem maximálního uvažovaného zjemnění se hmotnost madla

<sup>13</sup>Hmotnost diskretizovaného modelu, která neodpovídá hmotnosti skutečné, závisí na vstupní geometrii a přiřazeném materiálovém modelu. Lze ji zjistit několika způsoby, přičemž přesnost výsledku je dána maximální vzdáleností uzlu podél hrany sítě a hranou vstupní geometrie neboli na tzv. *Chordal Tolerance*, a přiřazeném materiálovém modelu. Prvním způsobem je použití kontrolní funkce pro zjištění fyzikálních vlastností, tzv. *Physical Properties*. Druhý, autorem preferovaný způsob, je využití parametru *GRDPNT* = 0, který požadovanou hodnotu vypíše do souboru dat protokolu (.f06) dané analýzy.

zvýšila přibližně o 2,5 %, zatímco nárůst celkového počtu elementů činil 8712 %. Z hlediska těles prostorových se variabilita hmotnosti ukazuje být závislá na výskytu malých hran. Přesto se hmotnost sendvičového panelu lišila nanejvýš o desetiny procent. Průběhy dílčích hmotností v závislosti na celkovém počtu elementů jsou znázorněny na obrázku 4-20.

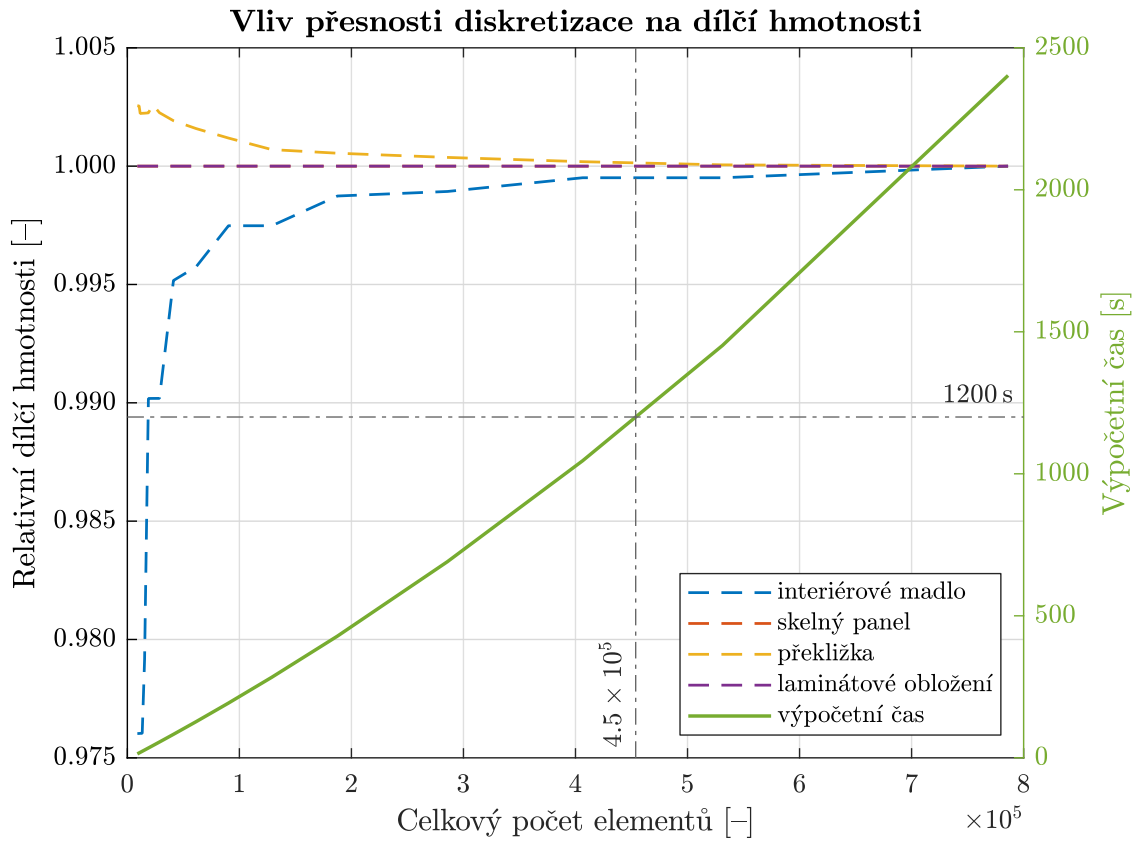
Zajímavější situace nastává u tuhostí zástěny s madlem, jež byly určeny prostřednictvím reakčních sil vyvozených nuceným jednotkovým posunutím zádržné tyče v příslušných směrech. Závislost tuhostí ve směru os  $x$ ,  $y$  a  $z$  na celkovém počtu elementů, doplněná o průběh výpočetního času, je znázorněna na obrázku 4-21. Přesnost diskretizace má zásadní vliv na tuhost ve směru osy  $x$ , tj. ve směru jízdy, což je způsobeno orientací panelu zástěny, který je k tomuto směru kolmý. Je-li samotný panel zástěny zasíťován velice hrubě, tj. elementy o vyšších rozměrech, pak dochází k fiktivnímu navýšení jeho ohybové tuhosti, čímž je vyztužena celá zástěna.<sup>14</sup>

Výše uvedené poznatky byly dále využity k odladění konečno-prvkového modelu popsaného v předcházejících podkapitolách. Sledované hodnoty tuhostí a hmotností lze považovat za dokonale ustálené při celkovém počtu elementů přibližně 450 000, což odpovídá výpočetnímu času 1200 s čili 20 min. Vzhledem k předpokladu, že daný konečno-prvkový model bude dále vstupovat do iteračních řešičů, je taková výpočetní náročnost zcela neadekvátní. Nadále je tedy uvažován výpočetní čas dané úlohy nanejvýš 120 s, resp. 2 min, což zhruba odpovídá 60 000 elementů a nepřesnosti do 10 %.

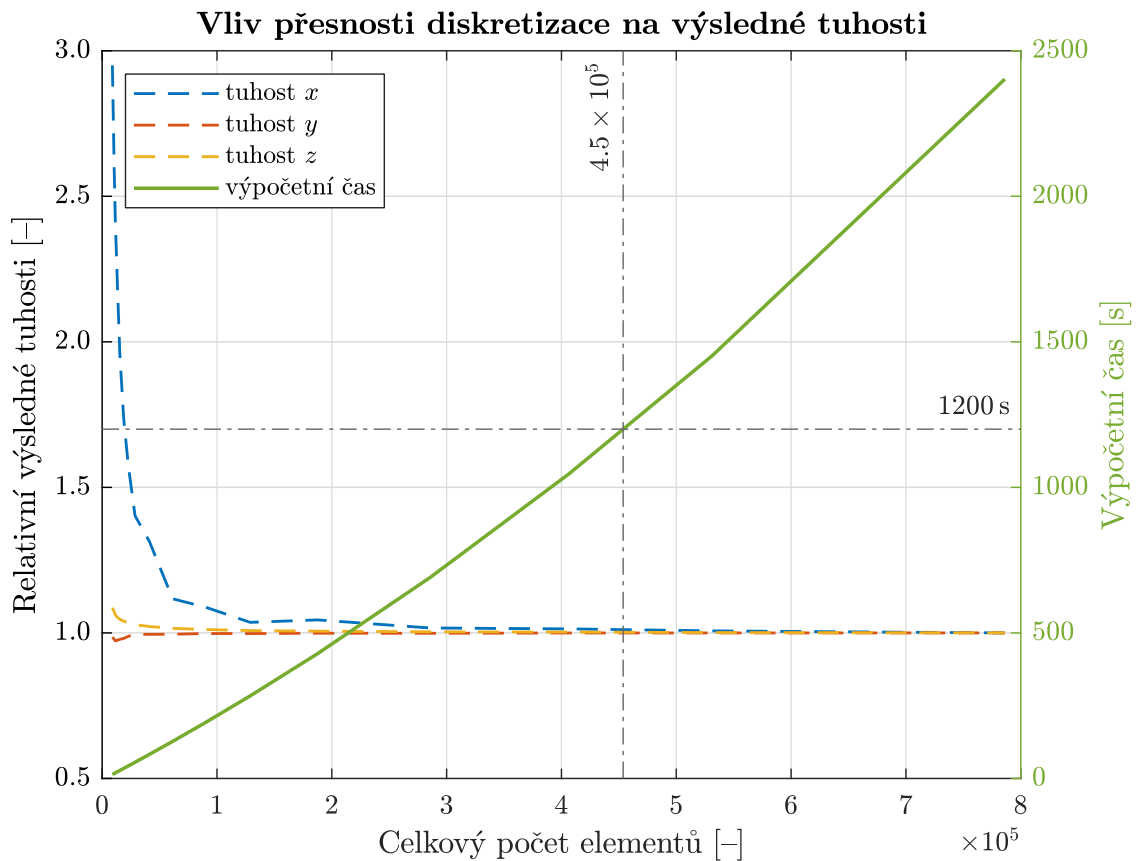


**Obř. 4-19:** Vliv přesnosti diskretizace na výpočetní náročnost

<sup>14</sup>Obdobný jev lze typicky sledovat např. při modální analýze jednorozměrného nosníku, kde jsou tvary vlastních kmitů i hodnoty vlastních frekvencí ovlivněny přesností diskretizace.



Obr. 4-20: Vliv přesnosti diskretizace na dílčí hmotnosti



Obr. 4-21: Vliv přesnosti diskretizace na výsledné tuhosti

## Lineární statická analýza stávajícího řešení

Statická analýza typu *SOL 101 Linear Statics* daného konečno-prvkového modelu byla provedena za využití řešiče Nastran 2019.2 při uvažování platnosti Hookova zákona a zatěžovacích stavů popsaných v kapitole 4.2.1, shrnutých v tabulce 4-3.<sup>15</sup> Cílem této analýzy je zjistit chování struktury při aplikaci daných okrajových podmínek, tj. provést vyhodnocení napětí, posunutí a deformací. Zvláštní pozornost byla věnována komponentám, u nichž lze předpokládat kladný optimalizační potenciál, tedy madla a kotevním prvkům.

V rámci lineární statické analýzy bylo zjištěno, že hmotnost konečno-prvkového modelu zástěny činí 46,3 kg, přičemž podíl svařence madla je přibližně 21 %, tedy 9,7 kg, z čehož 6,5 kg tvoří zádržná tyč. Zbývá část hmotnosti připadá na panel zástěny vč. úchyťů, kdy nejhmotnějším prvkem je sendvičový panel o hmotnosti 17,8 kg. Celková hmotnost kotevních prvků, tj. úchyťů, držáků a patek, činí zhruba 3,5 kg.

Z analýzy tuhosti nuceným posunutím bylo zjištěno, že zástěna s madlem dosahuje nejnižších, resp. nejvyšších hodnot tuhosti ve směru jízdy, tj. ve směru osy  $x$ , resp. ve svislém směru, tj. ve směru osy  $z$ . U samotného madla je situace obdobná. Hodnoty tuhostí a hmotností zástěny jsou pro přehlednost shrnuty v tabulce 4-6. Je zřejmé, že panel zástěny madlo značně vyztužuje, a to zejména ve směru osy  $y$ , kde je rozdíl téměř sedminásobný. Nevýhodou je však téměř pětinasobné zvýšení hmotnosti. Z výsledků zároveň vyplývá, že tuhosti madla v kladných směrech odpovídají těm v záporných, resp. mohou být považovány za symetrické.

Dále bylo provedeno vyhodnocení dílčích komponent, přičemž pozornost byla věnována:

- interiérovému madlu – zádržná trubka, dolní patka, horní příruba a držák, návarky,
- úchyťům zástěny – horní úchyt, boční patky, dolní držák.

Ostatní komponenty byly zanedbány, neboť u nich nedochází k překročení dovolených hodnot napětí, uvedených v tabulce 4-2, ani k výskytu nadměrného přetvoření či posunutí.

**Tab. 4-6:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností stávající zástěny s madlem

Parametr	MKP model		Jednotka	
	zástěna	madlo		
tuhost v ose	$x$	106,0	75,7	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$y$	1086,8	160,7	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$z$	70 739,0	49 754,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$-x$	118,5	75,7	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$-y$	1083,7	160,7	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$-z$	70 668,0	49 754,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
hmotnost	46,3	9,7	kg	

<sup>15</sup>Platnost Hookova zákona v rámci statické analýzy umožňuje redukovat celkový počet zatěžovacích stavů jejich vhodnou kombinací, pomocí tzv. *Combined Loadcases*, bez zanesení nepřesností.



Nejprve bylo provedeno vyhodnocení zádržné tyče, resp. trubky, jejíž výsledné hodnoty v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou shrnuty v tabulce 4-7, kde  $\sigma_{red}$  je redukované napětí dle hypotézy HMH,  $\varepsilon$  je poměrné přetvoření čili deformace,  $u$  je posunutí a  $S$  je bezpečnost maximálního napětí vzhledem k dovoleným hodnotám uvedeným v tabulce 4-2. Nejvíce a nejméně kritické hodnoty jsou vyznačeny červeně a modře.<sup>16</sup>

Z výsledných hodnot v tabulce 4-7 je zřejmé, že pozornost by měla být věnována zejména zatěžovacím stavům  $3x0y0z$  a  $3x0y-1z$ , ve kterých dosahuje napětí, deformace i posunutí nejvyšších hodnot:

- *Posunutí* je největší v místě zatěžování, přičemž maximální hodnota činí 7,656 mm, což je zcela adekvátní vzhledem k celkovým rozměrům trubky. Při zjednodušení zádržné tyče na oboustranně vetknutý přímý prut odpovídající délky se jedná o přibližně 0,28 % průhyb.
- *Napětí* dosahuje nejvyšších hodnot v místě přivaření k nosným a kotevním prvkům. Předpokládá se však, že tato napětí jsou pouze lokálními extrémy, neboť průměrné napětí nedosahuje ani 30 MPa. To představuje zhruba 22,3 % maximálního napětí o hodnotě 118,7 MPa, jež odpovídá bezpečnosti 2,92.
- *Deformace*, resp. *přetvoření* dosahuje obdobného průběhu jako napětí. Vzhledem k uvedeným maximálním a průměrným hodnotám, pohybujícím se v řádech nižších deseti-tisícin se potvrzuje skutečnost, že nedochází k překročení meze kluzu.

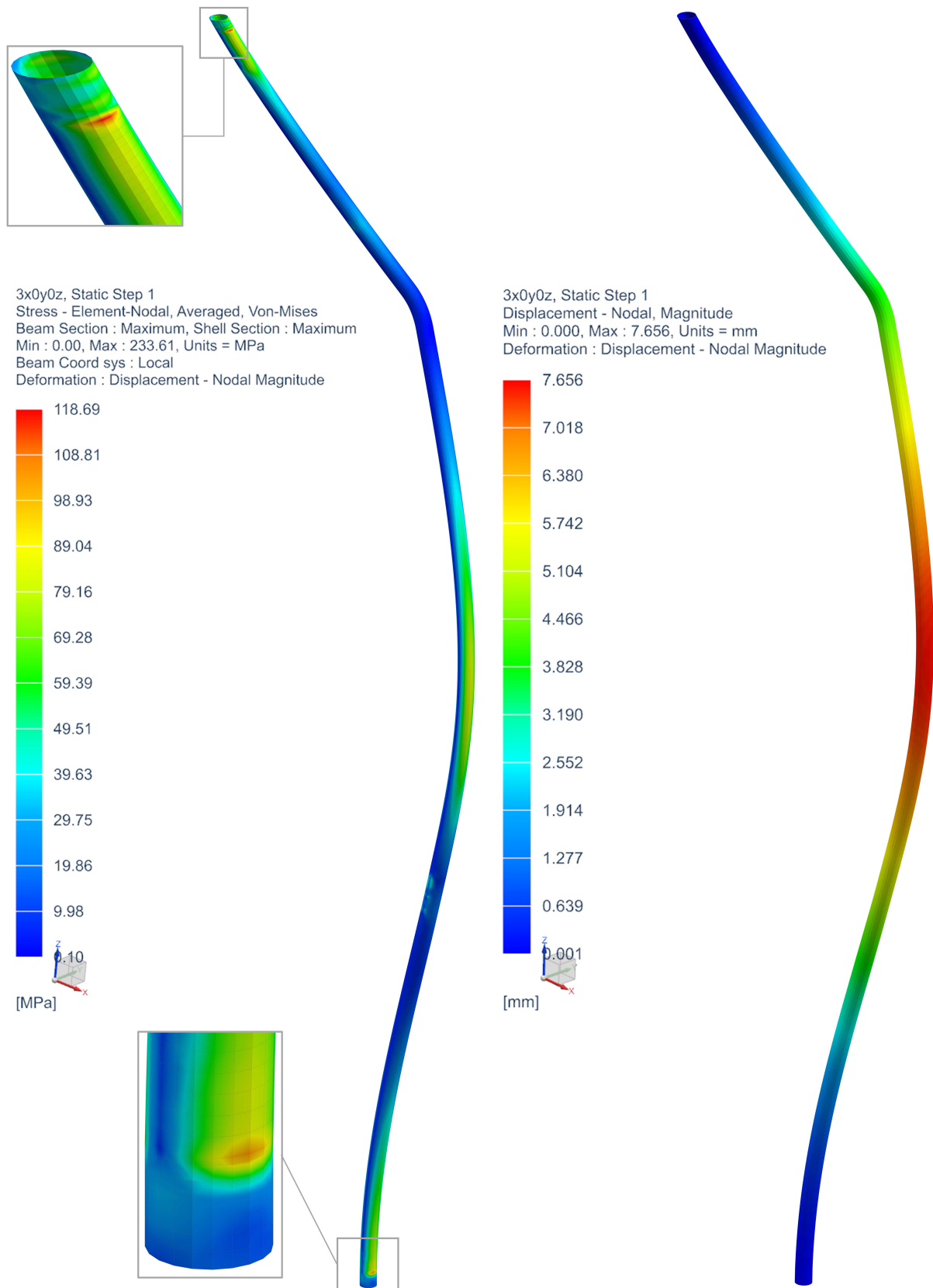
S ohledem na hodnoty bezpečnosti je navíc zřejmé, že zatěžovací stavy, v nichž figuruje zejména příčné a svislé zatížení, není třeba uvažovat. Průběhy redukovaného napětí a posunutí zádržné tyče v kritickém zatěžovacím stavu jsou znázorněny na obrázku 4-22. Z hlediska jednotlivých návareků přitom bylo zjištěno, že:

- *Dolní návarek panelu* je nejvíce namáhaným návarkem. V zatěžovacím stavu  $-3x0y-1z$  dosahuje napětí maximální hodnoty 39,7 MPa, což přibližně odpovídá bezpečnosti 5,79. Průměrná hodnota napětí je 12 MPa.
- *Horní návarek panelu* dosahuje největších posunutí. V zatěžovacím stavu  $3x0y0z$  je maximální hodnota posunutí 5,347 mm, což je vyvoláno posunutím zádržné tyče.

**Tab. 4-7:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávající zádržné tyče

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x 0y 0z$	118,7	27,3	413,9	108,0	7,656	2,92
$-3x 0y 0z$	117,8	26,9	409,8	106,6	7,543	2,95
$0x 1y 0z$	32,7	2,8	129,0	11,0	0,300	10,60
$0x-1y 0z$	32,7	2,8	128,5	11,2	0,305	10,63
$0x 0y 3z$	4,6	1,1	17,8	4,5	0,058	75,35
$0x 0y-1z$	2,1	0,5	7,4	1,9	0,058	161,64
$3x 0y-1z$	118,4	27,3	414,9	108,0	7,656	2,93
$-3x 0y-1z$	118,1	27,0	410,9	106,6	7,543	2,94
$0x 1y-1z$	31,9	2,9	123,7	11,4	0,296	10,89
$0x-1y-1z$	33,5	2,9	133,8	11,4	0,309	10,35

<sup>16</sup>Formátování tabulky převzato i pro vyhodnocování dalších komponent.



Obr. 4-22: Průběh redukovaného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) stávající zádržné tyče

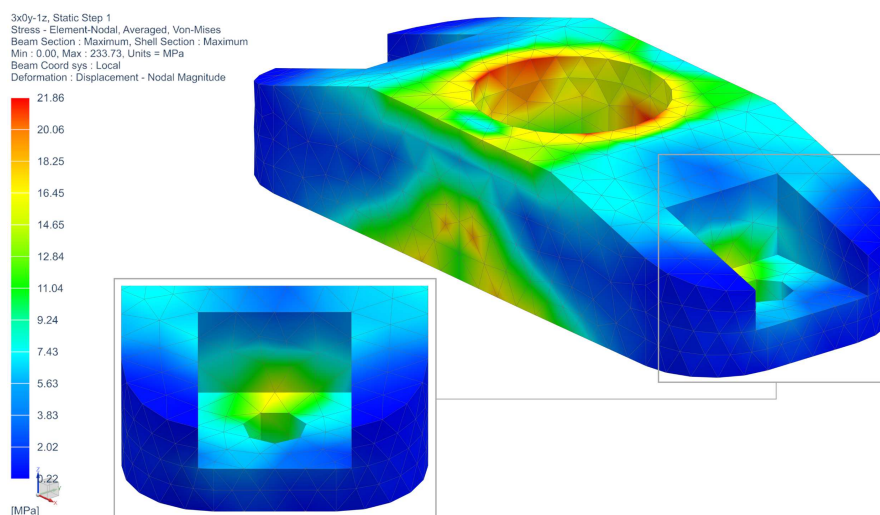
Dalším bodem zájmu byla dolní patka, jejíž výsledné hodnoty v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou shrnuty v tabulce 4-7, přičemž bylo zjištěno, že stěžejní jsou zatěžovací stavy  $3x0y-1z$  a  $-3x0y-1z$ , a potažmo také  $3x0y0z$ , v nichž figuruje podélné zatížení. Napětí, deformace i posunutí zde dosahuje nejvyšších hodnot:

- *Posunutí* je největší v místě přivaření k zádržné tyči, přičemž maximální hodnota činí 0,005 mm, což je zcela zanedbatelné i bez ohledu na rozměry.
- *Napětí* dosahuje nejvyšších hodnot v místě přivaření k navazujícím komponentám. Opět lze předpokládat, že se jedná o lokální špičky způsobené zjednodušujícími předpoklady v diskretizovaném modelu. Průměrné napětí se pohybuje kolem 7 MPa, což odpovídá třetině maximálního napětí 21,9 MPa při bezpečnosti 8,33. V místech šroubových spojů je napětí nižší v důsledku náhrady vetknutím.
- *Deformace*, resp. *přetvoření* svými hodnotami potvrzuje platnost Hookova zákona.

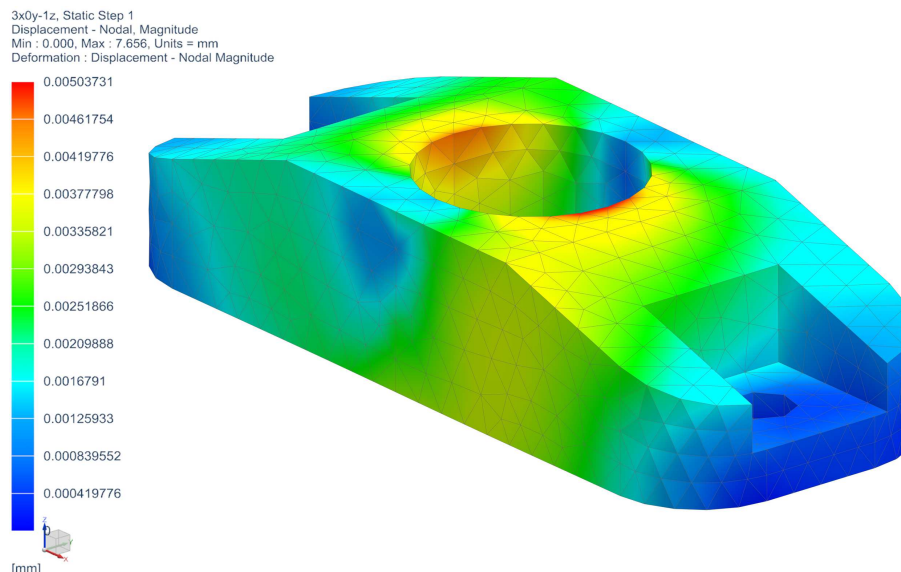
Průběh redukovaného napětí a posunutí dolní patky v kritickém zatěžovacím stavu je znázorněn na obrázku 4-23 a 4-24. Je zřejmé, že patka je velice robustní a vhodně orientovaná.

**Tab. 4-8:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávající dolní patky

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x 0y 0z$	21,8	7,1	94,5	30,6	0,005	8,34
$-3x 0y 0z$	21,6	7,0	93,5	30,2	0,005	8,43
$0x 1y 0z$	0,6	0,1	2,5	0,4	0,000	310,48
$0x-1y 0z$	0,8	0,2	3,7	0,8	0,000	215,19
$0x 0y 3z$	2,3	0,5	9,9	2,2	0,001	79,64
$0x 0y-1z$	1,3	0,3	5,8	1,1	0,001	137,09
$3x 0y-1z$	21,9	7,1	94,7	30,7	0,005	8,33
$-3x 0y-1z$	21,9	7,0	94,7	30,2	0,005	8,33
$0x 1y-1z$	1,0	0,2	4,3	0,8	0,000	181,40
$0x-1y-1z$	1,7	0,4	7,3	1,5	0,001	108,59



**Obr. 4-23:** Průběh redukovaného napětí stávající dolní patky



**Obr. 4-24:** Průběh posunutí stávající dolní patky

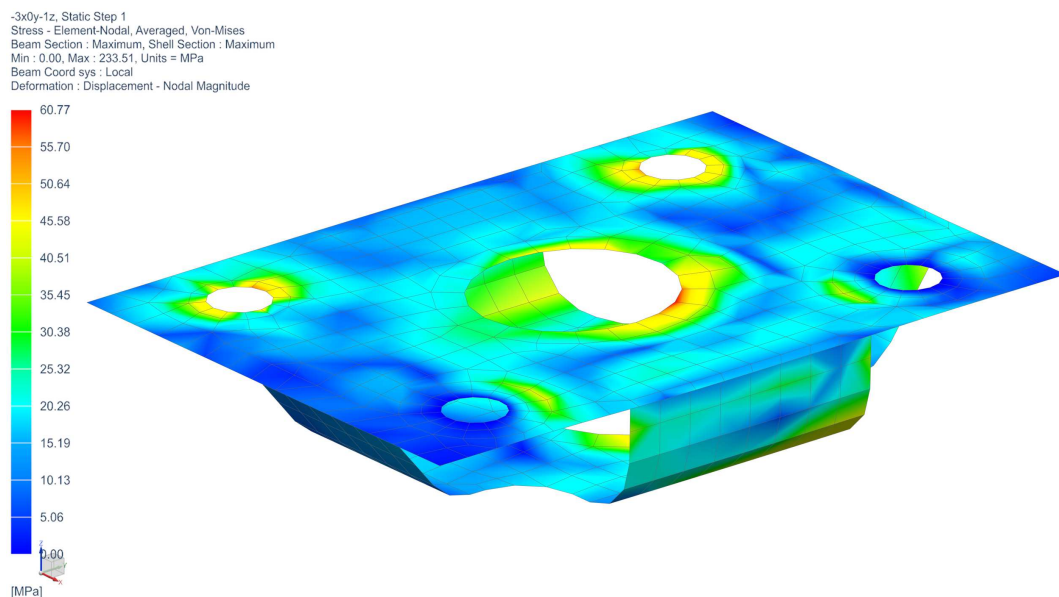
Z hlediska horní příruby s výztuhou, jejíž výsledné hodnoty v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou shrnuty v tabulce 4-9, bylo zjištěno, že kritickými zatěžovacími stavy jsou  $3x0y0z$ ,  $3x0y-1z$  a  $-3x0y-1z$ , přičemž platí, že:

- *Posunutí* je největší v místě přivaření výztuhy k zádržné tyči, přičemž maximální hodnota činí 0,024 mm. To potvrzuje vysokou tuhost výztuhy.
- *Napětí* dosahuje nejvyšších hodnot v místě přivaření příruby k zádržné tyči. Průměrné napětí se pohybuje kolem 19 MPa. To představuje zhruba třetinu maximálního napětí o hodnotě 60,8 MPa při bezpečnosti 3,78.
- *Deformace*, resp. *přetvoření* dosahuje hodnot v řádech nižších deseti-tisícin, což je zcela vyhovující.

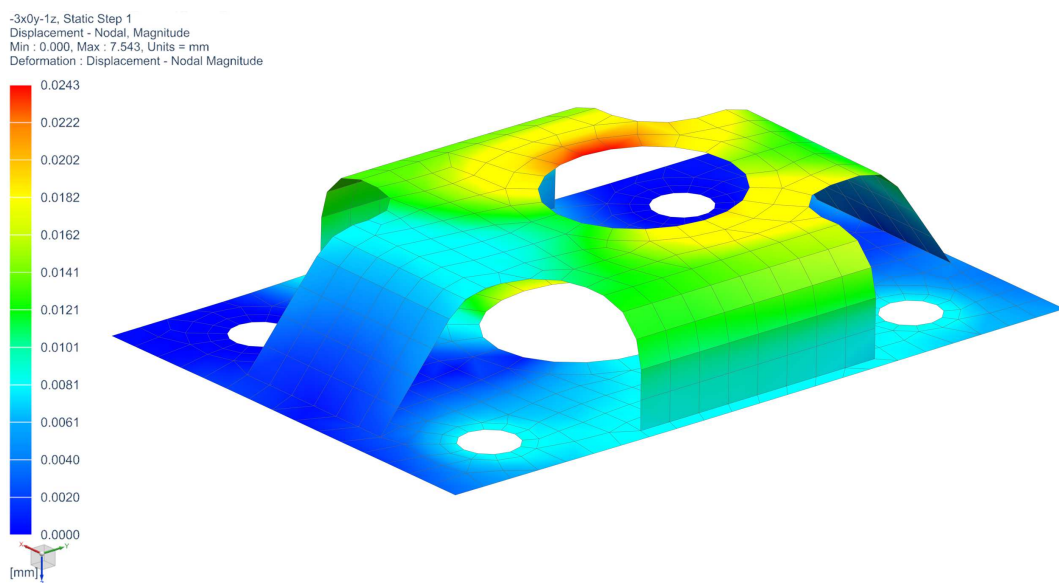
Průběh redukovaného napětí a posunutí horní příruby s výztuhou v kritickém zatěžovacím stavu je znázorněn na obrázku 4-25 a 4-26. Je patrné, že v oblasti šroubových spojů dochází k nárůstu napětí, zatímco tam, kde je uvažováno vetknutí, je namáhání menší.

**Tab. 4-9:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávající horní příruby

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x\ 0y\ 0z$	60,6	19,4	241,2	76,9	0,024	3,79
$-3x\ 0y\ 0z$	60,5	18,7	237,3	74,3	0,024	3,80
$0x\ 1y\ 0z$	54,7	5,0	225,3	20,9	0,004	4,20
$0x-1y\ 0z$	54,8	5,1	225,7	21,1	0,004	4,19
$0x\ 0y\ 3z$	54,8	5,1	225,4	21,0	0,004	4,20
$0x\ 0y-1z$	54,8	5,0	225,5	20,9	0,004	4,20
$3x\ 0y-1z$	60,4	19,4	241,2	76,8	0,024	3,81
$-3x\ 0y-1z$	60,8	18,8	237,3	74,4	0,024	3,78
$0x\ 1y-1z$	54,8	5,1	225,3	21,1	0,004	4,20
$0x-1y-1z$	54,8	5,1	225,7	21,2	0,004	4,19



Obr. 4-25: Průběh redukovaného napětí stávající horní příruby



Obr. 4-26: Průběh posunutí stávající horní příruby

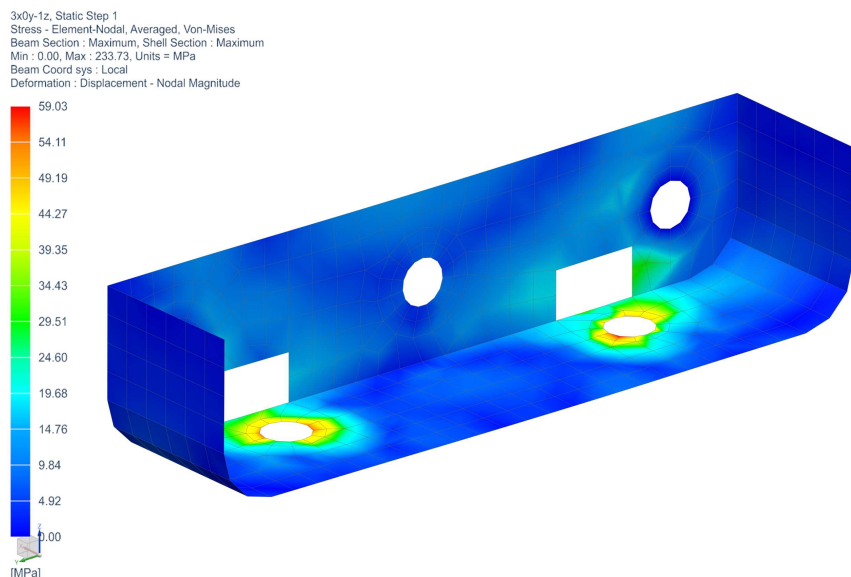
Dále byl vyhodnocen horní držák s výslednými hodnotami v tabulce 4-10, načež bylo zjištěno, že nejvíce kritické jsou zatěžovací stavy  $3x0y0z$  a  $-3x0y-1z$ , resp.:

- *Posunutí* je největší v místě, kde je uvažováno spojení s horní přírubou. Maximální hodnota je 0,012 mm, což není nijak zásadní.
- *Napětí* dosahuje nejvyšších hodnot v místě dosedacích ploch šroubových spojů. Průměrné napětí pouze lehce převyšuje 10 MPa, což odpovídá zhruba šestině maximálního napětí o hodnotě 59 MPa.
- *Deformace*, resp. *přetvoření* dosahuje hodnot v řádech deseti-tisícin, což nepředstavuje žádný problém.

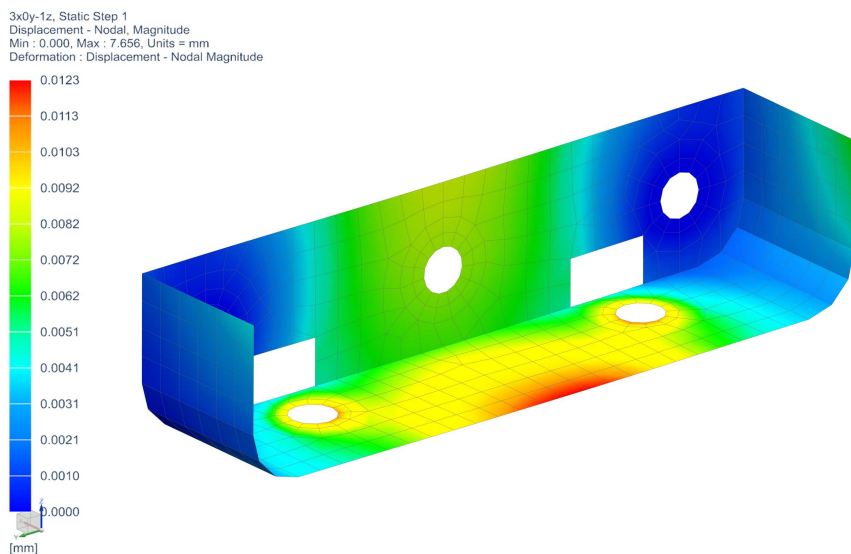
Průběh redukovaného napětí a posunutí horního držáku v kritickém zatěžovacím stavu je znázorněn na obrázku 4-27 a 4-28.

**Tab. 4-10:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávajícího horního držáku

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x\ 0y\ 0z$	59,0	10,3	247,3	43,1	0,012	3,90
$-3x\ 0y\ 0z$	57,0	10,1	238,7	41,9	0,011	4,03
$0x\ 1y\ 0z$	54,8	6,3	229,4	26,0	0,006	4,19
$0x-1y\ 0z$	54,8	6,3	229,1	26,0	0,006	4,20
$0x\ 0y\ 3z$	54,8	6,3	229,1	26,1	0,006	4,20
$0x\ 0y-1z$	54,8	6,3	229,3	26,0	0,006	4,20
$3x\ 0y-1z$	59,0	10,3	247,3	43,2	0,012	3,90
$-3x\ 0y-1z$	57,1	10,1	238,8	41,7	0,011	4,03
$0x\ 1y-1z$	54,9	6,3	229,5	26,0	0,006	4,19
$0x-1y-1z$	54,8	6,2	229,2	26,0	0,006	4,20



**Obr. 4-27:** Průběh redukovaného napětí stávajícího horního držáku



**Obr. 4-28:** Průběh posunutí stávajícího horního držáku

V rámci kotevních prvků zástěny byla pozornost věnována zejména hornímu úchytu včetně protikusů, čtyřem bočním patkám a dolnímu držáku, který však není blíže popsán, neb není kriticky namáhán. Nejvíce namáhanou byla shledána boční patka č. 2, při číslování od podlahy. Výsledné hodnoty horního úchytu, resp. boční patky v jednotlivých zatěžovacích stavech jsou shrnuty v tabulce 4-11, resp. 4-12. Bylo zjištěno, že v obou případech jsou kritické zatěžovací stavy  $3x0y0z$  a  $3x0y-1z$ , přičemž:

- *Posunutí* je ovlivněno tuhostí panelu zástěny a použitím pružných elementů. Nabývá zanedbatelných hodnot při maximu 0,047 mm, resp. 0,184 mm.
- *Napětí* dosahuje nejvyšších hodnot v oblasti dosedacích ploch šroubových spojů, resp. v ohnuté části plechu. Napětí dosahuje maximální hodnot 37,8 MPa, resp. 55,2 MPa, což odpovídá bezpečnosti 8,14, resp. 5,58.
- *Deformace*, resp. *přetvoření* dosahují hodnot v řádech nižších deseti-tisícin.

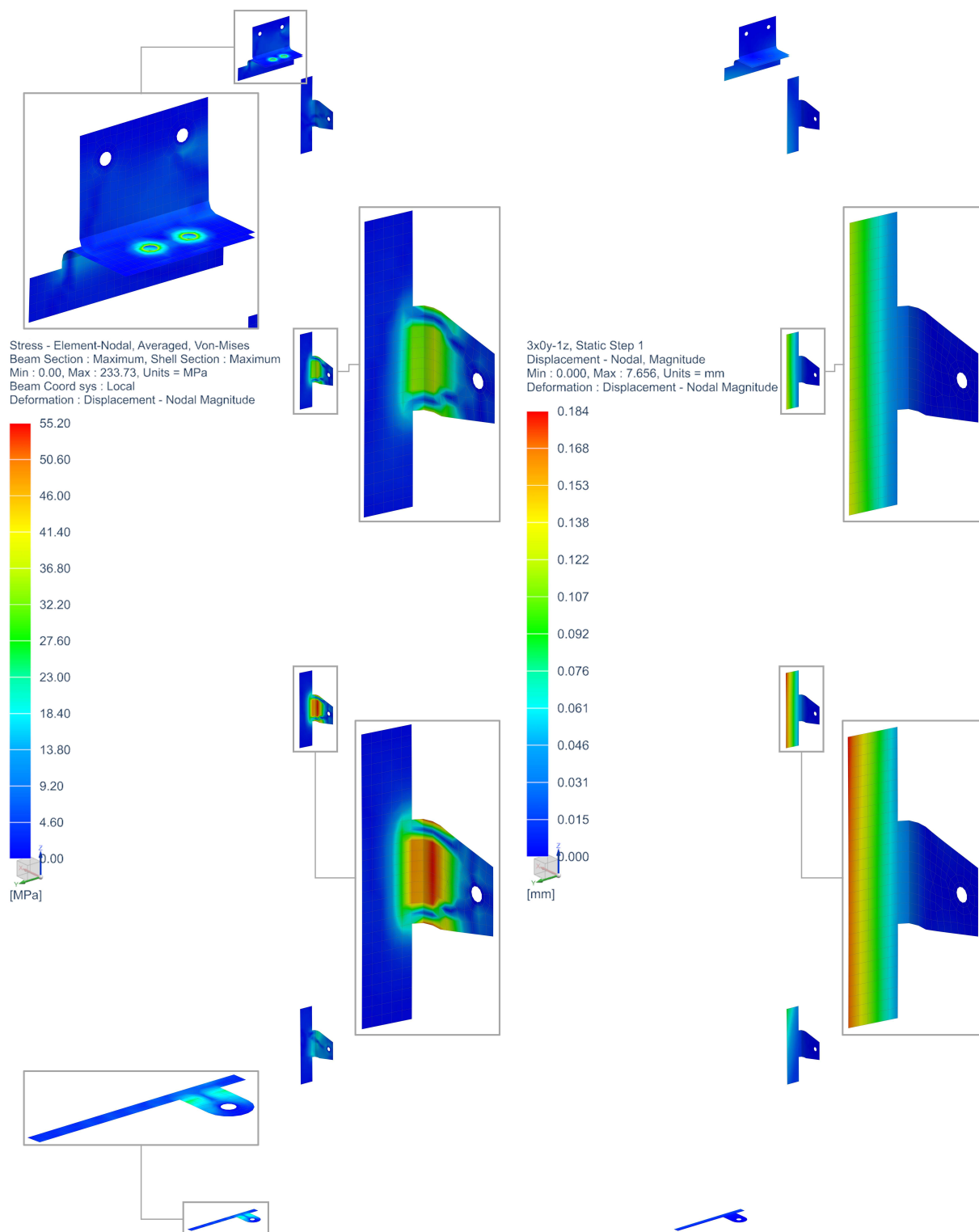
Průběhy redukováného napětí a posunutí kotevních prvků, resp. úchytů panelu zástěny v kritickém zatěžovacím stavu jsou znázorněny na obrázku 4-29.

**Tab. 4-11:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávajícího horního úchytu

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x\ 0y\ 0z$	37,8	5,4	151,1	21,1	0,047	8,14
$-3x\ 0y\ 0z$	37,5	5,3	150,0	20,6	0,046	8,20
$0x\ 1y\ 0z$	36,9	3,2	147,0	12,7	0,002	8,34
$0x-1y\ 0z$	37,1	3,3	147,9	13,1	0,003	8,29
$0x\ 0y\ 3z$	37,0	3,2	147,4	12,4	0,002	8,31
$0x\ 0y-1z$	37,0	3,2	147,4	12,5	0,002	8,32
$3x\ 0y-1z$	37,8	5,5	151,1	21,2	0,047	8,14
$-3x\ 0y-1z$	37,5	5,3	150,0	20,6	0,046	8,20
$0x\ 1y-1z$	36,9	3,2	147,0	12,7	0,002	8,34
$0x-1y-1z$	37,1	3,4	147,9	13,1	0,004	8,29

**Tab. 4-12:** Shrnutí výsledků statické analýzy stávající boční patky

Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
	max.	prům.	max.	prům.		
$3x\ 0y\ 0z$	55,2	12,4	205,3	38,6	0,183	5,58
$-3x\ 0y\ 0z$	53,0	11,8	197,6	36,8	0,175	5,81
$0x\ 1y\ 0z$	6,2	1,1	19,9	3,5	0,006	49,85
$0x-1y\ 0z$	5,9	0,8	18,8	2,7	0,010	52,23
$0x\ 0y\ 3z$	1,4	0,3	5,1	1,1	0,004	222,78
$0x\ 0y-1z$	1,3	0,4	5,4	1,6	0,004	233,31
$3x\ 0y-1z$	55,2	12,4	205,1	38,8	0,184	5,58
$-3x\ 0y-1z$	53,0	11,8	197,8	36,9	0,175	5,81
$0x\ 1y-1z$	6,1	1,1	19,9	3,6	0,006	50,34
$0x-1y-1z$	6,1	0,8	19,6	2,9	0,104	50,34



Obr. 4-29: Průběh redukovaného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) stávajících úchyťů zástěny



## Modální analýza stávajícího řešení

Modální analýza, jejímž cílem je stanovení hodnot vlastních frekvencí a tvarů vlastních kmitů, resp. odhalení slabých míst konstrukce, spočívá v řešení zjednodušené pohybové rovnice daného konečno-prvkového modelu ve tvaru

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = 0, \quad (4-9)$$

v níž se zanedbává tlumení, tj. nedochází ke ztrátě kinetické energie, a působení vnějších sil, kde  $\mathbf{m}$ , resp.  $\mathbf{k}$  je matice hmotností, resp. tuhostí a  $\ddot{\mathbf{x}}$ , resp.  $\mathbf{x}$  je vektor zrychlení, resp. výchylek. V rámci jednodušších matematických modelů lze příslušné matice sestavit s využitím tzv. Eulerovy-Lagrangeovy rovnice, přičemž hodnoty vlastních frekvencí lze získat řešením diferenciálních rovnic, např. pomocí funkce *eig* v softwaru Matlab. Pro uvažovanou zástěnu je však vhodnější využít metody konečných prvků, kde sestavení matic hmotností a tuhosti vychází mj. z materiálových modelů a okrajových podmínek konečno-prvkového modelu.

V rámci použitého pre/post-procesoru a řešiče Nastran 2019.2 s metodou *Lanczos* byla provedena lineární dynamická analýza typu *SOL 103 Real Eigenvalues*, přičemž je uvažováno, že:

- diskretizovaný model do výpočtu vstupuje kompletní, zanedbává se předpnutí,
- diskretizovaný model tvoří pouze interiérové madlo, zanedbává se předpnutí,
- výše uvedené případy, včetně předpnutí šroubových spojů,<sup>17</sup>

Výsledné hodnoty vlastních frekvencí pro prvních deset módů, resp. vlastních kmitů, jsou uvedeny v tabulce 4-13, přičemž první tvary vlastních kmitů zástěny i samotného madla jsou znázorněny na obrázku 4-30. Ze získaných hodnot je patrné, že by během jízdy nemělo docházet k rezonanci s ohybovými frekvencemi vozové skříňe, které se běžně, např. při návrhu vypružení, uvažují v rozsahu 6 ÷ 10 Hz. Modální analýzou bylo zjištěno, že:

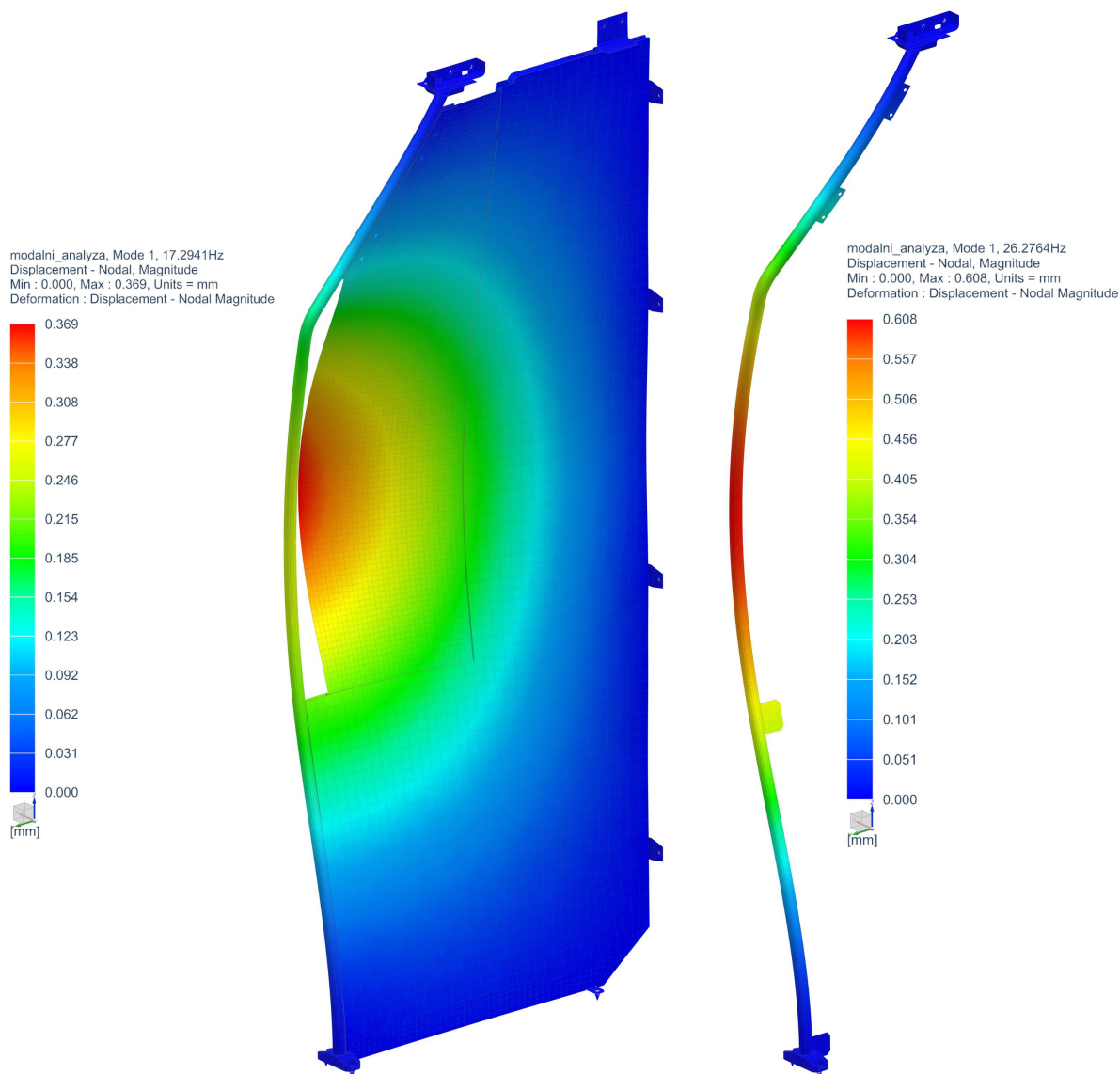
- *Předpnutí šroubových spojů* nemá vliv na výsledek dané modální analýzy a lze jej zanedbat. Je možné, že uvažování materiálových či geometrických nelinearit, např. kontaktů namísto slepení, by tento závěr vyvrátilo.
- *Nejnižší vlastní frekvence* nastává při průhybu zástěny s madlem ve směru jízdy. Lze tedy předpokládat, že v tomto směru bude zástěna nejméně tuhá, což koreluje s výsledky tuhostí v předchozím textu.
- *Vlastní frekvence samotného madla* dosahují obecně vyšších hodnot. To je s největší pravděpodobností zapříčiněno použitím poddajnějších materiálů v rámci panelu zástěny, např. překližky, při současném využití většího množství pružných elementů, např. pryžových profilů.

Kromě toho lze předpokládat, že optimalizované řešení zástěny bude, při současném snížení hmotnosti a zachování tuhosti, dosahovat vyšších hodnot vlastních frekvencí.

<sup>17</sup>Předpnutí lze v rámci modální analýzy zohlednit předřazením statického výpočtu, ze kterého se převezmou jednotlivé matice tuhosti.

**Tab. 4-13:** Shrnutí výsledků modální analýzy stávající zástěny s madlem

Vlastní tvar	Vlastní frekvence [Hz]			
	zástěna		madlo	
	bez předpnutí	s předpnutím	bez předpnutí	s předpnutím
1	17,3	17,2	26,3	26,3
2	39,2	39,0	41,2	41,2
3	43,8	43,7	67,1	67,1
4	60,7	60,4	116,6	116,5
5	77,3	77,1	135,9	135,9
6	78,0	77,8	226,4	226,4
7	93,3	92,9	228,1	228,1
8	113,6	113,2	240,2	240,3
9	120,9	120,9	318,2	318,1
10	122,5	122,2	360,1	360,1

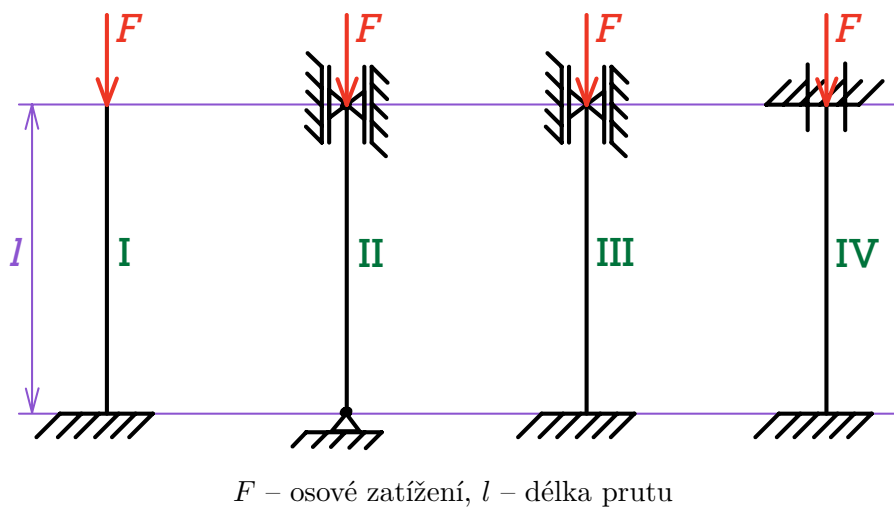


**Obr. 4-30:** První vlastní tvar kmitu stávající zástěny (nalevo) a madla (napravo)

## Ztráta stability stávajícího řešení

Analýza ztráty stability spočívá v určení kritické síly, při níž je uvažovaná konstrukce náchylná na zhroucení v důsledku vybočení ze svého stálého tvaru, a to, aniž by došlo k překročení maximální únosnosti. V obecné rovině přitom může ke ztrátě stability docházet v celé konstrukci i lokálně, při namáhání tlakem, ohybem i krutem. [45]

Tato problematika je typická např. pro štíhlé pruty, kde se hovoří o tzv. vzpěru, k němuž dochází při namáhání prutu osovým tlakem. Při zatěžování prutu v oblasti Hookova zákona, tedy v elastické části tahového diagramu, lze úlohu řešit pomocí tzv. Eulerovo teorie vzpěru, která dle způsobu uložení, resp. dle okrajových podmínek lze rozlišovat čtyři základní případy vzpěru, viz obrázek 4-31. Oproti tomu, namáhání prutů na vzpěr při uvažování nelineárních materiálových modelů, tj. v nepružné oblasti bývá řešeno empirickými vztahy, např. dle Tetmayera. [45]



**Obr. 4-31:** Schematické zobrazení základních případů vzpěru dle způsobu uložení

V rámci uvažovaného konečno-prvkového modelu, vstupujícího do řešiče Nastran 2019.2, byla provedena analýza lineární ztráty stability v pružné oblasti, tj. *SOL 105 Linear Buckling*. Nejprve dochází k řešení předřazené statické analýzy, načež je zjišťována náchylnost konstrukce na ztrátu stability. Kromě jednotlivých módů, obdobných těm v modální analýze, je výstupem také tzv. součinitel kritického zatížení *BLF* čili *Buckling Load Factor*, pro nějž platí

$$BLF = \frac{F_{krit}}{F}, \quad (4-10)$$

kde  $F_{krit}$ , resp.  $F$  je kritická, resp. skutečná zatěžovací síla. To znamená, že při hodnotách:

- $BLF \geq 1$  dochází ke ztrátě stability při  $F_{krit} \geq F$ ,
- $BLF = 1$  dochází ke ztrátě stability při  $F_{krit} = F$ ,
- $BLF \leq 1$  dochází ke ztrátě stability při  $F_{krit} \leq F$ .

Je-li součinitel  $BLF$  záporný, dochází ke ztrátě stability zatěžovací silou působící v opačném směru, tj. proti skutečné zatěžovací síle. Výsledné hodnoty jsou však zatíženy nepřesnostmi plynoucími z uvažování lineárních materiálových modelů a dalších zjednodušení. Proto se běžně zavádí součinitel bezpečnosti o hodnotě  $2,5 \div 3$ .

Analýza lineární ztráty stability stávajícího řešení byla provedena pro celou zástěnu i samotné madlo při uvažování všech zatěžovacích stavů dle ČSN EN 12663-1+A1 [12], shrnutých v tabulce 4-3. Výsledné hodnoty součinitele  $BLF$  pro dva nejvíce kritické módy jsou uvedeny v tabulce 4-14.<sup>18</sup> Nejvíce a nejméně kritické hodnoty jsou vyznačeny červeně a modře. Z výsledků je zřejmé, že:

- *Nejnižší hodnota součinitele ztráty stability* byla zjištěna v zatěžovacím stavu  $3x0y-1z$ , resp.  $0x-1y-1z$  v případě zástěny, resp. samotného madla. Součinitel zde dosahuje hodnot 120 a 55,3, resp. 40 a 18,4 při zohlednění maximální bezpečnosti. Takové hodnoty kritických sil značně převyšují nejvyšší uvažovaná zatížení působící na interiérová madla, viz legislativní požadavky shrnuté v kapitole 2.3. Lze tedy uvažovat, že ke ztrátě stability nedojde ani při mezním zatížení.
- *Nejvyšší hodnota součinitele ztráty stability prvního módu* se nachází v zatěžovacím stavu  $0x0y-1z$ . To lze odůvodnit zjednodušením zádržné tyče na oboustranně vetknutý štíhlý prut. V takovém případě je z hlediska vzpěru méně vhodné ohybové namáhání, např. od síly působící ve směru jízdy, což potvrzuje tento závěr.
- *Zatěžovací stavy, které se liší pouze směrem působení*, dosahují přibližně stejných hodnot součinitele ztráty stability. To vyplývá ze zavedených okrajových podmínek a rozložení hmoty konečno-prvkového modelu, které lze považovat za téměř symetrické podle roviny  $\widehat{yz}$ .
- *Součinitel ztráty stability samotného madla* nabývá obecně nižších hodnot. To je s největší pravděpodobností zapříčiněno méně robustním, v podstatě dvoubodovým ustavením do nosné struktury, tj. hrubé stavby.

Poznatky získané danou numerickou simulací lze dále využít pro snížení výpočetního času dílčích i souhrnných verifikačních analýz, resp. pro urychlení optimalizačních procesů. V rámci analýzy lineární ztráty stability budou nadále uvažovány pouze nejvíce kritické zatěžovací stavy, tedy  $3x0y-1z$ ,  $-3x0y-1z$  a  $0x-1-1z$ .

**Tab. 4-14:** Shrnutí výsledků analýzy lineární ztráty stability stávající zástěny s madlem

Zatěžovací stav	Součinitel ztráty stability $BLF$ [-]			
	zástěna		madlo	
	1. mód	2. mód	1. mód	2. mód
$3x\ 0y\ 0z$	124,1	134,8	62,8	154,9
$-3x\ 0y\ 0z$	123,2	131,1	62,8	154,9
$0x\ 1y\ 0z$	131,0	159,7	-67,3	-116,7
$0x-1y\ 0z$	131,0	148,5	67,2	116,5
$0x\ 0y\ 3z$	131,1	182,2	-95,0	-137,0
$0x\ 0y-1z$	131,2	176,4	283,6	409,4
$3x\ 0y-1z$	120,0	134,7	59,6	-66,1
$-3x\ 0y-1z$	121,1	129,7	59,7	66,0
$0x\ 1y-1z$	131,0	159,7	-84,9	152,4
$0x-1y-1z$	125,5	131,5	55,3	93,0

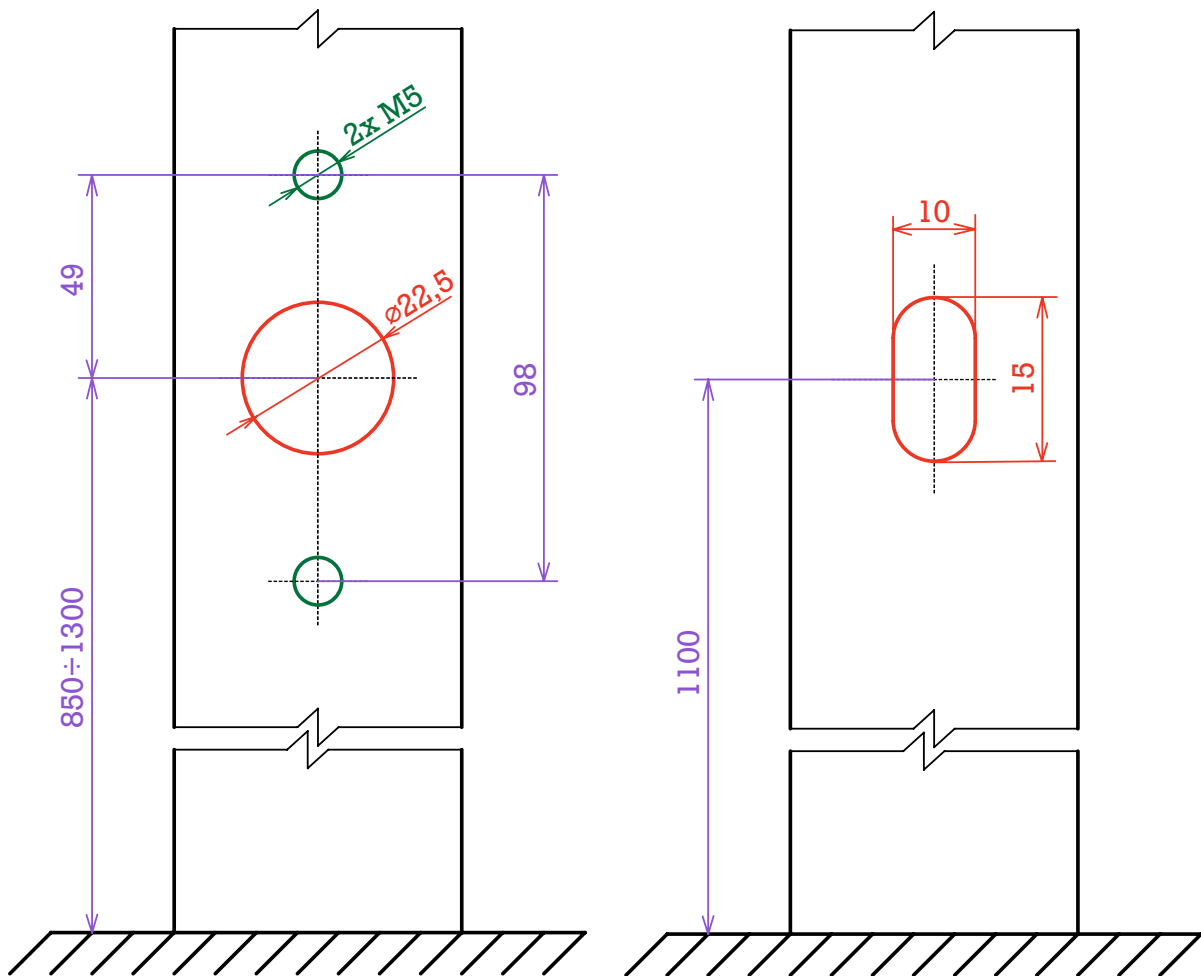
<sup>18</sup>Zbývající módy nejsou zohledněny, neboť se předpokládá, že jejich dosažení je, vzhledem k možným zatěžovacím účinkům, velice nepravděpodobné.

### 4.3 Citlivost stávajícího řešení na integraci přídatných zařízení

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.1, stávající řešení zástěny je doplněno o hasící přístroj a odpadkový koš, jejichž vliv, tj. zatížení od vlastní tíhy je ve výpočtu zohledněno prostřednictvím osamělých sil působících v jejich těžišti. Kromě toho lze využít dispozic samotné zádržné tyče pro ustavení dalších přídatných zařízení, jejichž dostupnost je pro cestující stěžejní. Jedná se zejména o tlačítka či validátory jízdenek, popř. terminály či prvky osvětlení. Cílem této kapitoly je zjistit, jaký vliv na sledované parametry, tj. výsledné tuhosti v jednotlivých směrech, mají otvory pro tato zařízení.

Dle požadavků zadavatele diplomové práce [1] je uvažováno ustavení tlačítka pomocí dvojice závitových otvorů M4 s roztečí 98 mm, mezi nimiž je situován otvor o průměru 22,5 mm pro přivedení kabeláže. Vzdálenost středního otvoru od podlahy může být v rozmezí 850 ÷ 1300 mm, přičemž natočení kolem svislé osy bývá nejčastěji 0°, popř. ±15°, požaduje-li to zákazník. Situace je znázorněna v levé části obrázku 4-32.

Oproti tomu, validátor bývá ustaven prostřednictvím svěrného spojení, přičemž kabeláž je vedena oválným otvorem o délce 15 mm a šířce 10 mm, viz pravá část obrázku 4-32. Tím je umožněno svislé nastavení validátoru dle potřeby, neboť datový kabel nesmí být zalomen. Drážka je na zádržné tyči situována ve výšce přibližně 1100 mm od podlahy, což je ovlivněno přesně definovanou polohou spodní hrany validátoru, nacházející se standardně ve výšce 1000 mm.



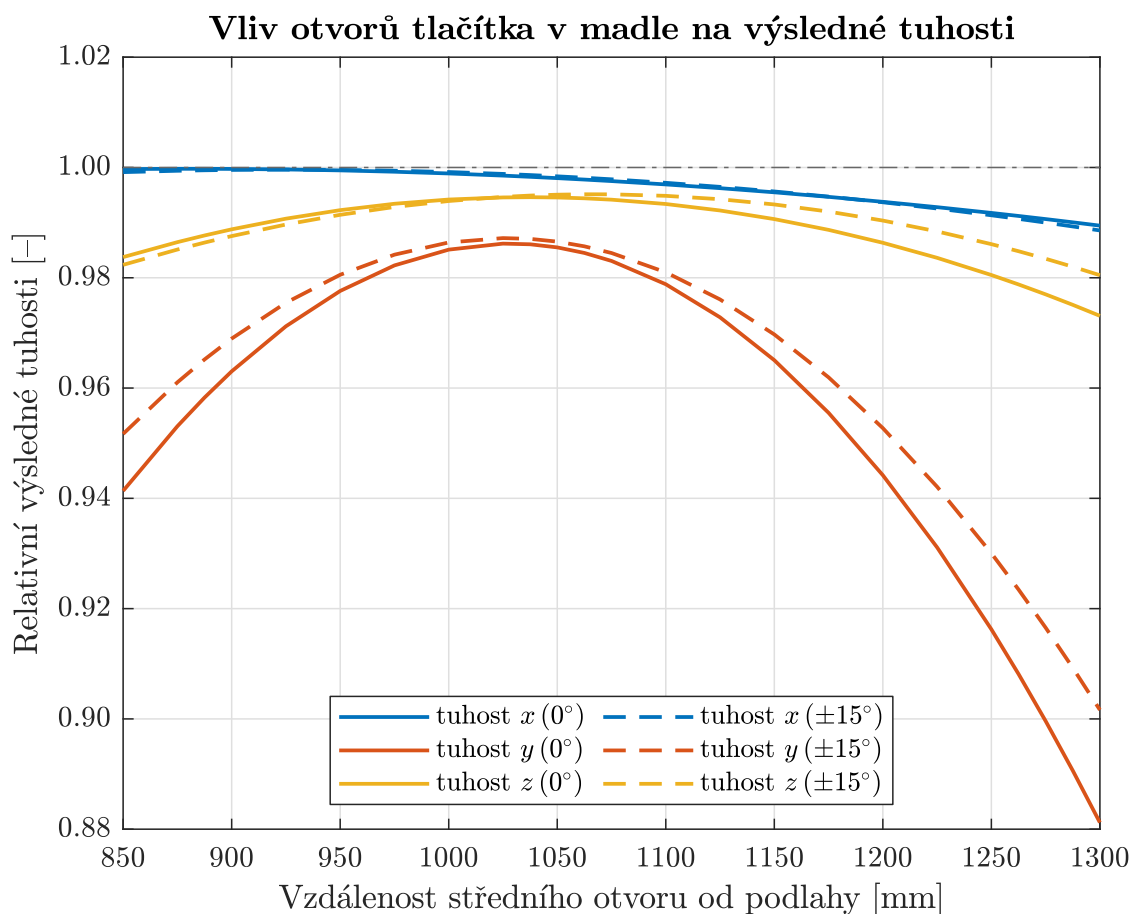
Obr. 4-32: Schematické zobrazení otvorů v zádržné tyči pro tlačítko (nalevo) a validátor (napravo)

Citlivostní analýza byla provedena pro uvažované otvory tlačítka a validátoru při zjemnění sítě pomocí tzv. *Chordal tolerance*, resp. zavedení maximální odchylky konečno-prvkového modelu od vstupní geometrie o hodnotě 0,05 mm. Tím byla mírně navýšena výpočetní náročnost, což bylo nezbytné pro adekvátní zohlednění menších závitových otvorů. Bylo zjištěno, že nárůst napětí v okolí otvorů je zanedbatelný, a proto je dále vyhodnocen pouze vliv na tuhost.

Vliv otvorů tlačítka v zádržné tyči na hodnoty výsledných tuhostí je znázorněn na obrázku 4-33. Z obrázku vyplývá, že natočení otvorů kolem svislé osy o  $\pm 15^\circ$  lze zanedbat, přičemž zásadní vliv na tuhost zástěny s madlem byl zaznamenán v příčném směru. Na základě toho lze předpokládat, že při natočení tlačítek kolem svislé osy o  $90^\circ$  by byla nejvíce ovlivněna tuhost v podélném směru. Jinými slovy, tuhost je nejvíce ovlivněna ve směru totožném s osou otvoru.

Konkrétní úbytek tuhosti v příčném směru se pohybuje přibližně v rozsahu  $1 \div 12\%$ , přičemž nejvyšší hodnota byla zaznamenána ve vzdálenosti středního otvoru 1300 mm od podlahy. V této oblasti je aplikovaná okrajová podmínka zohledňující zatížení madla od cestujících, což může mít vliv na výsledné hodnoty. V ostatních směrech je tuhost snížena nanejvýš o 2,5 %, což není tak zásadní.

Otvor validátoru jízenek je obecně menší a níže situovaný, než-li největší, tj. střední otvor pro tlačítko, přičemž jeho vliv na tuhost v příčném směru je nanejvýš jednaprocentní. Je tedy zřejmé, že při návrhu by měla být zohledněna zejména pozice otvorů tlačítka.



**Obr. 4-33:** Vliv otvorů tlačítka v madle na výsledné tuhosti

## 4.4 Optimalizační potenciál stávajícího řešení

Zhodnocení optimalizačního potenciálu stávající zástěny s madlem bylo provedeno s ohledem na výstupy ze strukturální analýzy popsané v kapitole 4.2. Stávající řešení zástěny sestává z madla, panelu, nosných a kotevních prvků, přičemž z hlediska jednotlivých komponent lze uvažovat:

- *Panel zástěny* sice vyztužuje interiérové madlo, ale zároveň výrazně zvyšuje celkovou hmotnost. V obecné rovině by mohla optimalizace spočívat v redukcí tloušťky či odlehčení. Tento přístup není vhodný, neboť použití tenkého skelného panelu by mohlo vést k jeho roztržení, a potažmo k poranění cestujících při provozu, např. v důsledku prudkého brzdění či vlivem sekundárních srážek. Zároveň, odlehčení v rámci sendvičového panelu již realizováno je, a to v podobě pěnového jádra, přičemž další optimalizace je podmíněna zejména technologickými možnostmi dodavatele. Z hlediska estetických vlastností, bezpečnosti a snadnosti údržby je vhodnější použít panel bez otvorů.
- *Zádržná tyč* dosahuje značné tuhosti a pevnosti ve směru svislém a příčném, avšak v podélném směru zaostává. Zároveň tvoří značnou část celkové hmotnosti. Optimalizace by mohla spočívat ve využití jiného materiálu či ve změně průřezu, přičemž v případě použití nekovového materiálu je nutné nahradit stávající materiálové, resp. svarové spoje.
- *Dolní patka* je sice vhodně orientovaná vůči kritickému zatížení, avšak svými dispozicemi je velice robustní. Z toho důvodu by bylo vhodné patku odlehčit např. otvory či žebrováním. V takovém případě je však stěžejní zohlednit technologičnost výroby, resp. navrhnout vyrobitelný tvar.
- *Horní příruba s výztuhou* tvoří poměrně složitý svařenec z ohýbaných vypalovaných plechů. Výhodou použití výpalků je skutečnost, že v podstatě není omezen výsledný tvar. Je tedy navrhována optimalizace odlehčujícího charakteru, přičemž musí být zajištěn přístup k jednotlivým šroubovým spojům.
- *Horní držák* rovněž představuje ohýbané a posléze svařované výpalky. Vzhledem k jeho návaznosti na okolní celky je nutné zajistit alespoň minimální došedací plochy. Optimalizace se tedy předpokládá v rámci odlehčení, přičemž bude kladen důraz také na technologii výroby.
- *Horní úchyt* ustavuje panel zástěny do horní části zástavby. Jedná se o ohýbaný plech, sešroubovaný se svým protikusem. Předpokládá se, že slouží ke zvýšení robustnosti ustavení, a tím odolnosti proti vibracím. Z toho důvodu jej není možné úplně odstranit. Zároveň nemůže být významně redukován, aby byla zachována co největší styčná plocha na rozhraní se sendvičovým panelem, resp. pryžovým prvkem. Z toho důvodu se zdá vhodné odlehčení při respektování optimálního toku materiálu.
- *Boční patky* ustavují sendvičový panel ve čtyřech bodech. Jejich vertikální rozmístění je přesně dáno polohou C-drážek, avšak v podélném směru je možné jednotlivé patky zrcadlit, což by mohlo vést ke zvýšení tuhosti. Navíc lze optimalizaci směřovat k odlehčení, avšak lze předpokládat, že úbytek hmotnosti nebude nijak zásadní.
- *Ostatní komponenty* nebudou optimalizovány, neboť se jedná zejména o pryžové či rozpěrné elementy, popř. nosné prvky, např. návarky, jejichž odlehčení by nepředstavovalo výrazný přínos.

## 5 Návrh optimalizovaného řešení zástěny s madlem

Tato kapitola se zabývá návrhem optimalizovaného řešení zástěny s madlem za využití pokročilých optimalizačních nástrojů. Je zde využito konečno-prvkového modelu s okrajovými podmínkami dle kapitoly 4.2.1, přičemž samotný návrh vychází z poznatků získaných strukturální analýzou stávajícího řešení, shrnutých v kapitole 4.2.2. Předmětem optimalizace jsou dílčí komponenty, u nichž byl shledán kladný optimalizační potenciál, čemuž je věnována kapitola 4.4.

### 5.1 Specifikace požadavků na optimalizaci

Cílem optimalizace stávajícího řešení je snížit celkovou hmotnost zástěny s madlem, aniž by došlo k výraznému poklesu tuhosti či neúnosnému zvýšení technologické a potažmo ekonomické náročnosti. Zároveň musí být zachována jistá úroveň modularity, např. v případě integrace tlačítek či validátorů jízdenek apod. do interiérového madla. Dle zadavatele diplomové práce [1] je přitom požadováno:

- *Zohlednění výrobních nepřesností hrubé stavby*, přičemž je uvažována hodnota tolerance  $\pm 15$  mm ve směru podélném a  $\pm 10$  mm ve směru příčném a svislém.
- *Zajištění návaznosti v rámci vozidla i mimo něj*, aniž by došlo k výraznému zásahu do zástavbových komponent v rámci poskytnutých vstupních dat.
- *Umožnění pohodlného přidržení cestujících v odpovídající výšce* dle platné legislativy. Dle předpisu EHK OSN č. 107 [27] musí mít madlo délku alespoň 100 mm, nesmí být níže než 800 mm a výše než 1950 mm. To nevyklučuje kotvení do stropu či podlahy.
- *Využití kovových i nekovových materiálů při návrhu*. Cílem je oprostit se od materiálů použitých ve stávajícím řešení a navrhnout jednotlivé komponenty s využitím např. kompozitních či plastových materiálů.
- *Zohlednění vlivu otvorů pro přídatná zařízení v zádržné tyči na výsledné hodnoty*. Mezi přídatná zařízení patří např. tlačítka či validátory jízdenek aj., jejichž vliv na tuhost stávajícího řešení je blíže popsán v kapitole 4.3.

V případě navržení poddajnější konstrukce je v rámci dílčích verifikací přípustná minimální odchylka od nejvíce kritických tuhostí stávajícího řešení, uvedených v tabulce 4-6. Zjištěné redukované napětí v jednotlivých komponentách musí být nižší než minimální dovolené, dané normou ČSN EN 12663-1+A1 [12], při uvažování koeficientů bezpečnosti vůči mezi pevnosti, resp. mezi kluzu o hodnotách  $S_2 = 1,5$ , resp.  $S_3 = 1,15$ .



## 5.2 Optimalizace návrhu zádržné tyče za využití geometrické optimalizace

V rámci stávajícího řešení, blíže popsáno v kapitole 4, je zádržná tyč řešena jako bežešvá trubka z nerezové chrom-niklové oceli, ohnutá do požadovaného tvaru. Trubka je kotvena do hrubé stavby vozové skříně prostřednictvím kotevních prvků, konkrétně dolní patky a horní příruby s výztuhou, k nimž je přivařena. Zároveň však slouží jako vedlejší nosná struktura pro sklo i panel zástěny. Z toho důvodu je výše popsáný svařenec doplněn o čtveřici návarků, které zajišťují návaznost madla na panel zástěny. V obecné rovině přitom platí, že vazba interiérového madla, tj. svařence na navazující konstrukční celky je koncipována jako rozebíratelná, pomocí spojů s předpjatými elementy, resp. šrouby.

S ohledem na předchozí odstavec a kapitolu 4.4 je zřejmé, že návrh, potažmo optimalizace zádržné tyče je mj. značně omezena dílčími vazbami na okolí. Kromě požadavku vhodné návaznosti na bezprostřední konstrukční celky je nutné zohlednit také vazbu na cestující. Z toho důvodu není vhodné, aby byla trubka odlehčena např. prostřednictvím otvorů či drážek, a proto se jako nejvhodnější optimalizační nástroj jeví geometrická optimalizace.

Principem geometrické optimalizace je nalezení nejvhodnější kombinace parametrů, resp. rozměrů vstupujících do optimalizace v předem definovaném intervalu, za účelem dosažení např. požadované hmotnosti či vlastní frekvence apod., s ohledem na daná omezení, nejčastěji napětového, tuhostního či jiného charakteru. V současné době se běžně používá iteračních řešičů využívajících genetické algoritmy, gradientní metody či jiné numerické modely, které vyžadují větší množství přepočtů. Z hlediska dosažení výpočetní konvergence je proto stěžejní, aby byla nejen vstupní geometrie, ale i vstupní konečno-prvkový model co nejvíce robustní.

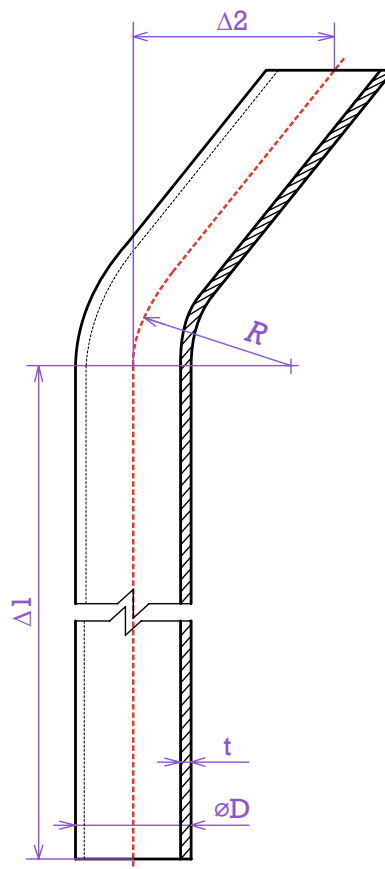
V použitém pre-processoru Siemens Simcenter Nastran 2019.2 je geometrická optimalizace typicky přidružena ke strukturální analýze, do níž vstupuje diskretizovaný model s okrajovými podmínkami, jež vychází z parametrické vstupní geometrie. Na základě toho lze definovat cíle, resp. objektivní funkci omezení i optimalizační prostor, a potažmo nastavení iteračního řešiče typu *Optimizer*. Zároveň je možné zjistit vliv vstupních parametrů na daná omezení, resp. výsledné hodnoty přidružené strukturální analýzy, prostřednictvím tzv. analýzy globální citlivosti s řešičem typu *Global Sensitivity*.

Konkrétní nastavení geometrické optimalizace je popsáno v následujících podkapitolách, které se zabývají definicí vstupních parametrů a návrhem optimalizovaného řešení zádržné tyče z hlediska rozměrů, průřezu i materiálu. Jednotlivá omezení přitom budou vycházet z výsledků získaných strukturální analýzou stávajícího řešení, popsáných v kapitole 4.2.

### 5.2.1 Definice parametrů madla vstupujících do geometrické optimalizace

Za účelem definice parametrů vstupujících do všech dílčích geometrických optimalizací byla nejdříve provedena parametrizace vstupní geometrie, poskytnuté zadavatelem diplomové práce [1], za využití funkcí synchronního modelování v modeláři softwaru Siemens NX 1888. Parametrizace zádržné tyče je schematicky znázorněna na obrázku 5-1, přičemž rozsahy jednotlivých parametrů byly voleny s ohledem na zástavbové možnosti, technologická doporučení, legislativní požadavky apod.:

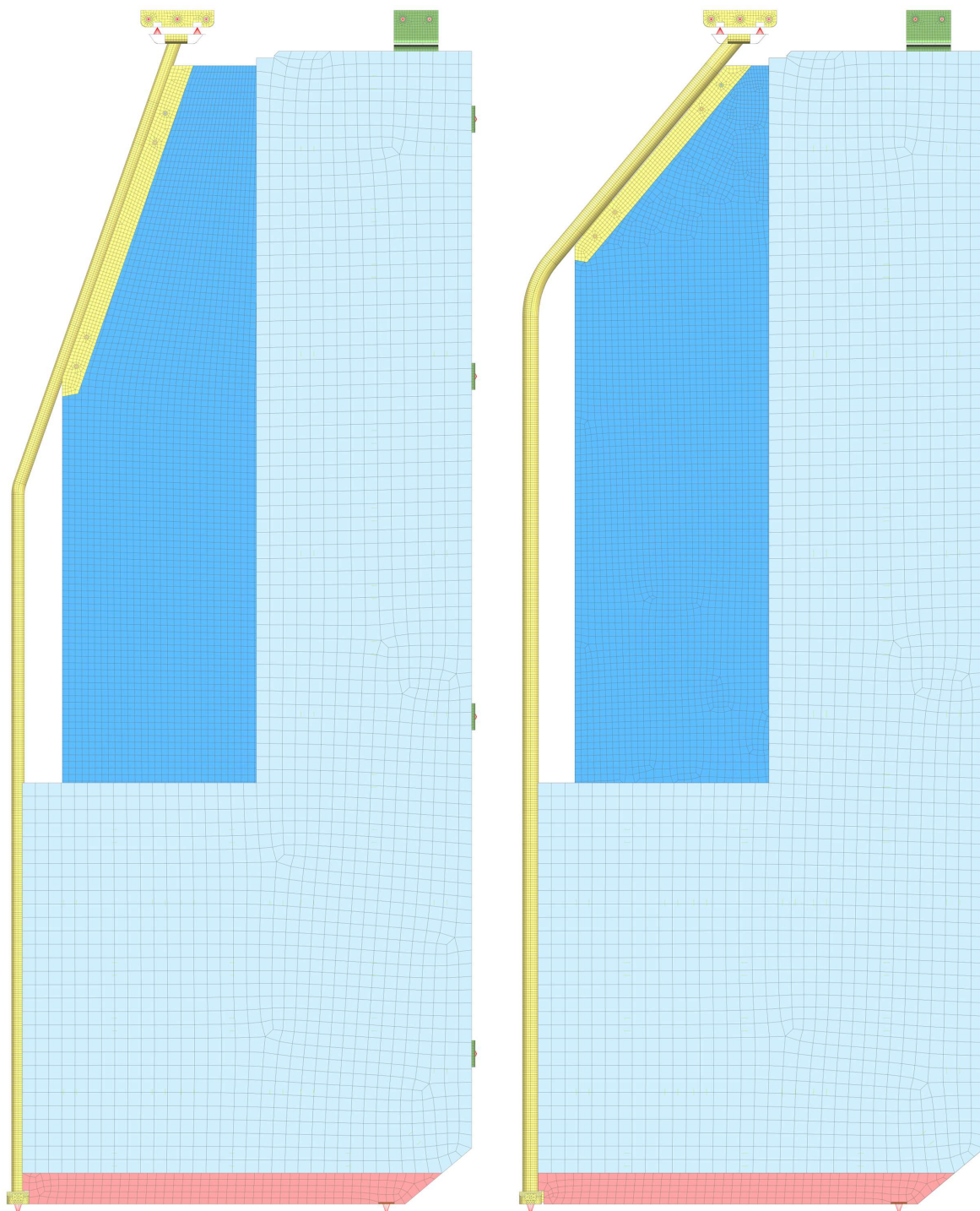
- *Vnější průměr*  $D = 30 \div 40$  mm. Dle předpisu EHK OSN č. 107 [27] může být vnější průměr v rozsahu  $20 \div 45$  mm. V elektrických jednotkách je nejčastěji  $30 \div 40$  mm.
- *Tloušťka stěny*  $t = 1 \div 4$  mm. Minimální i maximální hodnota tloušťky stěny byla navržena s ohledem na předpokládané výsledky při stávajícím materiálu.
- *Poloměr ohybu*  $R = 80 \div 200$  mm. Minimální hodnota poloměru ohybu je dána technologií ohýbaní, kdy se doporučuje alespoň dvojnásobek vnějšího průměru.
- *Svislé rozpětí*  $\Delta_1 = 1600 \div 2000$  mm. Dle předpisu EHK OSN č. 107 [27] musí být část madla určená pro uchycení ve vzdálenosti  $800 \div 1950$  mm od podlahy. Zvolená minimální hodnota svislého rozpětí umožňuje uchycení ve vzdálenosti  $1100 \div 1600$  mm od podlahy.
- *Příčné rozpětí*  $\Delta_2 = 359,5 \div 472,5$  mm. Minimální i maximální hodnota příčného rozpětí byla zvolena s ohledem na konstrukci obložení stropu při zohlednění výrobních tolerancí hrubé stavby v příčném směru.



$D$  – vnější průměr,  $t$  – tloušťka stěny,  $R$  – poloměr ohybu,  $\Delta_1$  a  $\Delta_2$  – svislé a příčné rozpětí

**Obr. 5-1:** Schematické znázornění parametrizace zádržné tyče

V rámci parametrizace vstupní geometrie byl kladen důraz na zajištění návaznosti interiérového madla na panel zástěny, neboť změna parametrů zádržné tyče nesmí zapříčinit vznik kolizí na úrovni modeláře. Z toho důvodu byla zachována např. rozteč návarků či minimální vzdálenost úchopové části zádržné tyče a skelného panelu. Zároveň byla zohledněna změna pozice bodů vstupujících do pre-procesoru, pomocí nichž jsou definovány okrajové podmínky. Ukázka diskretizovaného modelu při změně parametrů zádržné tyče je znázorněna na obrázku 5-2.



**Obr. 5-2:** Ukázka diskretizovaného modelu při změně parametrů zádržné tyče na minimální (nalevo) a maximální (napravo) hodnoty z intervalů

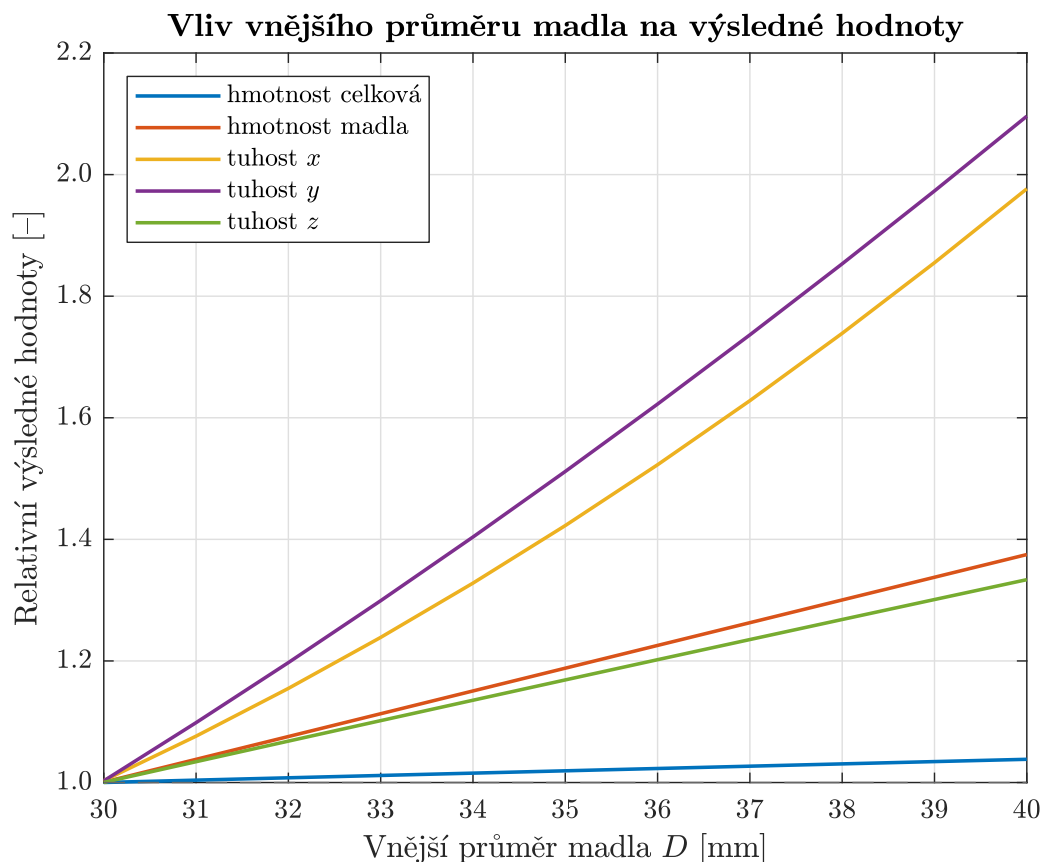
### Citlivostní analýza parametrů zádržné tyče

Citlivostní analýza byla provedena za účelem zjištění vlivu parametrů zádržné tyče na výsledné hodnoty, resp. tuhosti ve směru podélném, příčném a svislém, tj. v ose  $x$ ,  $y$  a  $z$ , a hmotnosti zádržné tyče i celé zástěny. Byl přitom uvažován stávající materiál madla, tj. nerezová chrom-niklová ocel, jejíž parametry jsou uvedeny v tabulce 4-1.

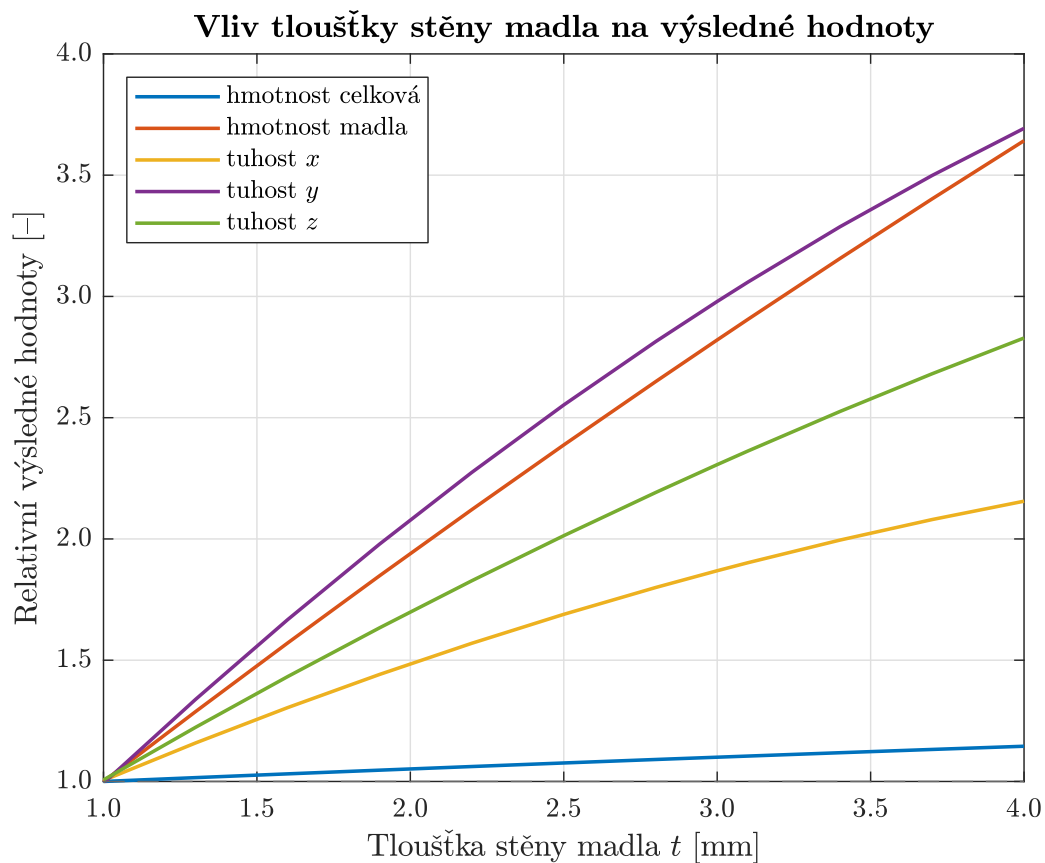
Vliv vnějšího průměru madla na výsledné hodnoty je patrný na obrázku 5-3, z něhož vyplývá, že zvětšení vnějšího průměru zapříčiní nárůst jak tuhostí, tak i jednotlivých hmotností. Největší vliv byl zaznamenán u tuhostí ve směru podélném a příčném, jejichž hodnoty se v uvažovaném intervalu zdvojnásobily, zatímco hodnota svislé tuhosti se zvýšila pouze o třetinu. Zvýšení tuhosti je obecně žádoucí, avšak nevýhodou je současné zvýšení hmotnosti zádržné tyče o necelých 40 %, resp. nárůst celkové hmotnosti o 4 %.

Průběh výsledných hodnot v závislosti na tloušťce stěny je znázorněn na obrázku 5-4, který ukazuje, že zvětšením tloušťky stěny zádržné tyče dochází nejen ke zvýšení hodnot tuhosti, ale i hmotnosti, přičemž v daném intervalu je nárůst hodnot příčné, svislé a podélné tuhosti zhruba čtyř-, tří- a dvojnásobný. Dramatičtější je zde také zvýšení hmotnosti zádržné tyče, resp. celé zástěny o 265 %, resp. o 15 %, což je velice zásadní.

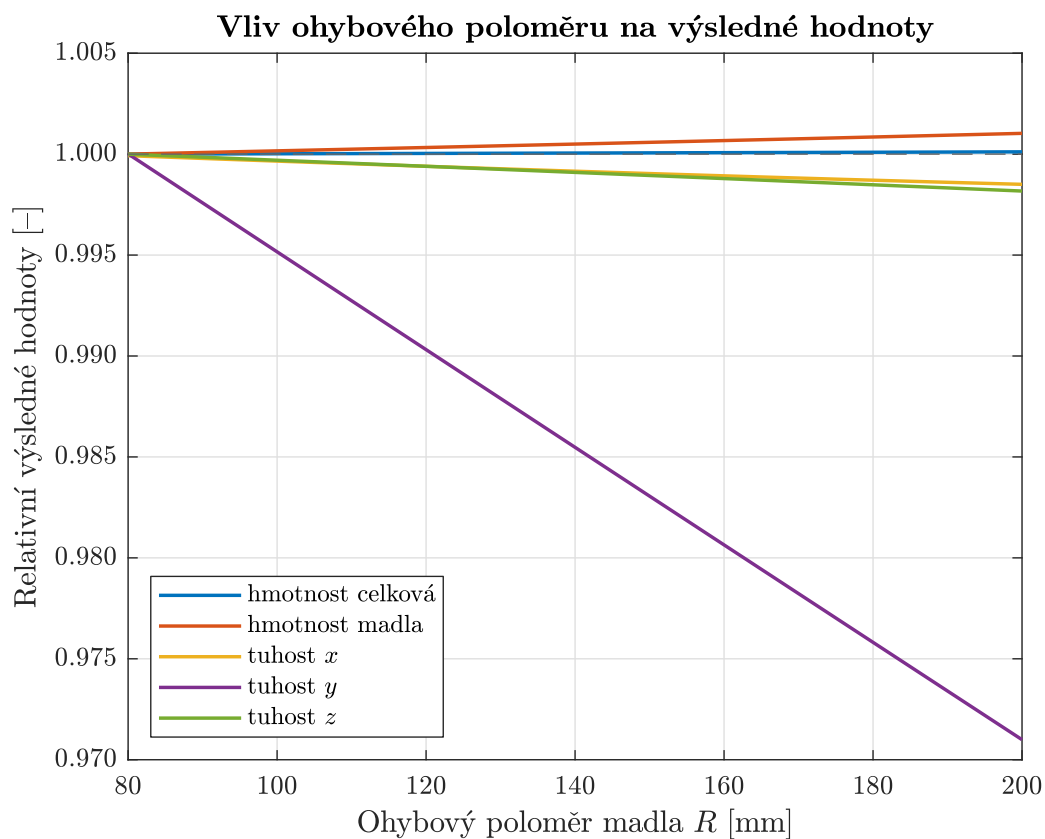
Dále bylo zjištěno, že vliv ohybového poloměru madla na výsledné hodnoty je téměř zanedbatelný, jak napovídá obrázek 5-5. V definovaném rozsahu hodnot se jednotlivé hmotnosti nepatrně zvyšují, zatímco tuhosti klesají, resp. konstrukce zástěny s madlem se stává robustnější a poddajnější. Úbytek tuhosti v příčném směru nabývá téměř 3 %, zatímco změna ostatních hodnot se pohybuje v řádu nižších desetín procent.



**Obr. 5-3:** Vliv vnějšího průměru madla na výsledné hodnoty



Obr. 5-4: Vliv tloušťky stěny madla na výsledné hodnoty



Obr. 5-5: Vliv ohybového poloměru madla na výsledné hodnoty

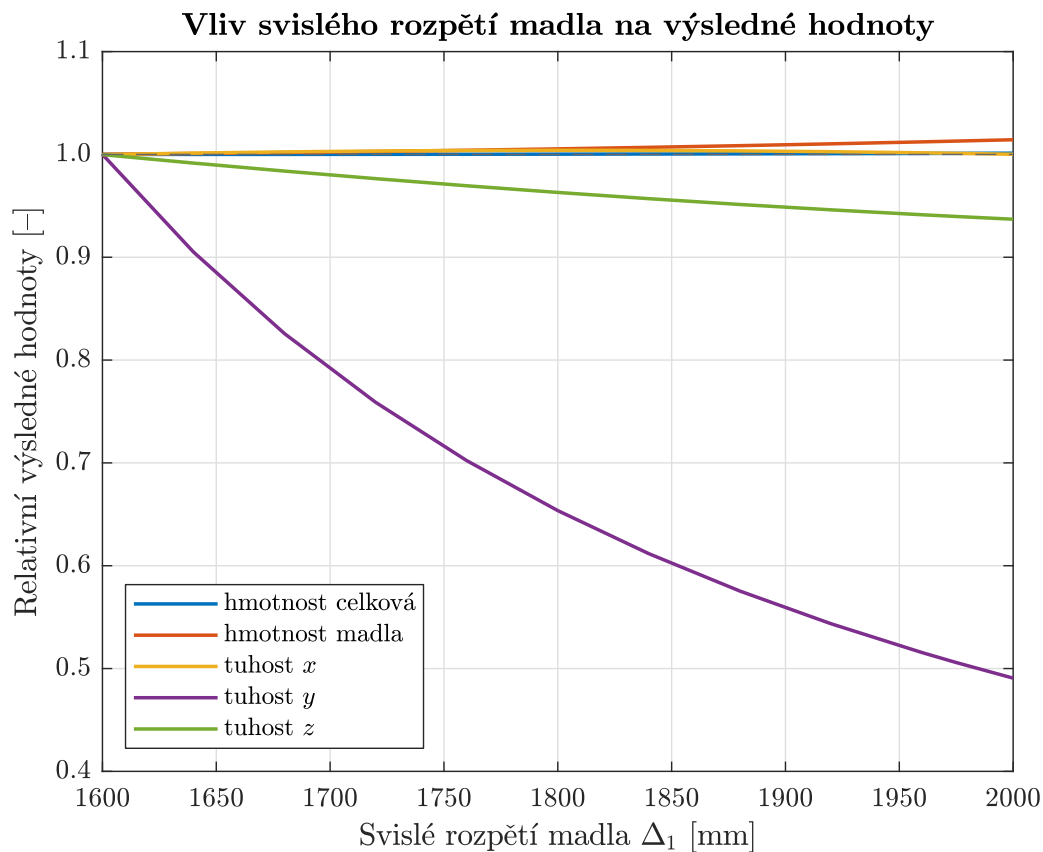
Kromě toho se citlivostní analýza zabývala také svislým rozpětím, jehož vliv na výsledné hodnoty je znázorněn na obrázku 5-6. Zvýšení hodnoty svislého rozpětí posouvá bod zalomení, resp. ohnutí zádržné tyče dále ke stropu. Tím se madlo prodlužuje, stává se hmotnějším a při daných okrajových podmínkách obecně poddajnějším. Nárůst hmotnosti není tak zásadní, neb v daném intervalu hodnot je nanejvýš 2 %, avšak pokles příčné, resp. svislé tuhosti dosahuje až 50 %, resp. 6 %. Dále je patrné, že celková hmotnost zástěny s madlem se téměř nemění, neboť nárůst hmotnosti madla je kompenzován úbytkem hmotnosti skelného panelu, jehož plocha se zmenšuje.

Posledním bodem zájmu citlivostní analýzy bylo příčné rozpětí zádržné tyče, viz průběhy výsledných hodnot uvedené na obrázku 5-7. Tento parametr ovlivňuje úhel vybočení trubky madla, který se s rostoucí hodnotou příčného rozpětí zvětšuje, čímž se madlo prodlužuje, nabývá hmotnosti a dochází k jeho vyztužení v příčném směru. Ze závislosti na obrázku je patrné, že tato změna s sebou přináší také zvýšení poddajnosti v podélném a svislém směru, kde rozložení materiálu není tak výhodné. Navzdory tomu však dochází ke snížení hmotnosti celé zástěny, neboť je redukována plocha skelného panelu. Ve stanoveném intervalu je změna výsledných hodnot nanejvýš v řádech jednotek procent, přičemž zvýšení hmotnosti madla, resp. snížení hodnoty tuhosti v podélném směru činí až 2,5 %, resp. až 3,5 %.

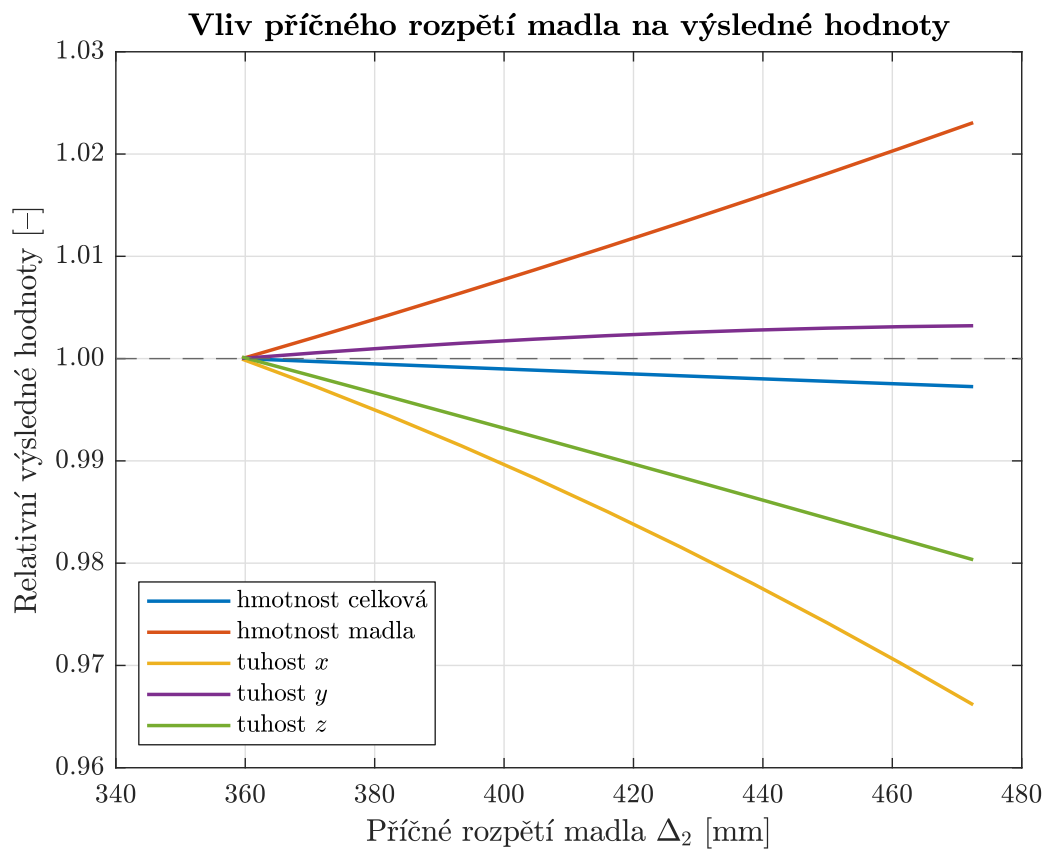
Na základě výše uvedeného je zřejmé, že parametry, které ovlivňují průřezové charakteristiky zádržné tyče, tj. vnější průměr a tloušťka stěny, mají zásadní vliv na výsledné hodnoty tuhostí a hmotností. Zbylé parametry, jež definují délku, resp. zalomení madla, tj. poloměr ohybu a jednotlivá rozpětí, nejsou tak stěžejní, avšak nelze je úplně zanedbat, neb mohou být využity pro vyladění navržené konstrukce.

Získané poznatky jsou platné pro zádržnou tyč z nerezové chrom-niklové oceli, na základě čehož lze předpokládat, že v rámci jiného materiálového modelu s izotropním chováním by bylo dosaženo podobných závislostí. Tato skutečnost však neplatí pro materiály ortotropní, např. kompozitní, jejichž chování je ovlivněno nejen vlastnostmi dílčích materiálů, tj. vlákna a matrice, ale i jejich vzájemným uspořádáním.

Závěrem je nutné podotknout, že provedená citlivostní analýza popisuje vliv jednotlivých parametrů zádržné tyče vstupujících do geometrické optimalizace na výsledné hodnoty tuhostí a hmotností. To znamená, že při současném zvětšení např. vnějšího průměru i tloušťky nelze očekávat např. nárůst tuhosti ve směru jízdy, tj. v ose  $x$  o hodnotu vzniklou superpozicí příslušných závislostí. Tyto závislosti totiž nezohledňují vzájemnou provázanost jednotlivých parametrů. Výstup ze zjednodušené citlivostní analýzy by bylo vhodné doplnit o analýzu globální citlivosti, která se běžně využívá k popisu účinku všech parametrů současně. To však nebylo možné kvůli nedostačujícímu výpočetnímu výkonu, neboť uvažovaná zástěna s madlem představuje poměrně složitý výpočetní model.



Obr. 5-6: Vliv svislého rozpětí madla na výsledné hodnoty



Obr. 5-7: Vliv příčného rozpětí madla na výsledné hodnoty

## 5.2.2 Návrh optimalizovaného řešení madla z konvenčních materiálů

Geometrická optimalizace využitá pro návrh optimalizovaného řešení zádržné tyče s konvenčními materiály byla přidružena k lineární statické analýze typu *SOL 101 Linear Statics*, jejímž cílem je zjištění výsledných hodnot tuhostí vyvozením nuceného posunutí ve třech základních směrech dle zavedeného souřadného systému. Vstup tvoří konečno-prvkový model zástěny s madlem s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 4.2.1 a proměnnými definovanými v kapitole 5.2.1.

Objektivní funkcí bylo zvoleno nalezení konstrukce s co nejnižší celkovou hmotností při uvažování omezení vycházejících z výsledných tuhostí a hmotností stávajícího řešení uvedených v kapitole 4.2, resp. v tabulce 4-6. To znamená, že hmotnost optimalizované zádržné tyče nesmí přesahovat 6,5 kg, přičemž podélná tuhost musí dosahovat alespoň  $106 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Hodnoty příčné a svislé tuhosti nejsou adekvátní vzhledem k uvažovaným okrajovým podmínkám, a proto byly sníženy za účelem zvětšení optimalizačního prostoru. Nadále je tedy uvažováno omezení tuhosti v ose  $y$ , resp. v ose  $z$  o hodnotě  $1000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , resp.  $50\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Nastavení iteračního řešiče bylo laděno dle potřeby.

### Návrh optimalizované zádržné tyče z nerezové oceli

První návrh optimalizované zádržné tyče vychází ze stávajícího řešení, v němž je uvažována bežešvá trubka z nerezové chrom-niklové oceli, jejíž parametry jsou uvedeny v tabulce 4-1 a 4-2, přičemž návarky a prvky ustavení madla jsou ze stejného materiálu.

Do geometrické optimalizace vstupuje značné množství proměnných, jejichž rozsahy byly v důsledku jednotlivých přepočtů omezovány za účelem zpřesnění výpočtu. Nejvhodnější řešení splňující daná omezení bylo nalezeno po zhruba 300 iteračních cyklech o celkové hmotnosti 44,1 kg, resp. hmotnosti zádržné tyče 4,6 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 4,7 %, resp. 28,7 %. Vstupní parametry prvního návrhu optimalizovaného řešení zádržné tyče z nerezové oceli jsou shrnuty v tabulce 5-1, zatímco výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-2, která zároveň popisuje rozdíl oproti stávajícímu řešení.

Z hlediska jednotlivých tuhostí je zřejmé, že byla zachována tuhost podélná, zvýšena tuhost příčná a snížena tuhost svislá. Tuhost ve směru osy  $z$  nabývá hodnoty  $56\,529 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , přičemž byla požadována hodnota alespoň  $50\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Zvýšení tuhosti v příčném směru o necelých 38 % je očekávané, neboť vyplývá mj. ze zvýšení hodnoty příčné rozteče. Je tedy zřejmé, že navržená kombinace proměnných je výhodná a koreluje s provedenou citlivostní analýzou, viz kapitola 5.2.1.

Pro ověření prvního návrhu byla provedena strukturální analýza optimalizované zádržné tyče pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků v kapitole 4.2.2, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 5-3, kde  $u$  je posunutí,  $\sigma_{red}$  je redukované napětí,  $\varepsilon$  je deformace,  $S$  je bezpečnost a  $f$  je vlastní frekvence.<sup>19</sup> Kritický průběh redukovaného napětí a posunutí je znázorněn na obrázku 5-8. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

- *posunutí* se téměř nezměnilo, dosahuje maximální hodnoty 7,687 mm,
- *napětí* se zvýšilo, dosahuje maxima 130,3 MPa, resp. průměru 32 MPa,
- *deformace* se zvýšila, avšak stále dosahuje hodnot v řádech nižších deseti-tisícin,
- *bezpečnost* se snížila, dosahuje minimální hodnoty 2,66,
- *vlastní frekvence* se zvýšila, čímž klesá pravděpodobnost rezonance s vozovou skříní.

<sup>19</sup>Formátování tabulky převzato i pro vyhodnocení dalších optimalizovaných řešení.



Na základě výše uvedeného je zřejmé, že první návrh optimalizovaného řešení zádržné tyče z nerezové oceli vyhovuje daným požadavkům a omezením. Navržené řešení je zároveň vyrobitelné, neboť bezešvá trubka o průměru 40 mm a tloušťce stěny 1,8 mm není neobvyklá. Jedinou nevýhodou je skutečnost, že úbytek celkové hmotnosti vyplývá ze změny průřezových charakteristik. Pokud by nedošlo ke změně vnějšího průměru a tloušťky stěny, pak by byl úbytek hmotnosti nanejvýš v řádu nižších desetin procent.

**Tab. 5-1:** Shrnutí parametrů prvního návrhu optimalizované zádržné tyče

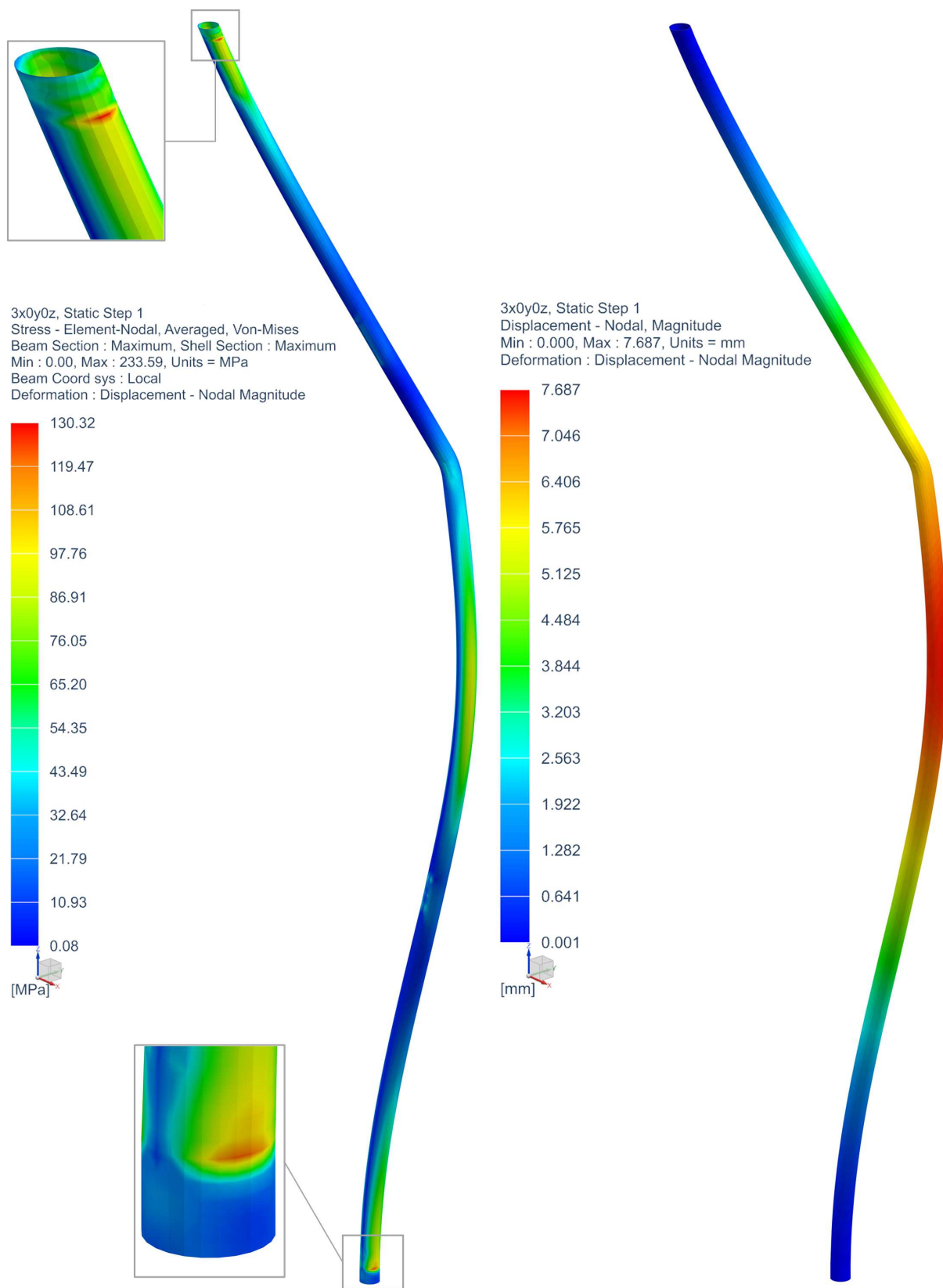
Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]
první	nerezová ocel CrNi	40	1,8	120	1700	390

**Tab. 5-2:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	první navržené			
tuhost v ose	$x$	106,0	106,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	–
	$y$	1086,8	1496,6	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 37,8 %
	$z$	70 739,0	56 597,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 20,0 %
hmotnost	celková	46,3	44,1	kg	– 4,7 %
	trubky	6,5	4,6	kg	– 28,7 %

**Tab. 5-3:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	první navržené			
$u$	max.	7,656	7,687	mm	+ 0,4 %
$\sigma_{red}$	max.	118,7	130,3	MPa	+ 9,8 %
	prům.	27,3	32,0	MPa	+ 17,3 %
$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	max.	414,9	457,3	–	+ 10,2 %
	prům.	108,0	127,7	–	+ 18,2 %
$S$	min.	2,92	2,66	–	– 8,8 %
$f$	1. mód	17,3	18,0	Hz	+ 4,1 %
	2. mód	39,2	43,7	Hz	+ 11,6 %



**Obr. 5-8:** Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) prvního návrhu optimalizované zádržné tyče

## Návrh optimalizované zádržné tyče z konstrukční oceli

Další návrh optimalizované zádržné tyče uvažuje použití bezešvé trubky z nelegované konstrukční oceli S355J2, jejíž materiálová data a dovolené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5-4. Tato ocel disponuje vyšším modulem pružnosti v tahu než původní nerezová chrom-niklová ocel, tj. při stejných parametrech bude konstrukce méně poddajná. Pro zaručení svařitelnosti byl materiálový model změněn nejen pro zádržnou tyč, ale i jednotlivé nosné a kotevní prvky v rámci svařence interiérového madla.

**Tab. 5-4:** Shrnutí materiálových parametrů konstrukční oceli S355J2 [46]

Materiál	$E$ [GPa]	$\mu$ [-]	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_D$ [MPa]
S355J2	210	0,3	7900	355	510	308

Využitím geometrické optimalizace bylo nalezeno nejvhodnější řešení splňující daná omezení o celkové hmotnosti 43,7 kg, resp. hmotnosti zádržné tyče 4,7 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 5,7 %, resp. 28,1 %. Druhému návrhu odpovídají vstupní parametry shrnuté v tabulce 5-5, přičemž je zřejmé, že většina proměnných zde dosahuje svého maxima, popř. minima, což je výhodné z hlediska tuhosti i hmotnosti, viz tabulka 5-6. Tuhost v příčném směru dosahuje téměř dvojnásobných hodnot, zatímco svislá tuhost se snížila zhruba o jednu šestinu. To by bylo adekvátní vzhledem k ušetřené hmotnosti, avšak dochází k nadměrnému zmenšení plochy skelného panelu a současnému zvětšení krycích plechů. To je z hlediska pohledových vlastností velice nepřívětivé.

Nadále je proto uvažováno příčné rozpětí o maximální hodnotě 410 mm. Z citlivostní analýzy zároveň vyplývá, že vliv svislého rozpětí na tuhost v podélném směru není tak zásadní, a proto byl uvažovaný rozsah zdola omezen hodnotou 1700 mm. Tím dojde ke zvětšení části madla určené k uchycení, což je vhodné.

**Tab. 5-5:** Shrnutí parametrů druhého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]
druhý	S355J2	40	1,8	120	1600	472,5

**Tab. 5-6:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností druhého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	druhé navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	106,1	N · mm <sup>-1</sup>	+ 0,1 %
	$y$	1086,8	2070,7	N · mm <sup>-1</sup>	+ 90,5 %
	$z$	70 739,0	58 973,0	N · mm <sup>-1</sup>	- 16,6 %
hmotnost	celková	46,3	43,7	kg	- 5,7 %
	trubky	6,5	4,7	kg	- 28,1 %

Optimalizace byla přepočtena pro upravené intervaly vstupních proměnných, načež bylo nalezeno nejvhodnější řešení charakterizované celkovou hmotností 44,0 kg, resp. hmotností zádržné tyče 4,6 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 4,9 %, resp. 28,5 %. Vstupní parametry třetího návrhu optimalizovaného řešení zádržné tyče z nelegované konstrukční oceli jsou shrnuty v tabulce 5-7, zatímco výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-8.

Z výsledných tuhostí vyplývá, že došlo ke snížení poddajnosti v podélném směru o 3 %, což představuje potenciál, který v uvažovaných rozmezech jednotlivých proměnných nebylo možné využít pro další snížení hmotnosti. Oproti tomu, hodnota tuhosti ve směru osy  $y$  byla zvýšena téměř o polovinu, zatímco ve směru  $z$  byla snížena o necelých 20 %.

**Tab. 5-7:** Shrnutí parametrů třetího návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]
třetí	S355J2	40	1,8	120	1700	410

**Tab. 5-8:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třetího návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	třetí navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	109,2	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 3,0 %
	$y$	1086,8	1574,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 44,8 %
	$z$	70 739,0	58 662,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 17,1 %
hmotnost	celková	46,3	44,0	kg	- 4,9 %
	trubky	6,5	4,6	kg	- 28,5 %

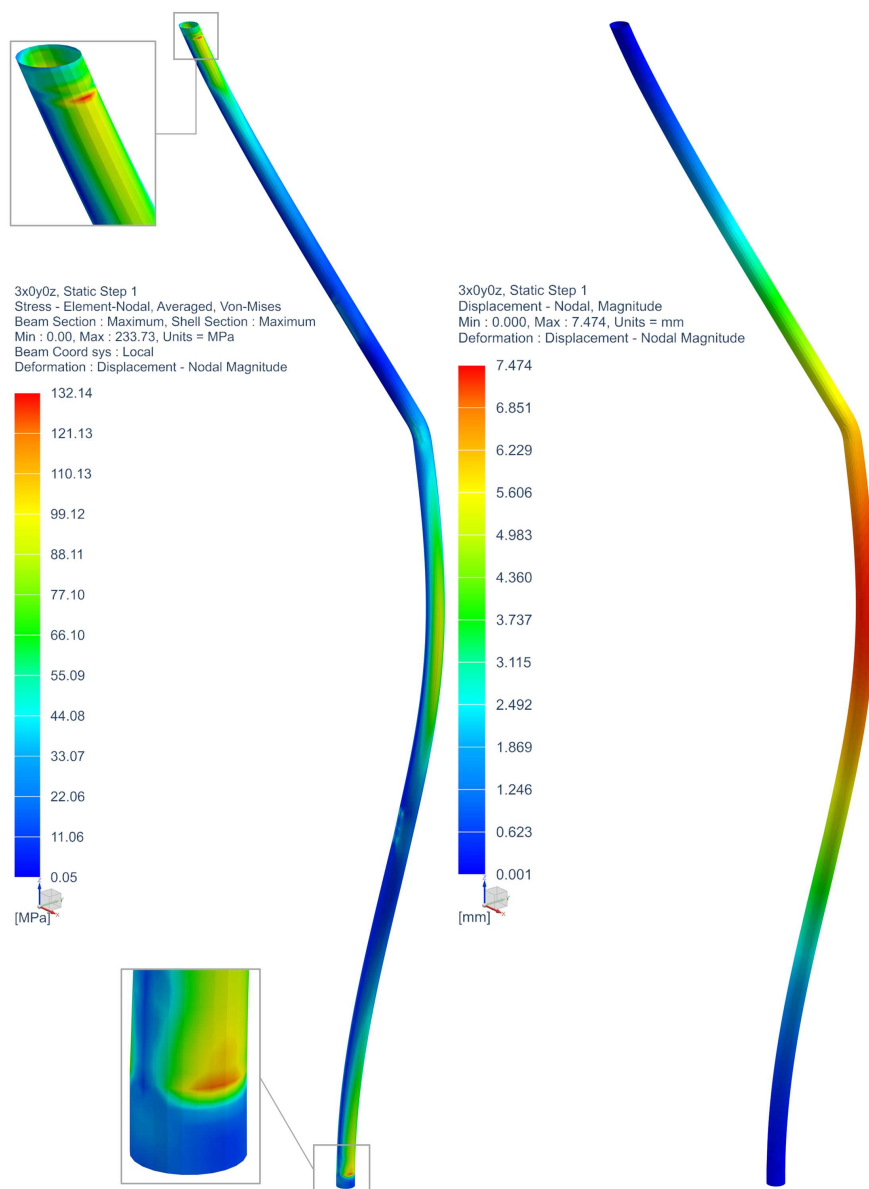
Pro ověření třetího návrhu bylo využito strukturální analýzy zástěny s optimalizovanou zádržnou tyčí pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v kapitole 4.2.2, jejíž výsledky jsou uvedeny v tabulce 5-9, přičemž kritický průběh redukováného napětí a posunutí je znázorněn na obrázku 5-9. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

- *posunutí* se lehce snížilo, dosahuje maximální hodnoty 7,474 mm,
- *napětí* se zvýšilo, dosahuje maxima 132,1 MPa, resp. průměru 32,5 MPa,
- *deformace* se zvýšila, avšak stále dosahuje hodnot v řádech nižších deseti-tisícin,
- *bezpečnost* se snížila, dosahuje minimální hodnoty 2,33,
- *vlastní frekvence* se zvýšila spolu s tuhostí.

Na základě výše uvedeného je zřejmé, že třetí návrh optimalizovaného řešení zádržné tyče z konstrukční oceli vyhovuje daným požadavkům a omezením, z hlediska pevnosti, tuhosti i pohledových vlastností. Vzhledem k nejnižší dosažené hodnotě bezpečnosti lze předpokládat, že by návrh vyhovoval i při uvažování konstrukční oceli o nižší pevnosti, např. S235JR. V takovém případě nedochází ke změně materiálových parametrů vstupujících do pre-procesoru, tj. nedochází ke změně výsledných hodnot. Rozdíl nastává v mezi kluzu, jejíž hodnota činí pouhých 235 MPa, a mezi pevností, která dle [47] dosahuje 360 MPa. To dle ČSN EN 12663-1+A1 [12] odpovídá dovolenému napětí 204 MPa, resp. bezpečnosti 1,55, což je zcela vyhovující.

**Tab. 5-9:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	třetí navržené		
$u$	max.	7,656	7,474	mm	- 2,4%
$\sigma_{red}$	max.	118,7	132,1	MPa	+ 11,3%
	prům.	27,3	32,5	MPa	+ 19,0%
$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	max.	414,9	442,6	-	+ 6,7%
	prům.	108,0	123,5	-	+ 14,3%
$S$	min.	2,92	2,33	-	- 20,2%
$f$	1. mód	17,3	18,2	Hz	+ 5,2%
	2. mód	39,2	44,1	Hz	+ 12,6%



**Obr. 5-9:** Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) třetího návrhu optimalizované zádržné tyče

## Návrh optimalizované zádržné tyče z hliníkové slitiny

Pro návrh optimalizovaného řešení madla bylo dále využito hliníkové slitiny EN AW 6082-T6, jejíž materiálové vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 5-10. Dle katalogu dodavatele ALFUN [48] se jedná o hliníkovou slitinu s velmi dobrou svařitelností a poměrně značnou pevností, která oproti předchozím materiálům disponuje podstatně nižší měrnou hmotností. To by standardně vedlo k žádoucímu snížení hmotnosti, avšak lze předpokládat, že konstrukce nevyhoví z hlediska tuhosti, neboť hodnota modulu pružnosti v tahu je přibližně třikrát menší. Vlastnosti této hliníkové slitiny byly celému svařenci interiérového madla přiřazeny pomocí materiálového modelu s izotropním chováním na úrovni sítě. Tím bylo zohledněno materiálové spojení, tj. svaření dílčích komponent.

Geometrickou optimalizací nebylo nalezeno nejvhodnější řešení, neboť v uvažovaném rozsahu vstupních proměnných nebylo možné zajistit dostatečnou tuhost zádržné tyče v podélném, a dokonce ani ve svislém směru, přestože by úspora hmotnosti byla znatelná. Z toho důvodu byl proveden přepočít pro tloušťku stěny trubky o hodnotě 10 mm. Ani tak nebylo dosaženo kladných výsledků, neb při vstupních parametrech, obsažených v tabulce 5-11, je výsledná hodnota podélné tuhosti  $100,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , přičemž nárůst hmotnosti zádržné tyče činí 6,2%. Zbylé výsledné hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5-12. Je zřejmé, že použití hliníkové slitiny pro konstrukci interiérového madla není vhodné.

**Tab. 5-10:** Shrnutí materiálových parametrů hliníkové slitiny EN AW 6082-T6 [48]

Materiál	$E$ [GPa]	$\mu$ [-]	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_D$ [MPa]
EN AW 6082-T6	70	0,33	2710	250	290	193

**Tab. 5-11:** Shrnutí parametrů čtvrtého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]
čtvrtý	EN AW 6082-T6	40	10	80	1700	359,5

**Tab. 5-12:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	čtvrté navržené			
tuhost v ose	$x$	106,0	100,1	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 5,6%
	$y$	1086,8	1805,9	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 66,2%
	$z$	70 739,0	74 555,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 5,4%
hmotnost	celková	46,3	44,5	kg	- 3,9%
	trubky	6,5	6,9	kg	+ 6,2%

### 5.2.3 Návrh optimalizovaného řešení madla s alternativními průřezy

Návrh optimalizovaného řešení madla se doposud zabýval využitím kruhové trubky vyrobené z konvenčních materiálů, např. ocelí či hliníkových slitin, viz kapitola 5.2.2. Další koncepční návrh se proto věnuje nalezení vhodného alternativního průřezu zádržné tyče, což povede k rozšíření uvažované geometrické optimalizace o další vstupní proměnné.

#### Návrh optimalizované zádržné tyče s eliptickým průřezem

Pro návrh optimalizované zádržné tyče s alternativním průřezem byl nejprve uvažován eliptický průřez, pomocí něhož lze zvýšit tuhost v kritickém směru. Předpokládá se tedy, že největší rozměr, resp. hlavní poloosa bude paralelní s podélnou osou  $x$ . Pro zajištění odpovídající návaznosti zádržné tyče na cestující je přitom žádoucí zachovat kruhový průřez části určené pro uchycení. Z toho důvodu je nutné zajistit plynulý přechod mezi průřezem kruhovým a eliptickým, který může být situován:

- pouze v dolní části (*verze 3*), tj. pod hranicí 1100 mm od podlahy,
- v dolní, i horní části, pod (*verze 2*) či nad (*verze 1*) ohybovým přechodem.

Při návrhu optimalizovaného řešení je navíc nutné respektovat zákon zachování materiálu. To znamená, že obvod částí s rozdílným průřezem musí být shodný, tj. musí platit

$$\pi D = \pi \sqrt{2 \cdot (a^2 + b^2)}, \quad (5-1)$$

kde  $D$  je vnější průměr kruhové části, zatímco  $a$ , resp.  $b$  je hlavní, resp. vedlejší poloosa elipsy. Parametrizaci lze dále zjednodušit zavedením poměru poloos  $c_e = b/a$  a dosazením do předchozí rovnice. Postupnými úpravami a vyjádřením byla zjištěna závislost hlavní poloosy na vnějším průměru a poměru poloos ve tvaru

$$a = \frac{D}{\sqrt{2 \cdot (1 + c_e^2)}}. \quad (5-2)$$

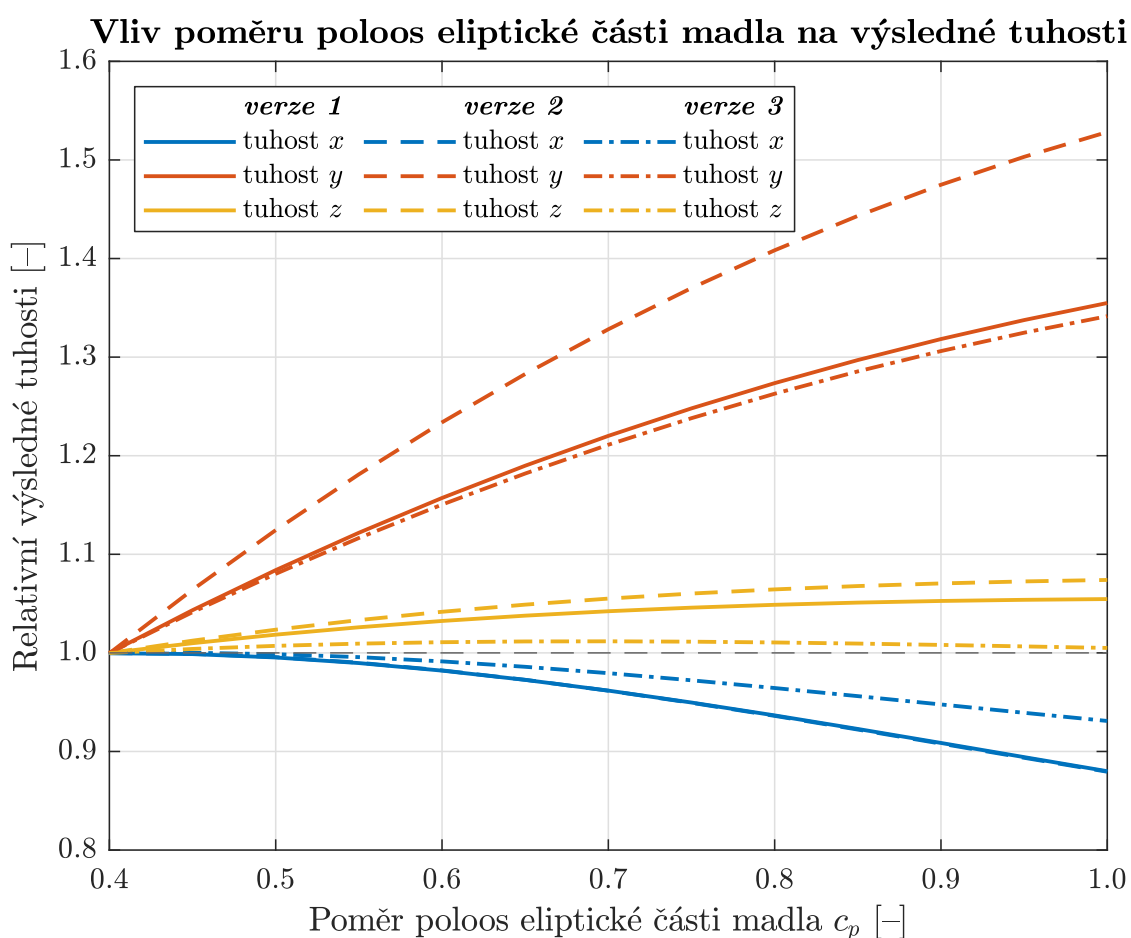
Tímto způsobem byly proměnné vstupující do geometrické optimalizace, popsané v kapitole 5.2.1, doplněny o parametr definující *poměr poloos elipsy*  $c_e = 0,4 \div 1$ , jehož minimální hodnota byla zvolena s ohledem na zástavbové možnosti a pro zachování vedlejší poloosy o velikosti alespoň 20 mm, zatímco hodnota maximální odpovídá původnímu kruhovému průřezu. Případnou změnu orientace lze zohlednit inverzí daného intervalu.

Koncepční návrh zádržné tyče, resp. trubky s eliptickým průřezem vychází z rešerše obsažené v kapitole 3. V rámci hybridní jednotky Siemens Mireo Plus B je madlo zástěny ve své dolní části vyztuženo zvětšením průměru, čímž je lokálně zmenšena tloušťka stěny. Předpokládá se, že toho bylo docíleno tažením, což je poměrně technologicky i finančně náročné. Situace je patrná na obrázku 3-8.

Náročná je i výroba eliptické trubky, neboť je nutné zajistit odpovídající přesnost nejen z hlediska rozměrů, ale i tvaru, který může být ve výsledku např. oválný v důsledku volného stlačení. Další možností je využití zápusťkového kování na hydraulickém lisu, což je sice přesnější, ale také nákladnější. Tato varianta by byla vhodná pro sériovou výrobu, což u dané koncepční studie nelze předpokládat. Kromě toho lze využít i již zmíněné tažení trubek za studena. Teprve po dosažení požadované lokální změny průřezu by byla trubka ohnuta do požadovaného tvaru, přičemž je zřejmé, že konkrétní technologický postup by vyplýval z možností výrobce a rozsahu dodávky.

Obdobně jako u parametrů zavedených dříve, i zde byla nejprve provedena citlivostní analýza vycházející ze stávajícího řešení. Vliv poměru poloos eliptické části madla na výsledné tuhosti je patrný na obrázku 5-10. Jednotlivé verze jsou odlišeny rozdílnými typy čar. Ze znázorněných průběhů vyplývá, že s rostoucí hodnotou poměru poloos se zvyšuje příčná i svislá tuhost, zatímco tuhost podélná se snižuje. Jinými slovy, čím větší je rozdíl mezi jednotlivými poloosami, tím větší je podélná tuhost.

Bylo zjištěno, že v podélném směru lze konstrukci vyztužit až o 12% (verze 1, 2), resp. 7% (verze 3) při současném snížení příčné tuhosti přibližně o 53% (verze 2), resp. 35% (verze 1, 3). Změna tuhosti ve směru svislém činí nanejvýš 8%, což vzhledem k vysokým hodnotám není tak zásadní. S ohledem na výše uvedené je zřejmé, že nemá smysl, aby se eliptický průřez nacházel pod ohybovým přechodem (verze 2), neboť nedochází k dalšímu vyztužení a trubka se obecně stává poddajnější. Nadále je tedy uvažována změna průřezu ve spodní i horní části zároveň (verze 1), což se jeví jako nejvhodnější.



**Obr. 5-10:** Vliv poměru poloos eliptické části madla na výsledné tuhosti

Pomocí geometrické optimalizace bylo nalezeno nejvhodnější řešení splňující daná omezení o celkové hmotnosti 43,7 kg, resp. hmotnosti zádržné tyče 4,1 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 5,7%, resp. 36,4%. Pátému návrhu z nerezové oceli odpovídají vstupní parametry shrnuté v tabulce 5-13, zatímco výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-14. Bylo zjištěno, že další redukce hmotnosti je omezena svislou tuhostí, jejíž hodnota klesla téměř o 30%. Oproti tomu, tuhosti ve směru příčném a podélném se lehce zvýšily v důsledku vhodně navrženého poměru poloos eliptické části.



Pátý návrh byl ověřen prostřednictvím strukturální analýzy zástěny s optimalizovanou zádržnou tyčí pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v kapitole 4.2, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 5-15, přičemž kritický průběh redukovaného napětí a posunutí je patrný na obrázku 5-11. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

- posunutí se lehce zvýšilo, dosahuje maximální hodnoty 7,698 mm,
- napětí se zvýšilo, dosahuje maxima 141 MPa a průměru 32,2 MPa,
- deformace se zvýšila, avšak stále se pohybuje v řádech deseti-tisícin,
- bezpečnost se snížila, dosahuje minimální hodnoty 2,46,
- vlastní frekvence se zvýšila spolu s využitím materiálu.

Na základě výše uvedeného je zřejmé, že pátý návrh optimalizovaného řešení zádržné tyče z nerezové oceli s využitím eliptického průřezu vyhovuje daným požadavkům a omezením z hlediska pevnosti i tuhosti. Výhodou je navíc skutečnost, že eliptická část madla není tak výrazná, což přispívá tvarové kontinuitě, resp. pohledovým vlastnostem.

**Tab. 5-13:** Shrnutí parametrů pátého návrhu optimalizované zádržné tyče

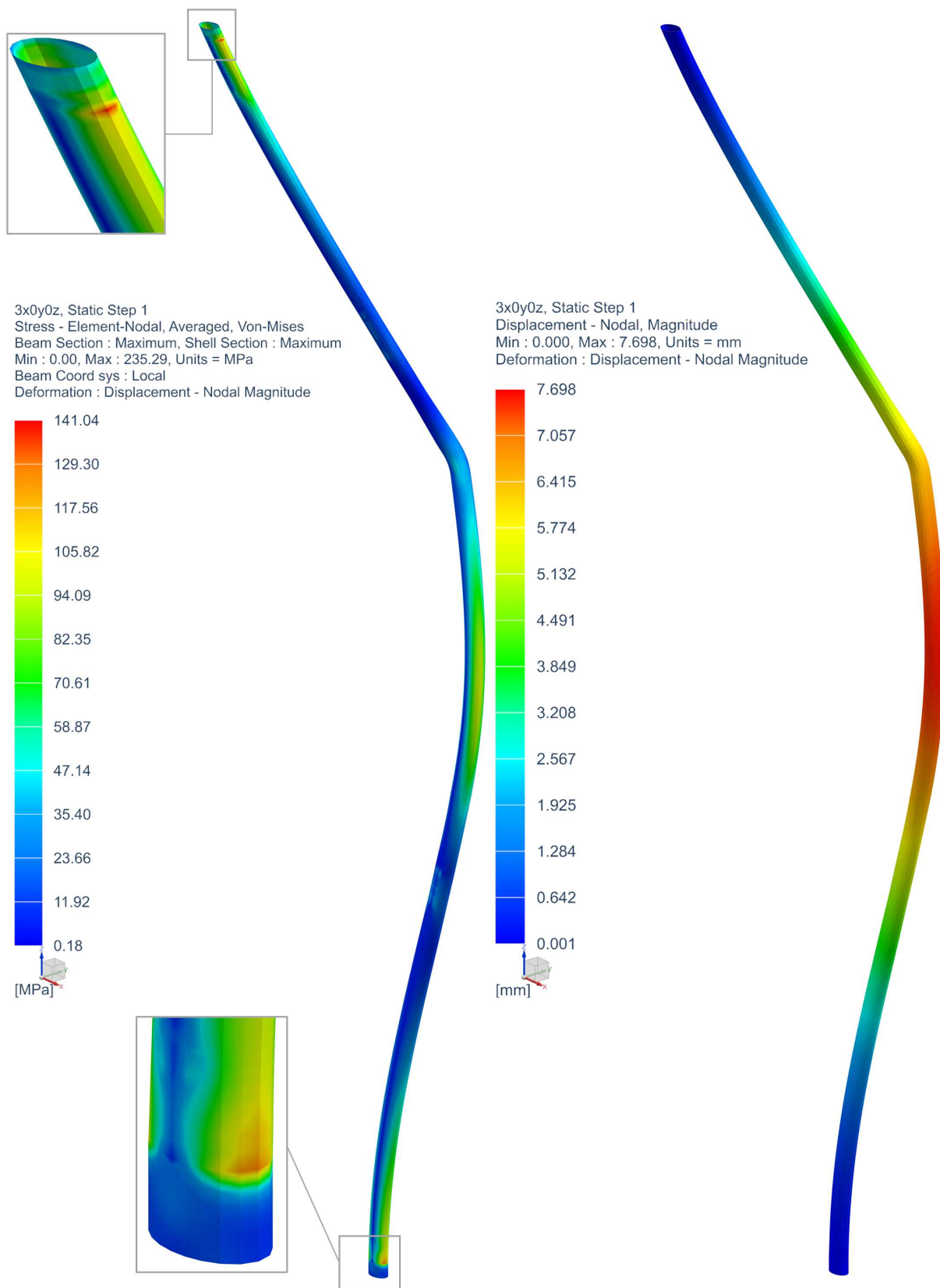
Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$c_e$ [-]
pátý	nerezová ocel CrNi	40	1,6	120	1700	410	0,667

**Tab. 5-14:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	páté navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	106,3	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 0,3 %
	$y$	1086,8	1178,1	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 8,4 %
	$z$	70 739,0	50 091,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 29,2 %
hmotnost	celková	46,3	43,7	kg	- 5,7 %
	trubky	6,5	4,1	kg	- 36,4 %

**Tab. 5-15:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	páté navržené		
$u$	max.	7,656	7,698	mm	+ 0,5 %
$\sigma_{red}$	max.	118,7	141,0	MPa	+ 18,8 %
	prům.	27,3	32,2	MPa	+ 17,9 %
$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	max.	414,9	513,3	-	+ 23,7 %
	prům.	108,0	128,5	-	+ 19,0 %
$S$	min.	2,92	2,46	-	- 15,7 %
$f$	1. mód	17,3	18,3	Hz	+ 6,1 %
	2. mód	39,2	44,3	Hz	+ 12,9 %



**Obr. 5-11:** Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) pátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Další, tj. v pořadí šestý návrh optimalizované zádržné tyče s využitím eliptického průřezu byl nalezen pomocí geometrické optimalizace při uvažování vstupních parametrů shrnutých v tabulce 5-16, čemuž odpovídají výsledné hodnoty tuhostí a hmotností v tabulce 5-17. Z toho vyplývá, že použití konstrukční oceli o vyšším modulu pružnosti umožnilo další snížení tloušťky stěny zádržné tyče, a to až na hodnotu 1,5 mm. Tím bylo dosaženo celkové hmotnosti 43,5 kg a hmotnosti zádržné tyče 3,9 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek hmotnosti 40,4 % a 6 %. S ohledem na hodnoty tuhostí je ale zřejmé, že tento návrh je limitován poddajností ve směru podélném i svislém, která musela být kompenzována snížením hodnoty příčné rozteče. To není optimální, a proto byla dále zavedena minimální hodnota tloušťky stěny 1,6 mm.

**Tab. 5-16:** Shrnutí parametrů šestého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$c_e$ [-]
šestý	S355J2	40	1,5	120	1700	380	0,7

**Tab. 5-17:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností šestého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	šesté navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	106,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	–
	$y$	1086,8	1162,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 6,9 %
	$z$	70 739,0	50 030,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 29,3 %
hmotnost	celková	46,3	43,5	kg	– 6,0 %
	trubky	6,5	3,9	kg	– 40,4 %

Optimalizační výpočet byl opakován pro upravený interval vstupní proměnné, načež bylo nalezeno nejvhodnější řešení charakterizované celkovou hmotností 43,6 kg, resp. hmotností zádržné tyče 4,1 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 5,8 %, resp. 36,1 %. Vstupní parametry sedmého optimalizovaného řešení zádržné tyče z konstrukční oceli s využitím eliptického průřezu jsou shrnuty v tabulce 5-18, zatímco výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-19.

Z výsledných hodnot vyplývá, že došlo ke zvýšení tuhosti ve směru podélném, resp. příčném o 0,9 %, resp. 20,2 % při současném zvýšení poddajnosti ve směru svislém o 25,4 %. To je naprosto vyhovující, navržené řešení splňuje daná omezení.

Pro ověření sedmého návrhu bylo využito strukturální analýzy zástěny s optimalizovanou zádržnou tyčí pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v kapitole 4.2, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 5-20, přičemž kritický průběh redukováného napětí a posunutí je znázorněn na obrázku 5-12. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

- posunutí se lehce snížilo, dosahuje maximální hodnoty 7,644 mm,
- napětí se zvýšilo, dosahuje maxima 138,7 MPa a průměru 33 MPa,
- deformace se zvýšila, avšak stále nedosahuje kritických hodnot,
- bezpečnost se snížila, dosahuje minimální hodnoty 2,22,
- vlastní frekvence se zvýšila spolu s využitím materiálu.

S ohledem na výše uvedené lze sedmý návrh optimalizovaného řešení zádržné tyče z konstrukční oceli s využitím eliptického průřezu hodnotit jako vyhovující, jak z hlediska pevnosti, tak i tuhosti. Oproti pátému návrhu navíc disponuje vyšší hodnotou poměru poloos eliptické části, což přispívá pohledovým vlastnostem řešení. Další výhodou představuje rezerva v podobě nárůstu podélné tuhosti o téměř jedno procento.

**Tab. 5-18:** Shrnutí parametrů sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče

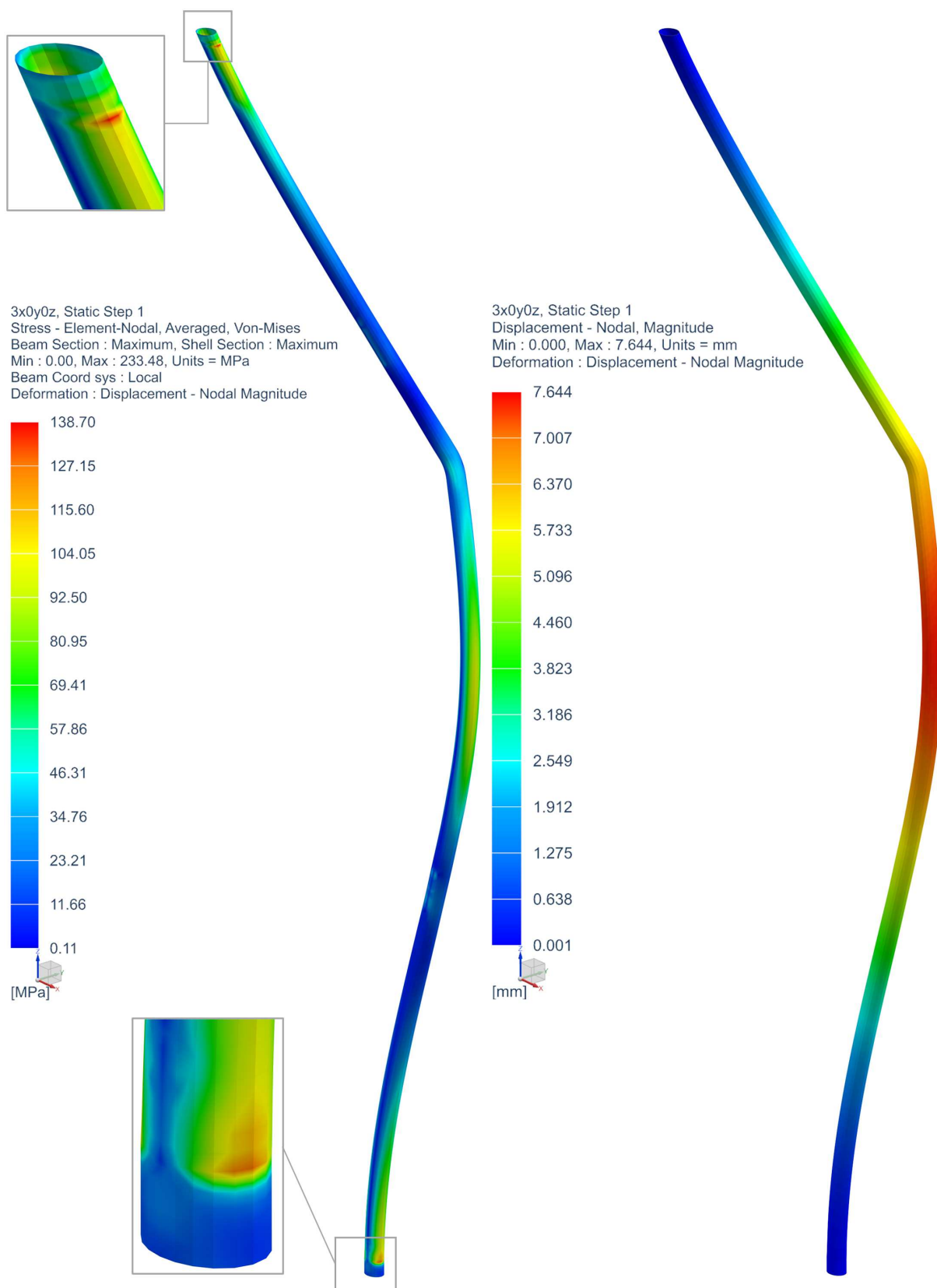
Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$c_e$ [-]
sedmý	S355J2	40	1,6	120	1700	410	0,8

**Tab. 5-19:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	sedmé navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	106,9	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 0,8 %
	$y$	1086,8	1306,3	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 20,2 %
	$z$	70 739,0	52 772,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 25,4 %
hmotnost	celková	46,3	43,6	kg	- 5,8 %
	trubky	6,5	4,1	kg	- 36,1 %

**Tab. 5-20:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče

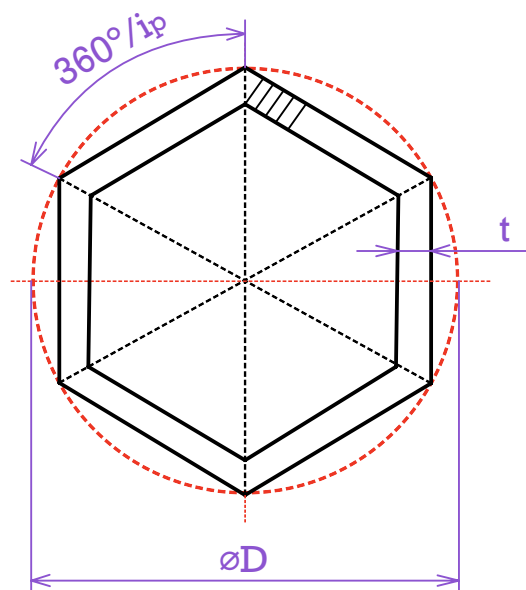
Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	sedmé navržené		
$u$	max.	7,656	7,644	mm	- 0,2 %
$\sigma_{red}$	max.	118,7	138,7	MPa	+ 16,8 %
	prům.	27,3	33,0	MPa	+ 21,1 %
$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	max.	414,9	471,2	-	+ 13,6 %
	prům.	108,0	125,6	-	+ 16,3 %
$S$	min.	2,92	2,22	-	- 24,0 %
$f$	1. mód	17,3	18,3	Hz	+ 5,9 %
	2. mód	39,2	44,3	Hz	+ 12,9 %



**Obr. 5-12:** Průběh redukovaného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) sedmého návrhu optimalizované zádržné tyče

### Návrh optimalizované zádržné tyče s polygonálním průřezem

Z hlediska alternativních průřezů byl dále uvažován polygonální průřez s libovolným počtem hran. Z toho důvodu byly proměnné vstupující do geometrické optimalizace, popsané v kapitole 5.2.1, doplněny o parametr definující počet hran polygonu  $i_p = 4 \div 20$ , jehož minimální hodnota představuje čtvercový průřez, zatímco hodnota maximální odpovídá průřezu, který se limitně blíží kruhovému. Je přitom uvažováno vepsání polygonu do kružnice definované vnějším průměrem, jak vyplývá z obrázku 5-13, který znázorňuje uvažovaný průřez při počtu hran  $i_p = 6$ . Lze předpokládat, že při reálné implementaci by došlo k zaoblení jednotlivých hran pro umožnění pohodlného uchycení.



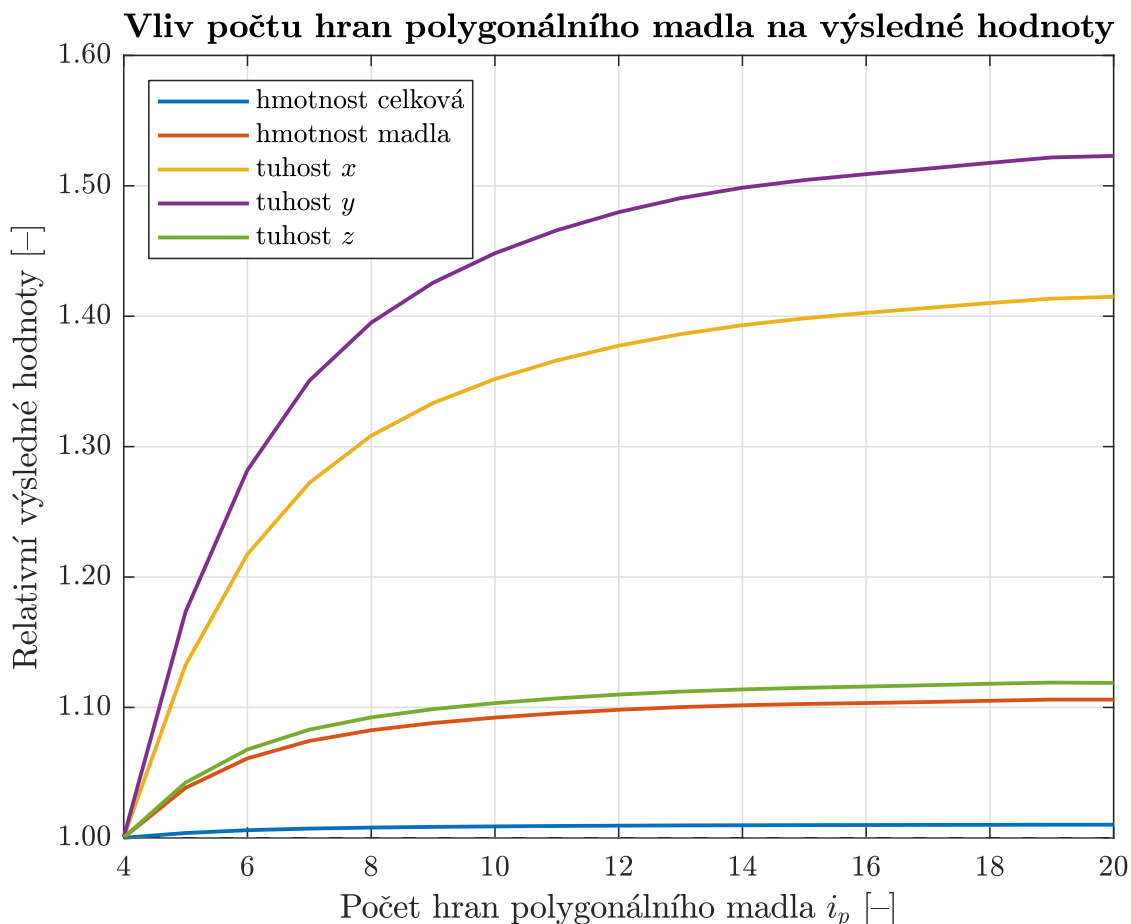
$D$  – vnější průměr,  $t$  – tloušťka stěny,  $i_p$  – počet hran polygonu

**Obr. 5-13:** Schematické znázornění parametrizace zádržné tyče s polygonálním průřezem

Před samotným návrhem byla provedena citlivostní analýza, která vychází ze stávajícího řešení. Vliv počtu hran polygonálního madla na výsledné hodnoty je znázorněný na obrázku 5-14, z něhož je zřejmé, že s rostoucím počtem hran se tuhost i hmotnost zvyšuje. Největší vliv je patrný u příčné a podélné tuhosti, jejichž nárůst činí až 52 % a 42 %. Oproti tomu, změna hmotností a příčné tuhosti je znatelná pouze v první polovině intervalu.

Přestože je definice polygonálního průřezu jednoznačná, nebylo možné využít geometrickou optimalizaci pro nalezení nejvhodnější kombinace vstupních parametrů. Důvodem je skutečnost, že při změně počtu hran dochází k vzniku, resp. zániku ploch, pomocí nichž jsou definovány okrajové podmínky. To by nebyl problém, pokud by se počet hran pouze snižoval, neboť šestihranná geometrie obsahuje plochy čtyřhranného průřezu apod., což v rámci použitého iteračního řešiče nelze nastavit.

Z výše uvedeného vychází osmý, resp. devátý návrh optimalizované zádržné tyče z návrhu prvního, resp. třetího, který byl vytvořen pro nerezovou, resp. konstrukční ocel, přičemž v obou případech je uvažováno šestnáct hran polygonu. Vstupní hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5-21, zatímco výsledné hodnoty obsahuje tabulka 5-22. Je zřejmé, že pátý návrh je příliš poddajný, zatímco šestý návrh sice vyhovuje, avšak nepřináší další zlepšení, které by odůvodnilo vyšší pořizovací náklady. Z toho vyplývá, že polygonální trubka je pro optimalizovanou konstrukci madla nevhodná.



**Obr. 5-14:** Vliv počtu hran polygonálního madla na výsledné hodnoty

**Tab. 5-21:** Shrnutí parametrů osmého a devátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$i_p$ [-]
osmý	nerezová ocel CrNi	40	1,8	120	1700	390	16
devátý	S355J2	40	1,8	120	1700	410	16

**Tab. 5-22:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností osmého a devátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení			Jednotka
		stávající	navržené		
			osmé	deváté	
tuhost v ose	$x$	106,0	104,7	107,9	$N \cdot mm^{-1}$
	$y$	1086,8	1475,1	1551,2	$N \cdot mm^{-1}$
	$z$	70 739,0	56 258,0	58 249,0	$N \cdot mm^{-1}$
hmotnost	celková	46,3	44,1	44,0	kg
	trubky	6,5	4,6	4,6	kg

#### 5.2.4 Návrh optimalizovaného řešení madla z kompozitních materiálů

Kompozitní materiály lze charakterizovat jako materiály složené ze dvou či více makroskopicky nesterýných částí s rozdílnými mechanickými i chemickými vlastnostmi, jejichž synergickým spojením vzniká nový materiál s výrazně odlišnými vlastnostmi. Obecně se skládají z matrice a výztuže, resp. z pojiva a plniva, přičemž dle tvaru a uspořádání výztuže lze rozlišovat kompozity vláknové a částicové.

Oproti konvenčním materiálům dosahují kompozity velice příznivé kombinace mechanických, chemických, elektrických ad. vlastností, přičemž jsou charakteristické zejména svou nízkou hmotností, vysokou měrnou pevností a silně anizotropními vlastnostmi. Navíc mohou dosahovat téměř libovolného tvaru i vhodných pohledových vlastností, jsou snadno opravitelné a velmi odolné vůči působení okolního prostředí. Nevýhoda spočívá ve vysoké ceně základního materiálu i samotné výroby, která musí dosahovat určité přesnosti, a např. degradaci vlivem působení ultrafialového záření. Zároveň je nutné podotknout, že výsledné vlastnosti kompozitu závisí na mnoha faktorech a lze je s jistotou popsat výhradně experimentálním měřením.<sup>20</sup>

V oblasti kolejových vozidel se běžně používají např. lamináty, prepregy či sendvičové desky. Při výběru materiálu je stěžejní zejména požární bezpečnost dle normy ČSN EN 45545-2 [22], minimální dosažitelná tloušťka, cena, odolnost povrchové vrstvy např. proti vandalismu a celková životnost, resp. dosažení odpovídající pevnosti a tuhosti. Důležité je také zajištění návaznosti kompozitu na okolní subjekty, přičemž pro spojení s kovem bývá využito např. lepených, svěrných, šroubových či integrovaných spojů.

Pro návrh optimalizovaného řešení madla budou uvažovány vícevrstvé vláknové kompozity, tj. lamináty složené z jednotlivých lamin s jednosměrně či dvousměrně uspořádanými vlákny, přičemž pro nalezení nejvhodnější konstrukce bude využito geometrické optimalizace a poznatků získaných v předchozích podkapitolách.

#### Konečno-prvkový model kompozitní zádržné tyče

Konečno-prvkový model kompozitní zádržné tyče byl vytvořen v pre-procesoru Siemens Simcenter 2019.2 za využití specializovaného modulu pro tvorbu laminátových kompozitů, tzv. *NX Laminate Composites*, který dle [43] vychází z teorie smykové deformace prvního řádu, tzv. *First-order Shear Deformation Theory*, přičemž nabízí dva základní přístupy:

- *ply-based* metoda, umožňující vytvoření kompozitu bez variabilní tloušťky,
- *zone-based* metoda, vhodná pro definici kompozitu s lokálními výztuhami.

Pro konstrukci kompozitní zádržné tyče je uvažována vícevrstvá laminátová trubka vyráběná navíjením vláken, a proto bylo dále využito tzv. *ply-based* přístupu, kdy jsou fyzikální vlastnosti kompozitu vč. jeho skladby definovány na úrovni sítě, což je vhodné i z hlediska použití geometrické optimalizace.

Stávající zádržná tyč je koncipována jako nerezová trubka, k níž jsou přivařeny nosné a kotevní prvky. Tento typ spojení není využitelný pro laminátovou trubku. Z hlediska návrků by bylo optimální využít tzv. integrovaných spojů. To je ale technologicky náročné, a proto jsou dále uvažována svěrná spojení. V rámci dolní patky a horní příruby lze s výhodou použít lepené spoje doplněné o prvky pro vymezení polohy.

<sup>20</sup>Při uvažování zcela anizotropního materiálu je nutné specifikovat 21 nezávislých materiálových konstant. V případě ortotropního chování je tento počet snížen na 9. Kovové materiály jsou izotropní, a proto vyžadují pouze 2 materiálové parametry, tj. moduly pružnosti  $E$ ,  $G$  nebo Poissonovo číslo  $\mu$ . [49]



Při návrhu kompozitních dílů je stěžejní orientace vláken v rámci jednotlivých vrstev, a proto byla navržena následující základní skladba laminátu:

- *První vrstva* je důležitá z hlediska pohledových vlastností, soudržnosti kompozitu a návaznosti na cestující. Z toho důvodu byla zvolena uhlíková tkanina, jejíž osnovu i útek tvoří vlákna Toray FT300B, jež spolu s epoxidovou pryskyřicí DT120 tvoří prepreg GG200T fixní tloušťky  $h_1 = 0,2$  mm. Vlastnosti použité pohledové vrstvy jsou uvedeny v tabulce 5-23.
- *Druhá až pátá vrstva* se podílí zejména na výsledné tuhosti a pevnosti laminátu. Tloušťky těchto vrstev byly zvoleny jako proměnné  $h_k$  vstupující do geometrické optimalizace, zatímco úhly natočení vláken  $\Theta_k$  byly navrženy jako neměnné, o hodnotách  $[0^\circ | \pm 45^\circ | 90^\circ]$ , kde  $k = 2 \div 5$ .

S ohledem na výše uvedené byla parametrická vstupní geometrie mírně upravena pro usnadnění definice kompozitu, zatímco okrajové podmínky byly převzaty ze stávajícího řešení. Uvažovaná geometrická optimalizace byla rozšířena o čtyři proměnné, jimiž jsou tloušťky druhé až páté vrstvy, přičemž se předpokládá, že celková tloušťka stěny laminátu nesmí přesáhnout hodnotu 10 mm.

Materiálová orientace laminátové trubky, definované pomocí střednicové obalové plochy, byla zvolena s ohledem na výrobní technologii. První směr je proto kolineární s osou trubky, zatímco zbylé dva směry jsou na tento směr kolmé. Situace je znázorněna na obrázku 5-15.<sup>21</sup> Fyzikální vlastnosti jednotlivých vrstev byly přiřazeny materiálovými modely s ortotropním chováním.

**Tab. 5-23:** Shrnutí parametrů pohledové vrstvy laminátové zádržné tyče z prepregu GG200T

Prepreg GG200T			
tloušťka vrstvy	$h_1$	0,2	mm
hustota	$\rho$	1570	kg · m <sup>-3</sup>
objemový podíl výztuže	$V_f$	61	%
objemový podíl matrice	$V_m$	39	%
modul pružnosti v tahu ve směru 11	$E_1$	55,8	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 22	$E_2$	53,7	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 33	$E_3$	6,4	GPa
modul pružnosti ve smyku v rovině 12	$G_{12}$	5,29	GPa
Poissonovo číslo v rovině 12	$\mu_{12}$	0,27	–
mez pevnosti v tahu ve směru 11	$X^T$	693	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 22	$Y^T$	610	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 33	$Z^T$	67	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 11	$X^C$	552	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 22	$Y^C$	558	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 33	$Z^C$	268	MPa
mez pevnosti ve smyku v rovině 12	$S_{12}$	109,1	MPa

<sup>21</sup>Souřadný systém kompozitu  $O(x, y, z)$  je z hlediska značení v kolizi s globálním souřadným systémem zvoleným dle ČSN EN 12663-1+A1 [12]. V dalším textu proto bude využito souřadného systému  $O(1, 2, 3)$ , jež zohledňuje natočení vláken.

Pro ověření správnosti definice kompozitu v použitém pre-processoru byla stanovena matice tuhosti laminátu za využití klasické laminátové teorie, která uvažuje, že dílčí vrstvy, tj. laminy jsou tenké a dokonale spojené, přičemž je uvažována rovinná napjatost v oblasti platnosti Hookova zákona ad. Výpočet byl proveden dle [49] za využití softwaru MathWorks MATLAB® verze R2022a. Vytvořený kód je součástí přílohy A. Výsledná matice tuhosti  $\mathbf{ABD}$  je symetrická, šestého řádu, přičemž její prvky jsou tvořeny čtvercovými submaticemi třetího řádu, tj. platí

$$\mathbf{ABD} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{B} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \wedge \mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{D} \in \mathbf{R}^3, \quad (5-3)$$

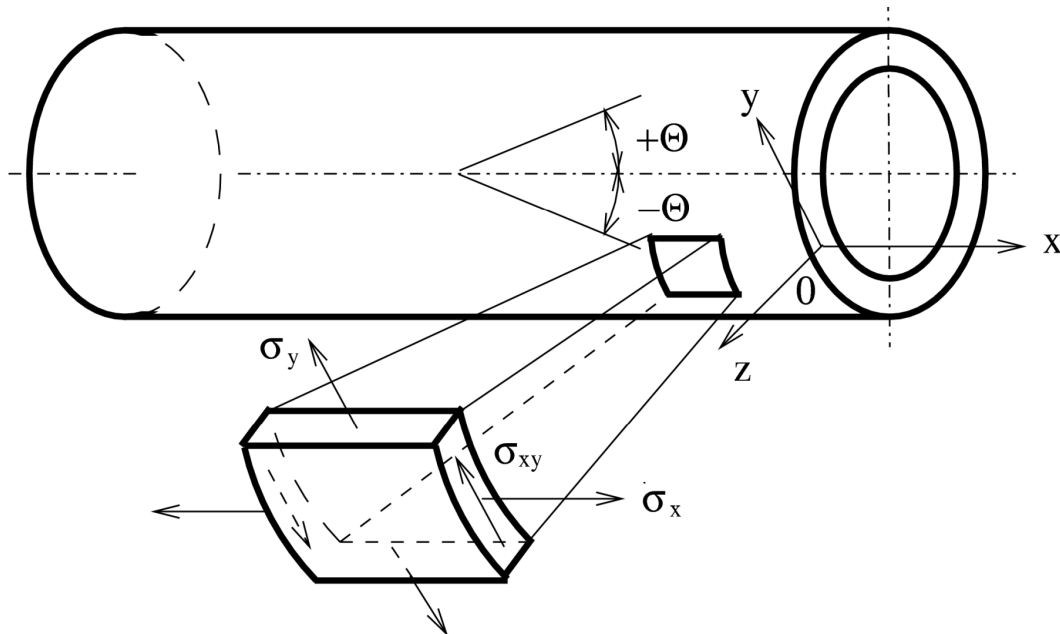
kde  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$  a  $\mathbf{D}$  jsou matice tahové, vazební a ohybové tuhosti, pro jejichž prvky platí

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k - h_{k-1})], \quad (5-4)$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k^2 - h_{k-1}^2)], \quad (5-5)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \cdot \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k^3 - h_{k-1}^3)], \quad (5-6)$$

kde  $i, j = 1 \div 3$ , jsou osy souřadného systému kompozitu dle zavedené materiálové orientace,  $k = 1 \div 5$  je číslo vrstvy,  $n = 5$  je celkový počet vrstev laminátu,  $Q_{ij}^k$  jsou prvky redukované matice mimo-osové tuhosti  $k$ -té vrstvy a  $h_k$  je tloušťka  $k$ -té vrstvy.



$x$ ,  $y$  a  $z$  – první, druhý a třetí směr,  $\Theta$  – úhel sklonu vláken,  $\sigma$  – napětí v elementu

**Obr. 5-15:** Materiálová orientace tenkostěnné trubky vyráběné navíjením vláken [49]

## Návrh optimalizované zádržné tyče z kompozitu se skelnými vlákny

Z hlediska kompozitních materiálů byl nejprve uvažován kompozit s jednosměrnou výztuží ze skelných vláken typu E-Glass a matricí v podobě epoxidové pryskyřice. Tento kompozit je relativně levný a disponuje dobrými mechanickými vlastnostmi, viz tabulka 5-24.

Geometrickou optimalizací nebylo nalezeno nejvhodnější řešení zádržné tyče, neboť v uvažovaném rozsahu vstupních proměnných se nebylo možné dosáhnout tuhostních požadavků, viz tabulka 5-25 a 5-26. Je zřejmé, že navržená konstrukce je alespoň o 30 % poddajnější, přičemž nedochází k významnému odlehčení. Zároveň, tloušťka první, resp. páté vrstvy konvergovala k maximu, resp. k minimu, což je dáno skladbou laminátu.

**Tab. 5-24:** Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD E-Glass – Epoxy

UD E-Glass – Epoxy			
hustota	$\rho$	1870	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
objemový podíl výztuže	$V_f$	40	%
objemový podíl matrice	$V_m$	60	%
modul pružnosti v tahu ve směru 11	$E_1$	43	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 22	$E_2$	7	GPa
modul pružnosti ve smyku v rovině 12	$G_{12}$	4	GPa
Poissonovo číslo v rovině 12	$\mu_{12}$	0,28	–
mez pevnosti v tahu ve směru 11	$X^T$	900	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 22	$Y^T$	30	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 33	$Z^T$	30	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 11	$X^C$	800	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 22	$Y^C$	150	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 33	$Z^C$	150	MPa
mez pevnosti ve smyku v rovině 12	$S_{12}$	55	MPa

**Tab. 5-25:** Shrnutí parametrů desátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$[h_2   \dots   h_5]$ [mm]
desátý	UD E-Glass – Epoxy	40	10	200	1850	359,5	$[9,4   0,2   0,2   0]$

**Tab. 5-26:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností desátého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	desáté navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	71,5	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 32,5 %
	$y$	1086,8	750,9	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 30,9 %
	$z$	70 739,0	49 330,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 30,3 %
hmotnost	celková	46,3	44,5	kg	– 3,9 %
	trubky	6,5	4,8	kg	– 26,6 %

S ohledem na neuspokojivé výsledky byl proveden přepoččet při uvažování jednosměrné výztuže z vláken typu S-Glass, které oproti vláknům typu E-Glass dosahují vyšší tuhosti, pevnosti a bohužel i hmotnosti, viz souhrn materiálových vlastností v tabulce 5-27.

Ani zde nebyla nalezena optimalizovaná konstrukce laminátové trubky, neboť navržená konstrukce, definovaná parametry obsaženými v tabulce 5-28, stále není dostatečně tuhá a oproti původnímu návrhu disponuje vyšší hmotností, což vyplývá z tabulky 5-29.

Na základě výše uvedeného lze předpokládat, že laminát vyztužený skelnými vlákny není vhodný pro konstrukci kompozitní zádržné tyče. Situace by mohla být odlišná v případě hybridního laminátu, který by využíval jak skelných, tak i např. uhlíkových vláken.

**Tab. 5-27:** Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD S-Glass – Epoxy [50]

UD S-Glass – Epoxy			
hustota	$\rho$	1993	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
objemový podíl výztuže	$V_f$	40	%
objemový podíl matrice	$V_m$	60	%
modul pružnosti v tahu ve směru 11	$E_1$	55	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 22	$E_2$	16	GPa
modul pružnosti ve smyku v rovině 12	$G_{12}$	7,6	GPa
Poissonovo číslo v rovině 12	$\mu_{12}$	0,28	–
mez pevnosti v tahu ve směru 11	$X^T$	1620	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 22	$Y^T$	40	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 33	$Z^T$	40	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 11	$X^C$	690	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 22	$Y^C$	140	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 33	$Z^C$	140	MPa
mez pevnosti ve smyku v rovině 12	$S_{12}$	40	MPa

**Tab. 5-28:** Shrnutí parametrů jedenáctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$[h_2   \dots   h_5]$ [mm]
jedenáctý	UD S-Glass – Epoxy	40	10	120	1700	359,5	$[9,4   0,2   0,2   0]$

**Tab. 5-29:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností jedenáctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr		Řešení		Jednotka	Rozdíl
		stávající	jedenácté navržené		
tuhost v ose	$x$	106,0	88,7	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 16,3 %
	$y$	1086,8	1441,2	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 32,6 %
	$z$	70 739,0	63 194,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	– 10,7 %
hmotnost	celková	46,3	44,8	kg	– 3,2 %
	trubky	6,5	5,0	kg	– 22,3 %

## Návrh optimalizované zádržné tyče z kompozitu s aramidovými vlákny

Pro návrh optimalizovaného řešení laminátové trubky bylo dále využito kompozitu složeného z jednosměrného aramidového rovingu typového označení Kevlar 49<sup>TM</sup> a epoxidové pryskyřice, jehož materiálová data jsou shrnuta v tabulce 5-30. Aramidová vlákna jsou velice výhodná kvůli své vysoké tuhosti a výjimečně nízké hmotnosti. Zároveň dosahují značné pevnosti v tahu, což je doprovázeno vyšší cenou. [50]

Využitím geometrické optimalizace bylo nalezeno nejvhodnější řešení splňující daná omezení o celkové hmotnosti 43,1 kg, resp. hmotnosti zádržné tyče 3,3 kg, což oproti stávajícímu řešení odpovídá úbytku 7 %, resp. 48,6 %. Dvanáctému návrhu odpovídají vstupní proměnné shrnuté v tabulce 5-31, přičemž je zřejmé, že navržená laminátová trubka disponuje tloušťkou stěny o hodnotě 9,2 mm, což zvýší výrobní náklady. Ze vstupních parametrů lze dále usuzovat, že značného úbytku hmotnosti bylo dosaženo výhradně odlehčením zádržné tyče, viz tabulka 5-32. Tuhost ve směru podélném byla zachována, zatímco ve směru příčném a svislém byla zvýšena o 21,9 % a 4,5 %. Získané výsledky dále potvrzují, že nejvýznamnější vrstvou je lamina s úhlem natočení vláken 0°.

**Tab. 5-30:** Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD Kevlar 49<sup>TM</sup> – Epoxy [50]

UD Kevlar 49 <sup>TM</sup> – Epoxy			
hustota	$\rho$	1380	kg · m <sup>-3</sup>
objemový podíl výztuže	$V_f$	40	%
objemový podíl matrice	$V_m$	60	%
modul pružnosti v tahu ve směru 11	$E_1$	75,8	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 22	$E_2$	5,5	GPa
modul pružnosti ve smyku v rovině 12	$G_{12}$	2,07	GPa
Poissonovo číslo v rovině 12	$\mu_{12}$	0,34	–
mez pevnosti v tahu ve směru 11	$X^T$	1380	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 22	$Y^T$	34,5	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 33	$Z^T$	34,5	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 11	$X^C$	586	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 22	$Y^C$	138	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 33	$Z^C$	138	MPa
mez pevnosti ve smyku v rovině 12	$S_{12}$	44,1	MPa

**Tab. 5-31:** Shrnutí parametrů dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$[h_2   \dots   h_5]$ [mm]
dvanáctý	UD Kevlar 49 <sup>TM</sup> – Epoxy	40	9,2	120	1850	359,5	$[8,6   0,2   0,2   0]$

**Tab. 5-32:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	dvanácté navržené			
tuhost v ose	$x$	106,0	106,1	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 0,1 %
	$y$	1086,8	1324,5	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 21,9 %
	$z$	70 739,0	73 887,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 4,5 %
hmotnost	celková	46,3	43,1	kg	- 7,0 %
	trubky	6,5	3,3	kg	- 48,6 %

Pro ověření návrhu bylo využito strukturální analýzy zástěny s optimalizovanou zádržnou tyčí pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v 4.2. Pro vyhodnocení pevnosti laminátu bylo použito neinteraktivní kritérium maximálního napětí, které obecně zavádí šest indexů porušení.<sup>22</sup> Daný konečno-prvkový model uvažuje pouze rovinnou napjatost, a proto je tento počet snížen na tři, tj.

$$FI_{11} = \begin{cases} \frac{\sigma_{11}}{X^T}, & \text{při } \sigma_{11} > 0 \\ \frac{\sigma_{11}}{X^C}, & \text{při } \sigma_{11} < 0 \end{cases}, \quad FI_{22} = \begin{cases} \frac{\sigma_{22}}{Y^T}, & \text{při } \sigma_{22} > 0 \\ \frac{\sigma_{22}}{Y^C}, & \text{při } \sigma_{22} < 0 \end{cases}, \quad FI_{12} = \left| \frac{\tau_{12}}{S_{12}} \right|, \quad (5-7)$$

kde  $X^C$  a  $X^T$ , resp.  $Y^C$  a  $Y^T$  je mez pevnosti kompozitu v tlaku a tahu ve směru 11, resp. ve směru 22,  $\sigma_{11}$  a  $\sigma_{22}$  je normálové napětí působící ve směru 11 a 22,  $S_{12}$  je mez pevnosti kompozitu v rovině 12 a  $\tau_{12}$  je tečné napětí působící v rovině 12. K porušení kompozitu dochází při indexu porušení  $FI \geq 1$ , resp. při  $FI \geq 0,667$ , pokud je zohledněn součinitel bezpečnosti  $S_3 = 1,5$  dle ČSN EN 12663-1+A1 [12].

Výsledky strukturální analýzy jsou shrnuty v tabulce 5-33, kde  $S$  je součinitel bezpečnosti vztahený k maximálnímu indexu porušení. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

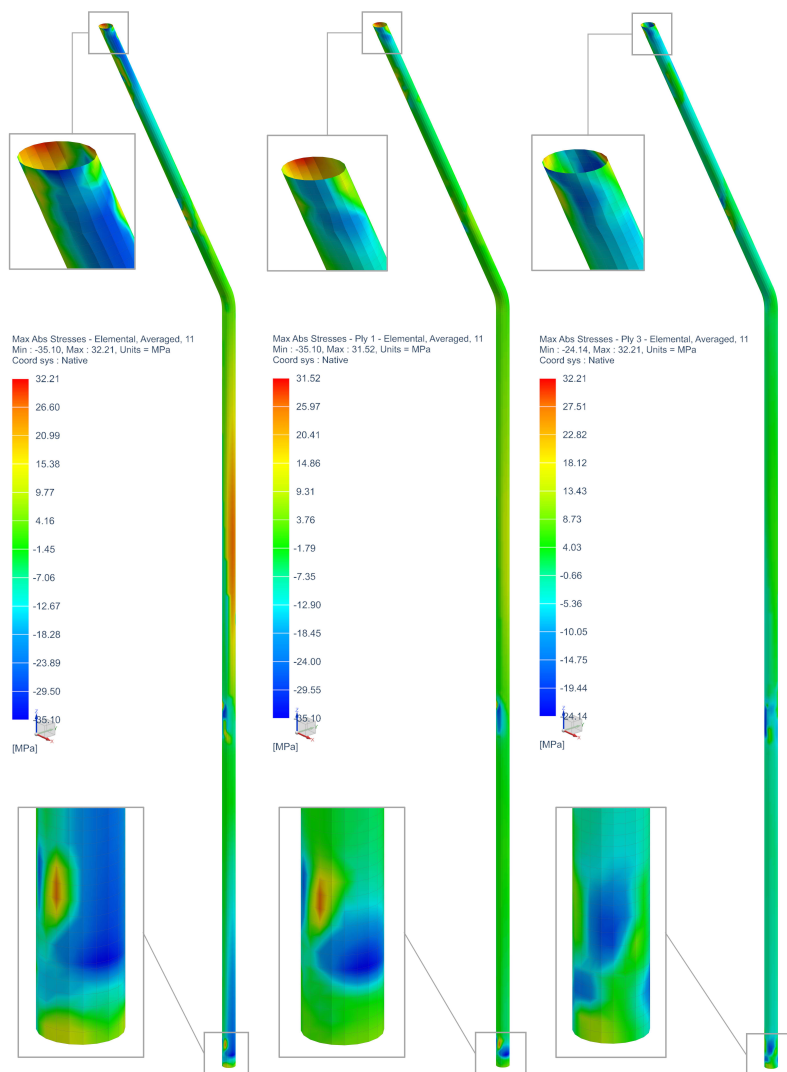
- posunutí se nepatrně zvýšilo, dosahuje hodnoty 7,661 mm,
- bezpečnost se zvýšila, dosahuje minimální hodnoty 9,46,
- vlastní frekvence se zvýšila spolu se snížením hmotnosti.

Hodnoty napětí a deformací nebylo možné porovnat z důvodu odlišnosti použitých kritérií. Z hlediska laminátové trubky bylo dále zjištěno, že největší tlakové napětí  $-35,1$  MPa vzniká ve směru vláken v první, tj. pohledové vrstvě, kde byly nalezeny i maximální hodnoty smykového napětí 3,6 MPa a indexu porušení 0,071. Tahové napětí dosahuje svého maxima 34,2 MPa kolmo na směr vláken ve vrstvě třetí. Výsledné průběhy posunutí, napětí a indexu porušení jsou znázorněny na obrázcích 5-16 až 5-19.

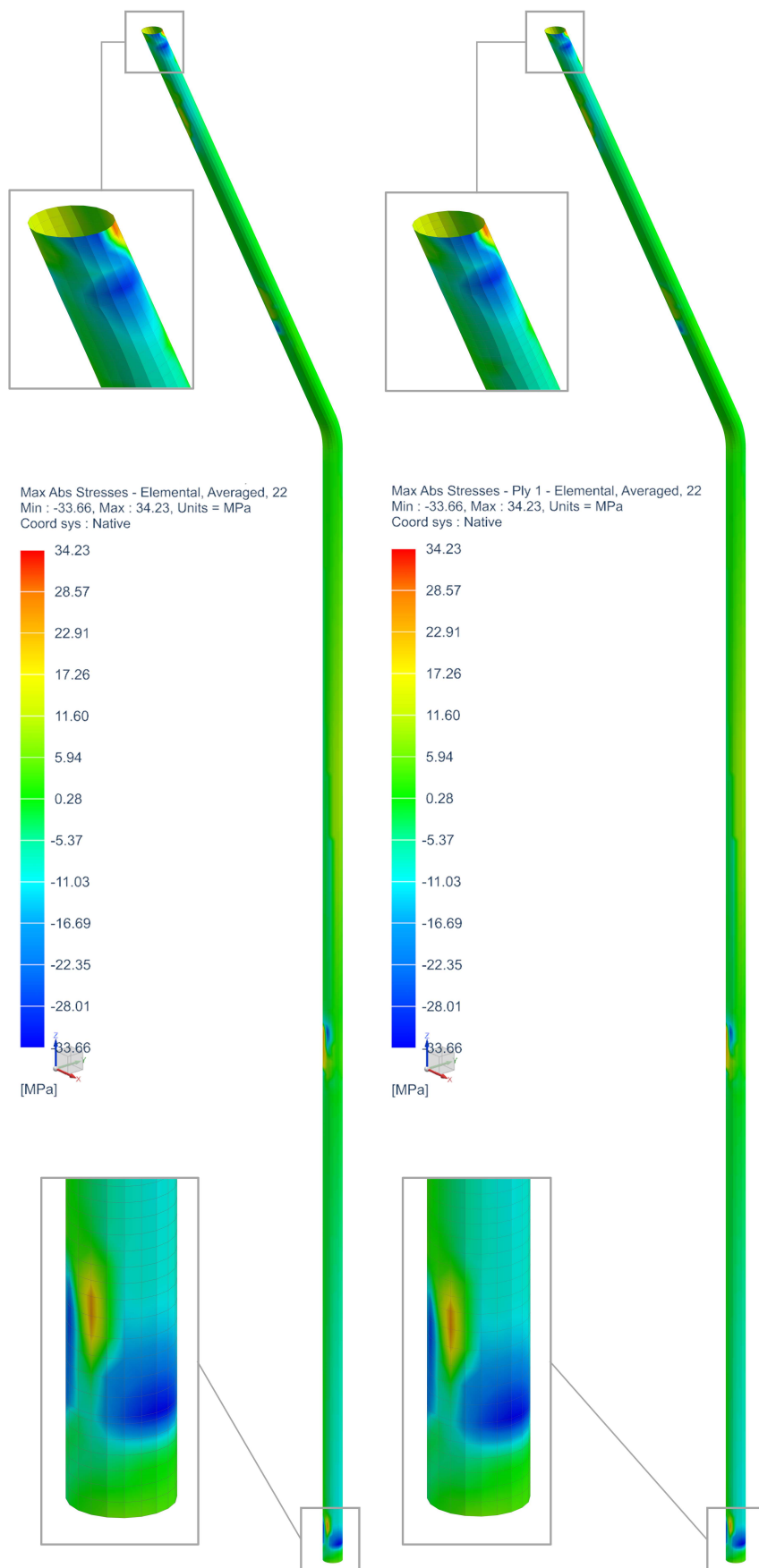
<sup>22</sup>Neinteraktivní kritéria posuzují jednotlivé složky napětí, popř. deformací samostatně. Dále existují i kritéria interaktivní, jež zohledňují provázanost jednotlivých složek napětí, např. Hillovo či Tsai-Wu, a tzv. kritéria Direct Mode zahrnující mechaniku lomu, např. Puckovo či LaRC. Interaktivního kritérium pevnosti pro izotropní materiál je např. redukované napětí dle hypotézy HMM. [49]

**Tab. 5-33:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy dvanáctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl
	stávající	dvanácté navržené		
$u$ max.	7,656	7,661	mm	+ 0,1 %
$\sigma_{11}$ max.	–	32,2	MPa	–
$\sigma_{11}$ min.	–	–35,1	MPa	–
$\sigma_{22}$ max.	–	34,2	MPa	–
$\sigma_{22}$ min.	–	–33,7	MPa	–
$\tau_{12}$ max.	–	3,6	MPa	–
$FI$ max.	–	0,071	–	–
$S$ min.	2,92	9,46	–	+ 223,5 %
$f$ 1. mód	17,3	18,3	Hz	+ 5,5 %
$f$ 2. mód	39,2	43,4	Hz	+ 10,7 %

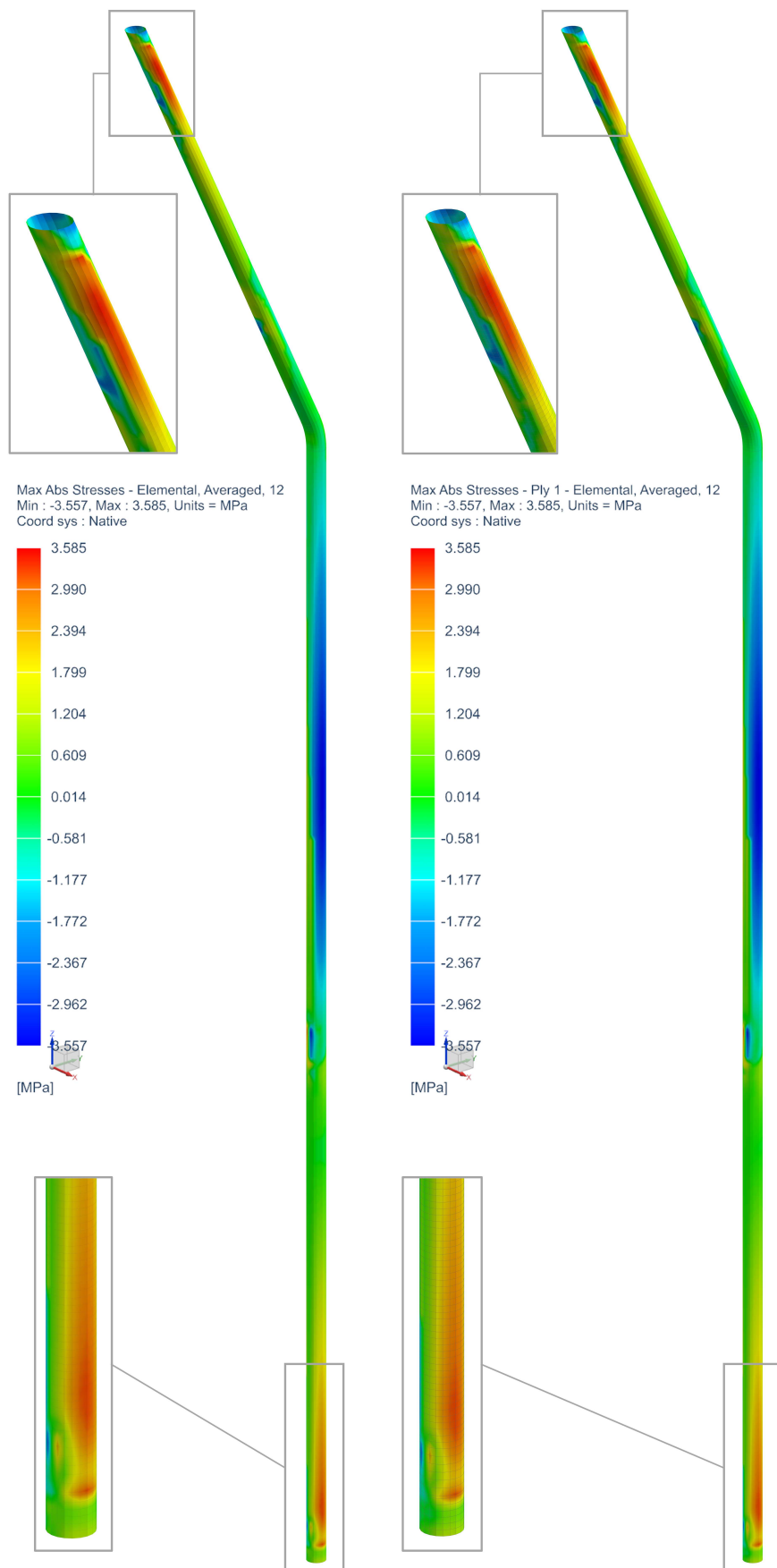


**Obr. 5-16:** Průběh normálových napětí ve směru 11 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo), první (uprostřed) a třetí (napravo) vrstvu dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky

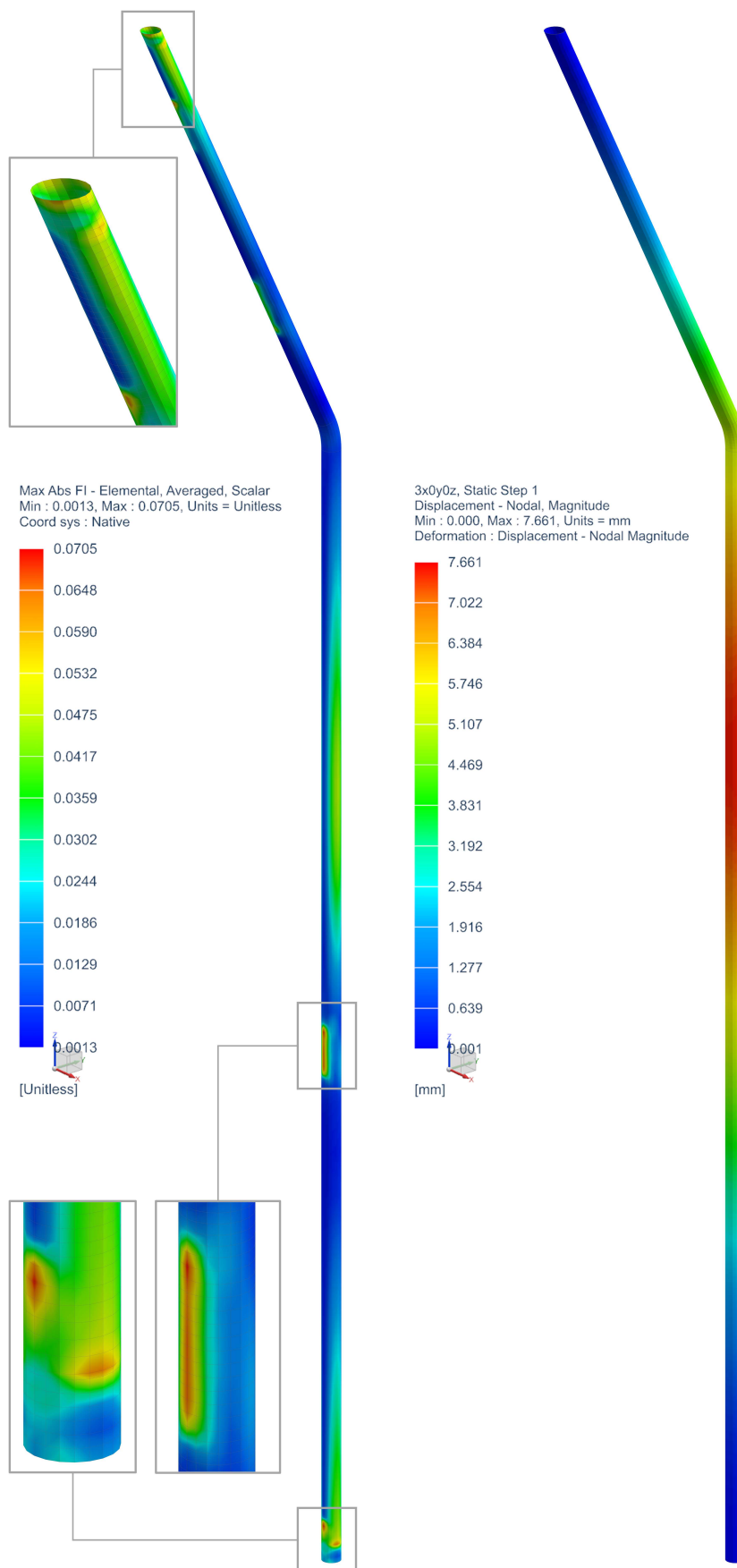


**Obr. 5-17:** Průběh normálových napětí ve směru 22 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky





**Obr. 5-18:** Průběh tečných napětí v rovině 12 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zadržné trubky



**Obr. 5-19:** Průběh indexu porušení pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a posunutí (napravo) dvanáctého návrhu optimalizované zádržné trubky

## Návrh optimalizované zádržné tyče z kompozitu s uhlíkovými vlákny

Další návrh optimalizované zádržné tyče uvažuje použití kompozitu s výztuží, resp. maticí v podobě jednosměrného uhlíkového rovingu, resp. epoxidové pryskyřice. Hlavní předností uhlíkových vláken je velmi vysoká měrná tuhost a pevnost ve směru vláken, nízká hmotnost a značná korozní odolnost. Nevýhoda spočívá ve zvýšené křehkosti plynoucí z vysoké míry anizotropie a ve značných pořizovacích nákladech. Kompozity s uhlíkovými vlákny se běžně používají např. v leteckých či kosmických aplikacích, kde je požadována co největší úspora hmotnosti. V odvětví kolejových vozidel je použití celo-uhlíkových konstrukcí velmi ojedinělé. Materiálové parametry, jež byly zádržné trubce přiřazeny pomocí ortotropního materiálového modelu, jsou shrnuty v tabulce 5-34.

Využitím geometrické optimalizace bylo nalezeno nejvhodnější řešení splňující daná omezení o celkové hmotnosti 41,4 kg, resp. hmotnosti laminátové trubky 1,8 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje úbytek 10,5 %, resp. 72,9 %. Je zřejmé, že použití standardně-modulárních vláken je velice výhodné. Třináctému návrhu odpovídají vstupní proměnné shrnuté v tabulce 5-35, z nichž vyplývá, že výsledná tloušťka laminátu je pouze 3,5 mm, přičemž tloušťka první vrstvy nedosahuje ani 2,9 mm. Zároveň nedochází k omezení oblasti určené pro uchycení cestujících, což je výhodné i z hlediska pohledových vlastností. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5-36, načež je patrné, že další zlepšení je omezeno hodnotami podélné  $106,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  a příčné  $1018,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  tuhosti.

**Tab. 5-34:** Shrnutí materiálových parametrů kompozitu UD SM CF – Epoxy

UD SM CF – Epoxy			
hustota	$\rho$	1620	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
objemový podíl výztuže	$V_f$	40	%
objemový podíl matrice	$V_m$	60	%
modul pružnosti v tahu ve směru 11	$E_1$	146,9	GPa
modul pružnosti v tahu ve směru 22	$E_2$	11,4	GPa
modul pružnosti ve smyku v rovině 12	$G_{12}$	5,2	GPa
Poissonovo číslo v rovině 12	$\mu_{12}$	0,27	–
mez pevnosti v tahu ve směru 11	$X^T$	1570	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 22	$Y^T$	52	MPa
mez pevnosti v tahu ve směru 33	$Z^T$	52	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 11	$X^C$	1210	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 22	$Y^C$	254	MPa
mez pevnosti v tlaku ve směru 33	$Z^C$	254	MPa
mez pevnosti ve smyku v rovině 12	$S_{12}$	68	MPa

**Tab. 5-35:** Shrnutí parametrů třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$[h_2   \dots   h_5]$ [mm]
třináctý	UD SM CF – Epoxy	40	3,5	200	1850	359,5	$[2,9   0,2   0,2   0]$

**Tab. 5-36:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	třinácté navržené			
tuhost v ose	$x$	106,0	106,1	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	+ 0,1 %
	$y$	1086,8	1018,9	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 6,2 %
	$z$	70 739,0	60 120,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	- 15,0 %
hmotnost	celková	46,3	41,4	kg	- 10,5 %
	trubky	6,5	1,8	kg	- 72,9 %

Návrh optimalizované konstrukce byl ověřen prostřednictvím strukturální analýzy zástěny s laminátovou trubkou pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v kapitole 4.2, jejíž výsledky jsou obsaženy v tabulce 5-37. Statická pevnost byla vyhodnocena kritériem maximálních napětí. Oproti stávajícímu řešení bylo zjištěno, že:

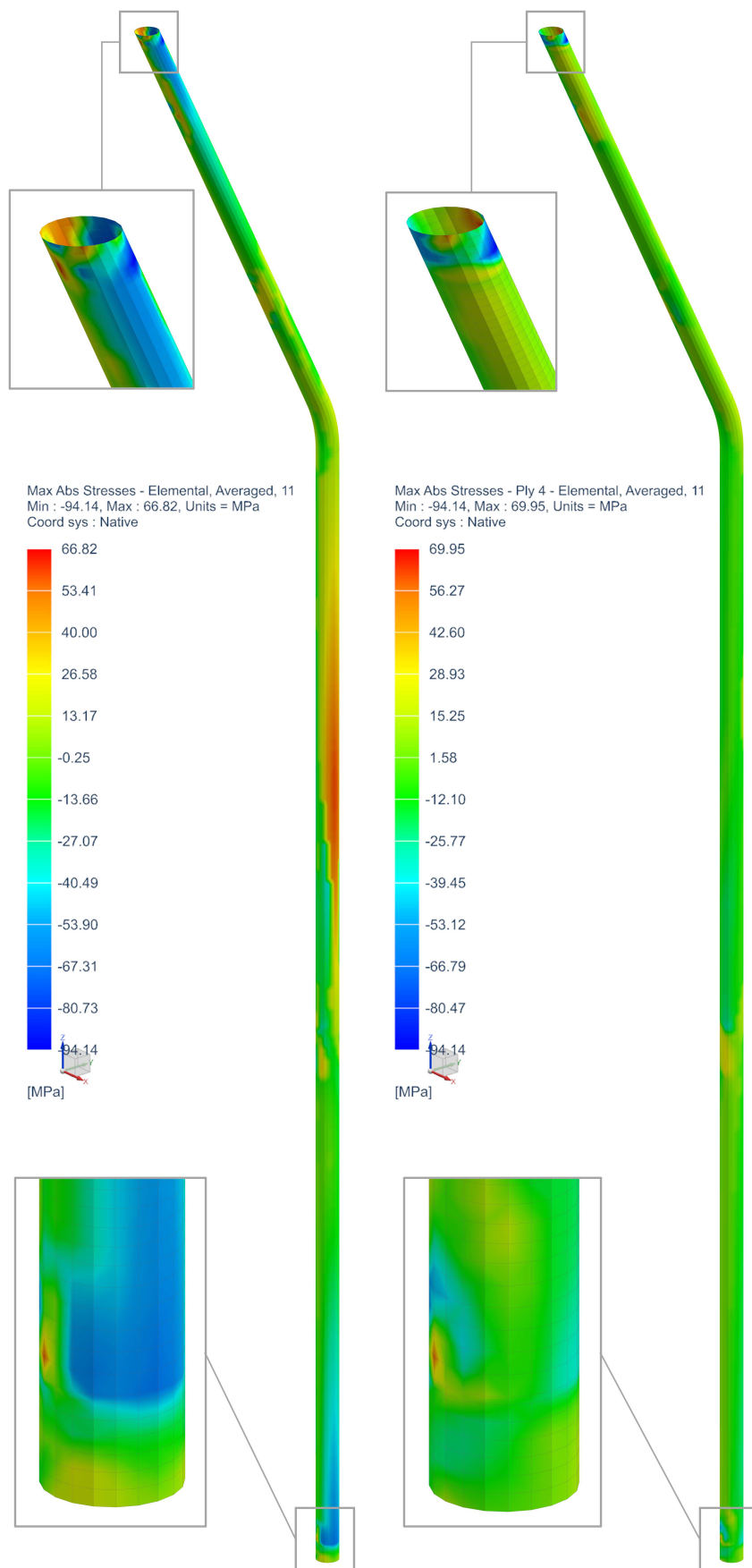
- posunutí se lehce zvýšilo, dosahuje hodnoty 7,730 mm,
- bezpečnost se zvýšila, dosahuje minimální hodnoty 5,45,
- vlastní frekvence se zvýšila spolu s využitím materiálu.

Z hlediska laminátové trubky bylo dále zjištěno, že největší tlakové napětí  $-94,1 \text{ MPa}$  vzniká ve směru vláken ve čtvrté vrstvě, kde byly nalezeny i maximální hodnoty tahového napětí  $70 \text{ MPa}$ .<sup>23</sup> Ve směru kolmém na vlákna se kritické normálové napětí o hodnotě  $-46,4 \text{ MPa}$  vyskytuje v první, tj. pohledové vrstvě. Tečné napětí dosahuje svého maxima  $5,9 \text{ MPa}$  kolmo na směr vláken ve vrstvě druhé, zatímco index porušení je nejvyšší ve třetí vrstvě, kde dosahuje hodnoty  $0,122$ . Výsledné průběhy posunutí, napětí a indexu porušení jsou znázorněny na obrázcích 5-20 až 5-23.

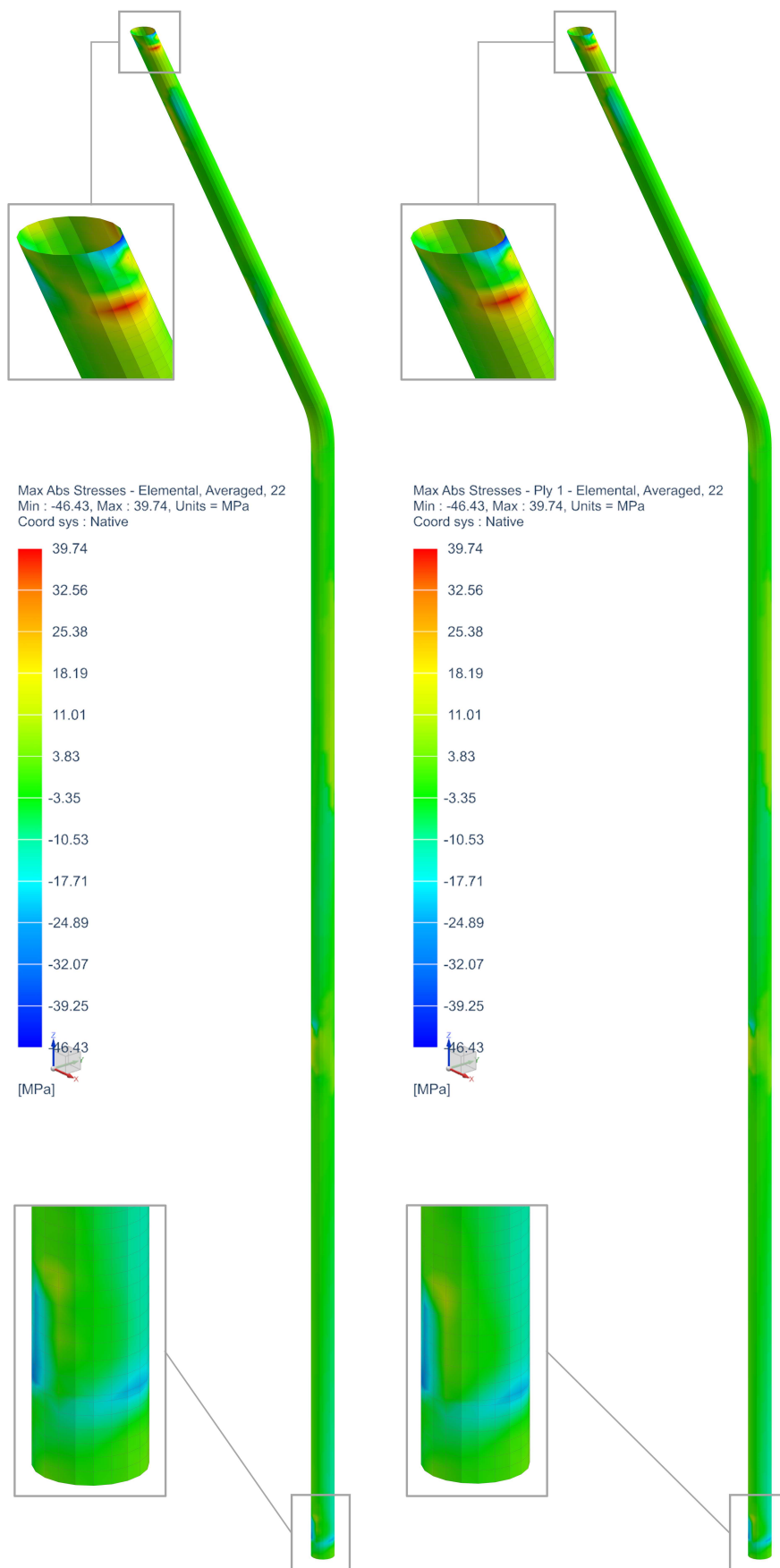
**Tab. 5-37:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy třináctého návrhu optimalizované zádržné tyče

Parametr	Řešení		Jednotka	Rozdíl	
	stávající	třinácté navržené			
$u$ max.	7,656	7,730	mm	+ 1,0 %	
$\sigma_{11}$	max.	-	70,0	MPa	-
	min.	-	$-94,1$	MPa	-
$\sigma_{22}$	max.	-	39,7	MPa	-
	min.	-	$-46,4$	MPa	-
$\tau_{12}$ max.	-	5,9	MPa	-	
$FI$ max.	-	0,122	-	-	
$S$ min.	2,92	5,45	-	+ 86,3 %	
$f$	1. mód	17,3	18,4	Hz	+ 6,5 %
	2. mód	39,2	42,2	Hz	+ 7,7 %

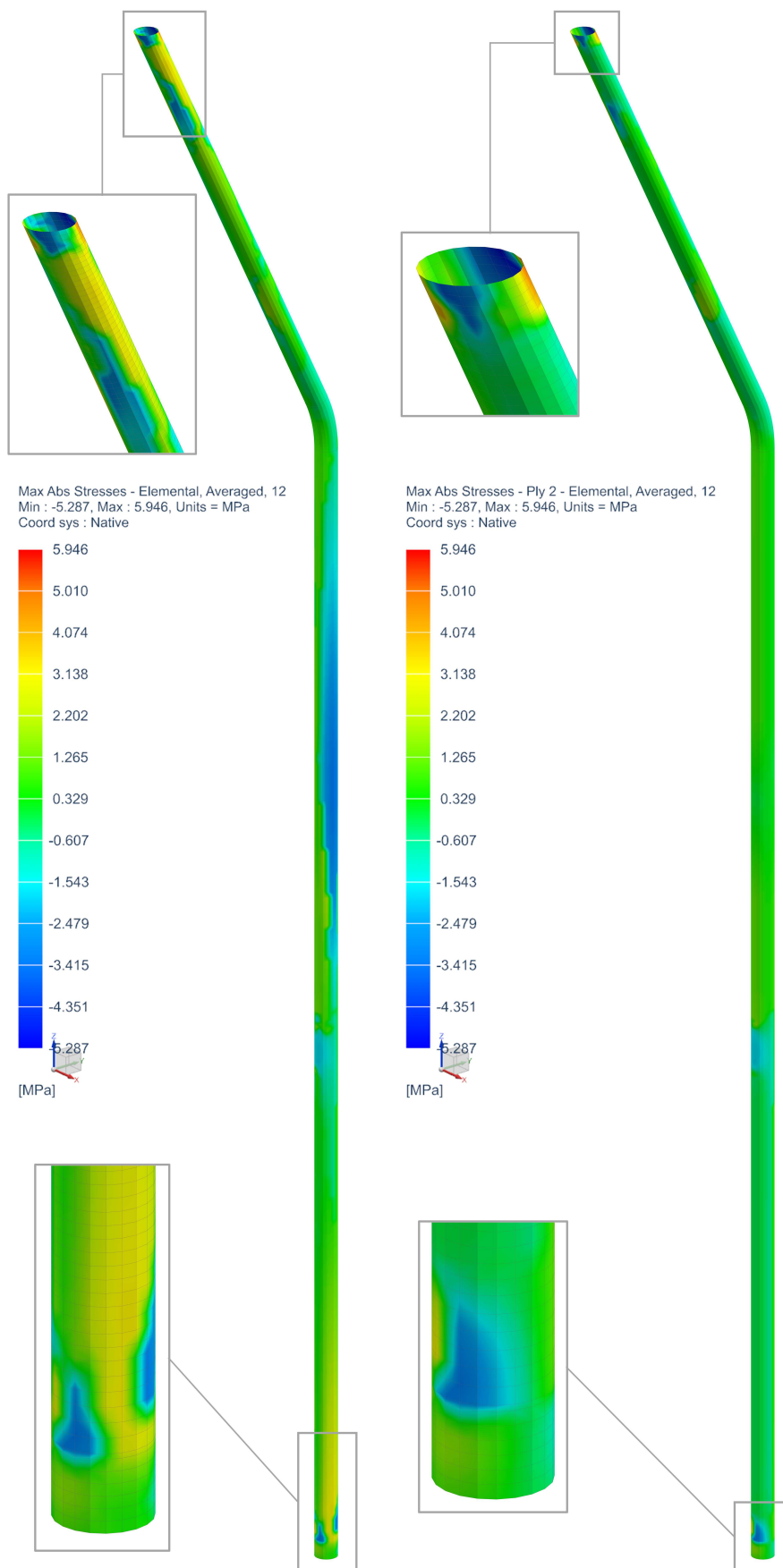
<sup>23</sup>Rozdílnost výsledků normálového napětí ve směru 11 pro celý laminát a čtvrtou vrstvu je zapříčiněno zprůměrováním na rozhraní jednotlivých meziuzlů.



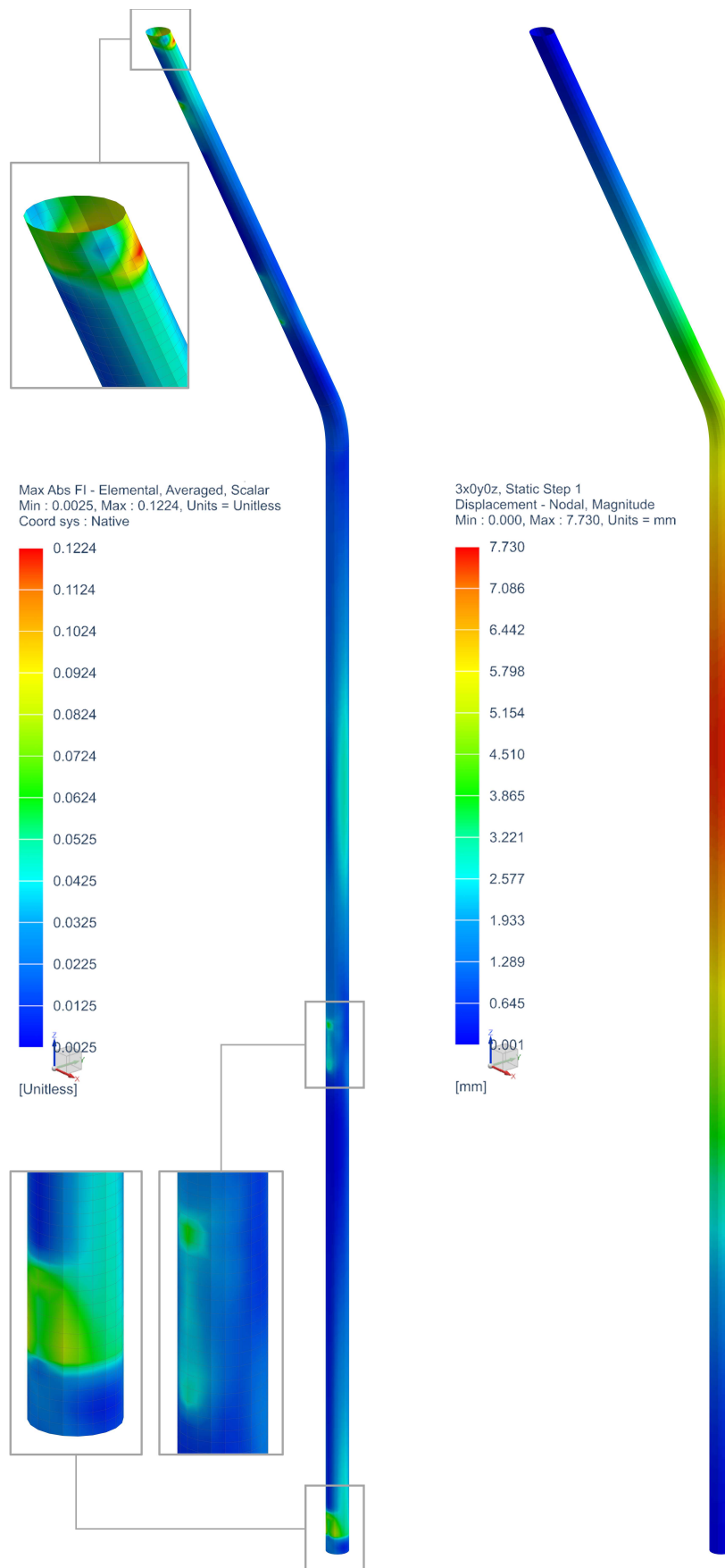
**Obr. 5-20:** Průběh normálových napětí ve směru 11 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a čtvrtou vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky



**Obr. 5-21:** Průběh normálových napětí ve směru 22 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a první vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky



**Obr. 5-22:** Průběh tečných napětí v rovině 12 pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a druhou vrstvu (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky



**Obr. 5-23:** Průběh indexu porušení pro celý laminát (obálka maximálních hodnot, nalevo) a posunutí (napravo) třináctého návrhu optimalizované zádržné trubky



### 5.2.5 Shrnutí navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče

Optimalizace návrhu zádržné tyče za využití geometrické optimalizace vycházela ze stávajícího řešení popsaného v kapitole 4. Nejprve byla provedena parametrizace vstupní geometrie, načež byly definovány základní vstupní proměnné, které byly podrobeny citlivostní analýze, viz kapitola 5-1. Objektivní funkcí bylo zvoleno nalezení nejvíce odlehčené konstrukce při uvažování omezení tuhostního charakteru. Návrh optimalizovaných řešení zádržné tyče byl dále rozdělen dle použitých materiálů a průřezů, což vedlo k postupnému rozšiřování optimalizačního výpočtu na bázi iteračního řešiče.

Celkem bylo navrženo třináct možných řešení zádržné tyče interiérového madla, z nichž pouze šest vyhovělo uvažovaným omezením a požadavkům. Jedná se o:

- návrh první a třetí, z nerezové a konstrukční oceli,
- návrh pátý a sedmý, z nerezové a konstrukční oceli s lokálním eliptickým průřezem,
- návrh dvanáctý a třináctý z kompozitu s aramidovými a uhlíkovými vlákny.

Vstupní proměnné, výsledné hodnoty tuhostí a hmotností, i výsledky strukturálních analýz nejvhodnějších variant jsou shrnuty v tabulkách 5-39 až 5-44. Bylo zjištěno, že dosažení znatelného odlehčení konstrukce zástěny s madlem je podmíněno změnou průřezových charakteristik. Navržená řešení ukazují, že prioritní je snížení tloušťky stěny zádržné tyče. Není-li to dále možné, přistoupí se k redukci plochy skelného panelu, viz třetí návrh, který je o 4,7% lehčí. Pro další úbytek je nutné zvážit použití jiného materiálu, anebo implementaci lokální změny průřezu trubky. To vyplývá z návrhu sedmého, resp. třináctého, který dosahuje úbytku celkové hmotnosti 5,8%, resp. až 10,5%. Slepou cestu z hlediska optimalizace představuje použití hliníkové slitiny a skelného kompozitu. Nevhodnou byla shledána také implementace polygonálního průřezu.

Souhrnné hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče vychází z požadavků na optimalizaci uvedených v kapitole 5.1 a je obsaženo v tabulce 5-38. Návrhy byly bodově ohodnoceny v rozsahu 1 ÷ 5, kde 5 je nejlepší, pro jednotlivá kritéria s vahami v rozsahu 1 ÷ 3, kde 3 je nejdůležitější. Na základě toho se jako nejvhodnější jeví řešení první a dvanácté, která budou uvažována pro další postup.

**Tab. 5-38:** Souhrnné hodnocení konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče

Kritérium	(váha)	Řešení							ideální
		stávající	navržené						
			1.	3.	5.	7.	12.	13.	
tuhost	(3)	3	3	4	3	4	5	5	5
hmotnost	(3)	2	3	3	4	4	5	5	5
pevnost	(3)	4	4	4	4	4	5	5	5
návaznost	(2)	4	4	3	4	3	3	3	5
modularita	(2)	4	4	4	4	4	2	2	5
pohledovost	(1)	3	3	3	2	3	2	2	5
vyrobitelnost	(3)	5	5	4	2	2	4	3	5
cena	(3)	5	5	5	4	4	3	1	5
celkem		76	79	77	69	71	78	69	100

**Tab. 5-39:** Shrnutí parametrů navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$c_e$ [-]
první	nerezová ocel CrNi	40	1,8	120	1700	390	–
třetí	S355J2	40	1,8	120	1700	410	–
pátý	nerezová ocel CrNi	40	1,6	120	1700	410	0,667
sedmý	S355J2	40	1,6	120	1700	410	0,800

**Tab. 5-40:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy

Parametr		Řešení					Jednotka
		stávající	navržené				
			první	třetí	páté	sedmé	
tuhost v ose	$x$	106,0	106,0	109,2	106,3	106,9	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$y$	1086,8	1496,6	1574,0	1174,1	1306,3	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	$z$	70 739,0	56 597,0	58 662,0	50 091,0	52 772,0	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
hmotnost	celková	46,3	44,1	44,0	43,7	43,6	kg
	trubky	6,5	4,6	4,6	4,1	4,1	kg

**Tab. 5-41:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů a s alternativními průřezy

Parametr		Řešení					Jednotka
		stávající	navržené				
			první	třetí	páté	sedmé	
$u$	max.	7,656	7,687	7,474	7,698	7,644	mm
$\sigma_{red}$	max.	118,7	130,3	132,1	141,0	138,7	MPa
	prům.	27,3	32,0	32,5	32,2	33,0	MPa
$\varepsilon \cdot 10^{-6}$	max.	414,9	457,3	442,6	513,3	471,2	–
	prům.	108,0	127,7	123,5	128,5	125,6	–
$S$	min.	2,92	2,66	2,33	2,46	2,22	–
$f$	1. mód	17,3	18,0	18,2	18,3	18,3	Hz
	2. mód	39,2	43,7	44,1	44,3	44,3	Hz

**Tab. 5-42:** Shrnutí parametrů navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů

Návrh	Materiál	$D$ [mm]	$t$ [mm]	$R$ [mm]	$\Delta_1$ [mm]	$\Delta_2$ [mm]	$[h_2   \dots   h_5]$ [mm]
dvanáctý	UD Kevlar 49 <sup>TM</sup> – Epoxy	40	9,2	120	1850	359,5	[8,6   0,2   0,2   0]
třináctý	UD SM CF – Epoxy	40	3,5	200	1850	359,5	[2,9   0,2   0,2   0]

**Tab. 5-43:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů

Parametr		Řešení			Jednotka
		stávající	navržené		
			dvanácté	třinácté	
tuhost v ose	$x$	106,0	106,1	106,1	$N \cdot mm^{-1}$
	$y$	1086,8	1324,5	1018,9	$N \cdot mm^{-1}$
	$z$	70 739,0	73 887,0	60 120,0	$N \cdot mm^{-1}$
hmotnost	celková	46,3	43,1	41,4	kg
	trubky	6,5	3,3	1,8	kg

**Tab. 5-44:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení zádržné tyče z kompozitních materiálů

Parametr		Řešení			Jednotka
		stávající	navržené		
			dvanácté	třinácté	
$u$	max.	7,656	7,661	7,730	mm
$\sigma_{11}$	max.	–	32,2	70,0	MPa
	min.	–	–35,1	–94,1	MPa
$\sigma_{22}$	max.	–	34,2	39,7	MPa
	min.	–	–33,7	–46,4	MPa
$\tau_{12}$	max.	–	3,6	5,9	MPa
$FI$	max.	–	0,071	0,122	–
$S$	min.	2,92	9,46	5,45	–
$f$	1. mód	17,3	18,3	18,4	Hz
	2. mód	39,2	43,4	42,2	Hz

### 5.3 Optimalizace návrhu kotevních prvků za využití topologické optimalizace

Stávající řešení zástěny s madlem, popsané v kapitole 4, využívá značného množství kotevních prvků pro spolehlivé a dostatečně tuhé ustavení přímo či nepřímo do zástavby, tj. do hrubé stavby vozové skříně. Zádržná tyč je kotvena prostřednictvím dolní patky a horní příruby s výztuhou, jež dohromady tvoří svařenec z nerezové chrom-niklové oceli, který je v horní, resp. dolní části přišroubován k hornímu držáku, resp. k technologické přípravě zástavby. Oproti tomu, pozice panelu zástěny je přesně vymezena šesti-bodovým ustavením za využití horního držáku vč. protikusů, bočních patek a dolního držáku z nelegované konstrukční a nerezové chrom-niklové oceli, čímž je zajištěna návaznost panelu na konstrukci podstropní, resp. na technologickou přípravu spodku a bočnice hrubé stavby. Samotné kotevní prvky jsou nejčastěji vypalované a posléze ohýbané plechy, přičemž uvažovaná konstrukce je kotvena výhradně prostřednictvím spojů s předpjatými elementy, tj. šrouby, které usnadňují montáž i případnou demontáž.

S ohledem na předchozí odstavec a kapitolu 4.4 je zřejmé, že optimalizace návrhu kotevních prvků je omezena mj. přesně definovanou zástavbou a technologickými možnostmi výrobce. Stejně je přitom zajištěna návaznost na bezprostřední konstrukční celky. Na rozdíl od zádržné tyče je vazba kotevních prvků na cestující nepřímá, převážně pohledového charakteru, což umožňuje odlehčení konstrukce odebráním materiálu. Z toho důvodu se jako nejvhodnější optimalizační nástroj jeví topologická optimalizace.

Topologická optimalizace spočívá v nalezení nejvhodnějšího materiálového toku konečno-prvkového modelu s okrajovými podmínkami pro daná omezení v předem definovaném optimalizačním prostoru. Tím lze dosáhnout např. odlehčení konstrukce při současném snížení napětí či zvýšení tuhosti, vlastní frekvence apod., přičemž je možné definovat četná omezení nejen z hlediska výsledných hodnot, ale i technologie, čímž lze zohlednit např. symetrii či minimální tloušťku stěny ad. Obdobně jako geometrická optimalizace přitom využívá iteračních řešičů, nejčastěji na bázi gradientních metod, což vyžaduje konzistentní konečno-prvkový model, přičemž pro dosažení co nejpřesnějšího výsledku je žádoucí, aby byla diskretizace, resp. zasíťování optimalizačního prostoru co nejjemnější. Výstup z topologické optimalizace zobrazuje potenciál materiálu v prostoru. Pro reálnou implementaci je nutné optimalizovanou strukturu nejprve upravit za použití metod reverzního inženýrství a posléze podrobit verifikační numerické analýze.

V použitém pre-procesoru Siemens Simcenter Nastran 2019.2 je topologická optimalizace typu *SOL 200 Topology optimization* založena na principu metody hustot a bývá nadřazena lineární statické popř. modální analýze. Výsledek optimalizace je charakterizován průběhem variabilní funkce v rámci optimalizačního prostoru. To znamená, že jednotlivým elementům je přiřazena hodnota tzv. pseudohustoty  $p_i \in <0; 1>$ , která určuje, zda-li je možné daný element odebrat ( $p_i = 0$ ), anebo je nutné ho zachovat ( $p_i = 1$ ).<sup>24</sup> Nepotřebné elementy lze odebrat přímo v post-procesoru za využití funkce *Material Density Results*, která umožňuje nastavení dolní hranice pseudohustoty, dodatečné Laplaceovo vyhlazení a následný export v podobě tzv. fazetové čili přechodové geometrie, která dále vstupuje do konstrukčního procesu. Proces návrhu optimalizovaných řešení jednotlivých kotevních prvků je nastíněn v následujících podkapitolách.

<sup>24</sup>Výpočet konverguje, pokud je většině elementů přiřazena pseudohustota blízká se k hodnotě 0 nebo 1. Na to má vliv nastavení iteračního řešiče, který může využívat např. metody pevné izotropní struktury s penalizací pro střední hustoty, tzv. *SIMP*, metody racionální aproximace strukturálních vlastností, tzv. *RAMP* apod. Vlivem těchto metod na optimalizační proces se zabývá např. konferenční příspěvek [51].

### 5.3.1 Návrh optimalizovaného řešení dolní patky

Nejprve byla pozornost věnována dolní patce, která slouží k ustavení zádržné tyče ve spodní části do technologické přípravy hrubé stavby. V rámci stávajícího řešení je dolní patka vyrobena z nerezové chrom-niklové oceli, váží zhruba 0,9 kg a je součástí svařence interiérového madla. Dolní patka je vhodně orientovaná vůči vnějšímu zatížení, čímž přispívá ke zvýšení tuhosti zástěny s madlem, ale zároveň je velice robustní a disponuje nevyužitým materiálem. Předpokládá se, že využitím topologické optimalizace bude dosaženo odlehčení minimálně v řádu desítek procent.

#### Nastavení topologické optimalizace dolní patky

Pro návrh optimalizovaného řešení dolní patky za využití topologické optimalizace byl převzat konečno-prvkový model zástěny s madlem s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 4.2.1. Celkem byly provedeny tři optimalizační výpočty:

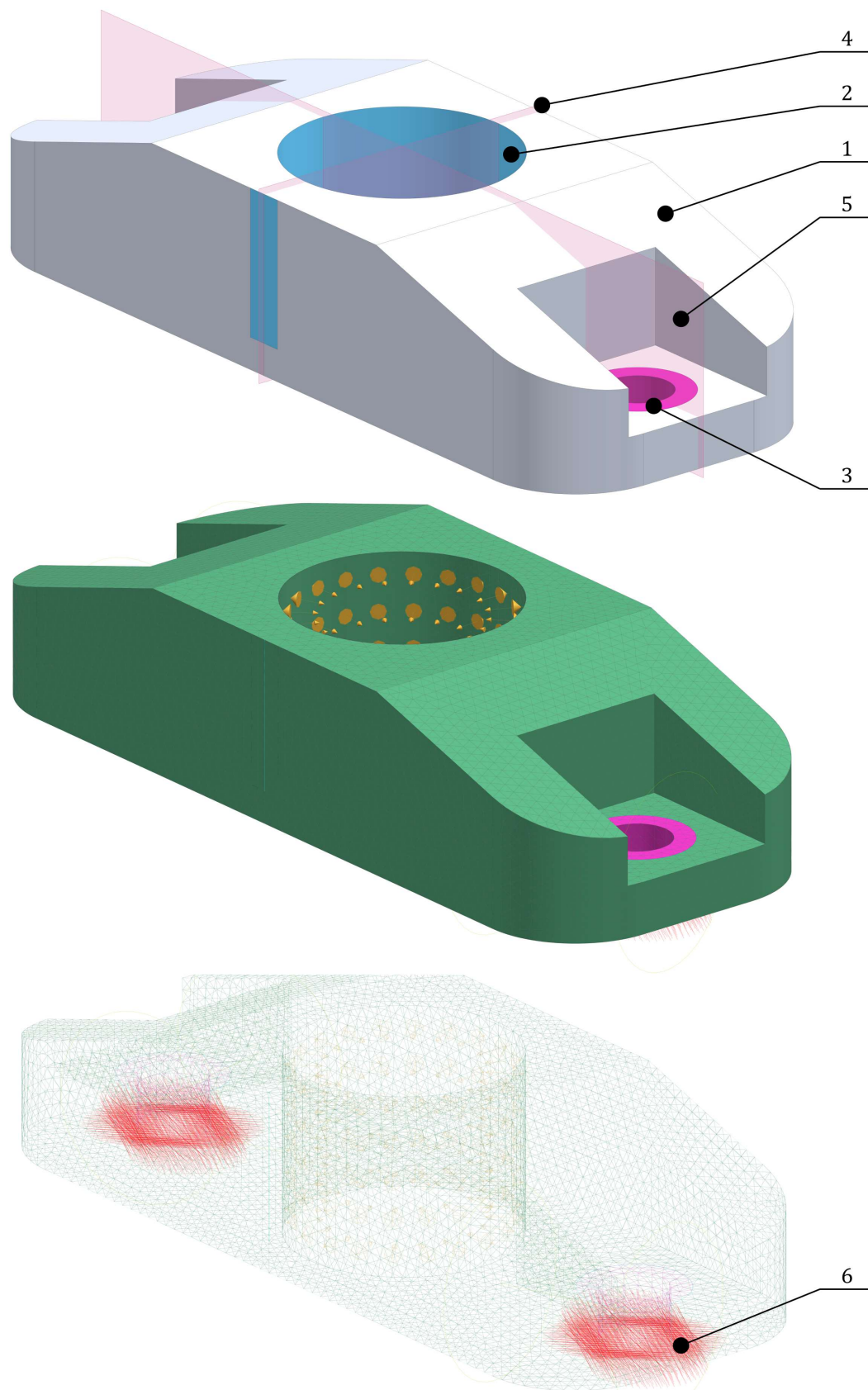
- *PD-TO-01* pro nalezení optimálního materiálového toku,
- *PD-TO-02* pro nalezení optimálního materiálového toku vhodného pro obrábění,
- *PD-TO-03* pro nalezení optimálního materiálového toku vhodného pro odlévání,

jejichž nastavení bylo zvoleno následující:

- *Optimalizační prostor* vycházel z objemu stávající dolní patky, jehož diskretizace byla provedena za využití elementů s meziuzly typu *CTETRA10* o velikosti 2 mm. Parametr nastavující vnitřní gradaci sítě byl zvolen o hodnotě 1, aby nedošlo ke zvětšení elementů pod povrchovou vrstvou. Zároveň došlo ke zmrazení elementů v oblasti svarových spojů a oddělení dosedacích ploch, resp. objemů šroubů, jejichž zachování je stěžejní z hlediska okolní návaznosti.<sup>25</sup>
- *Objektivní funkce* bylo zvoleno snížení poddajnosti při současném snížení hmotnosti. Pro zajištění konvergence výpočtu byla zavedena podmínka maximální hmotnosti o hodnotě 0,35 kg, což představuje zhruba 40 % hmotnosti stávajícího řešení.
- *Technologická omezení* byla zvolena pro zohlednění symetrie podle roviny  $\hat{x}z$  a  $\hat{y}z$ . Kromě toho byla zavedena podmínka minimální velikosti materiálového toku o hodnotě 5 mm, což představuje násobek velikosti elementu o hodnotě 2,5. Další omezení byla navržena s ohledem na předpokládanou technologii výroby optimalizované dolní patky. Z toho důvodu byl v rámci druhé optimalizace (*PD-TO-02*) definován předpokládaný směr obrábění ve směru osy  $z$ . Oproti tomu, v třetím výpočtu (*PD-TO-03*) byl zohledněn předpokládaný hlavní a vedlejší směr vyjmutí odlitku ve směru osy  $z$  a  $y$ , zatímco spodní plocha dolní patky, která přichází do kontaktu s podlahovou krytinou, byla zvolena za dělicí rovinu.
- *Zatěžovací stavy* byly zvoleny s ohledem na zavedené podmínky symetrie pro lineární statickou analýzu, tj.  $3x0y-1z$ ,  $0x1y-1z$  a  $0x0y3z$ , při zanedbání předpnutí.
- *Nastavení řešiče* bylo zvoleno pro využití metody RAMP s penalizací o hodnotě 5.

Tím byl vytvořen vstup pro iterační řešič. Optimalizační prostor a konečno-prvkový model dolní patky s okrajovými podmínkami je znázorněn na obrázku 5-24.

<sup>25</sup>Oddělený objem není součástí optimalizačního prostoru, což je výhodnější z hlediska výpočetní náročnosti. Zmrazené elementy do optimalizace vstupují, ale je jim přiřazena pseudohustota  $p_i = 1$ .



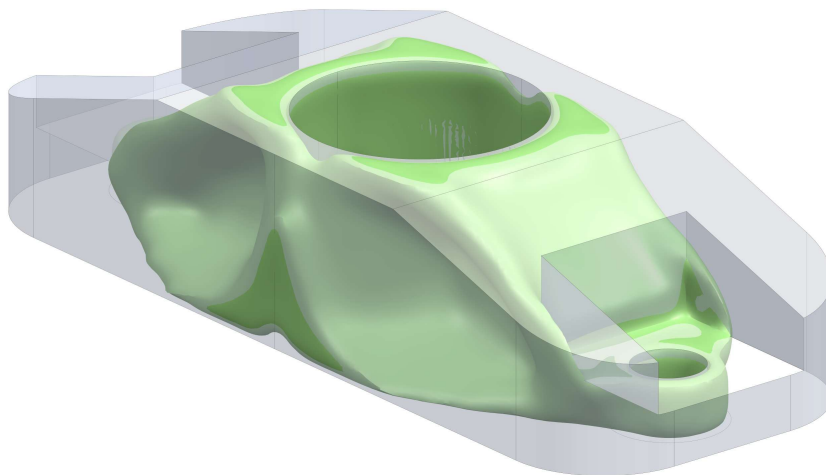
1 – optimalizační prostor, 2 – oblast zmrazených elementů, 3 – oddělený objem,  
4 a 5 – rovina symetrie  $yz$  a  $xz$ , 6 – vetknutí dosedací plochy

**Obr. 5-24:** Znázornění optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu dolní patky s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole)

## Výsledky topologické optimalizace dolní patky

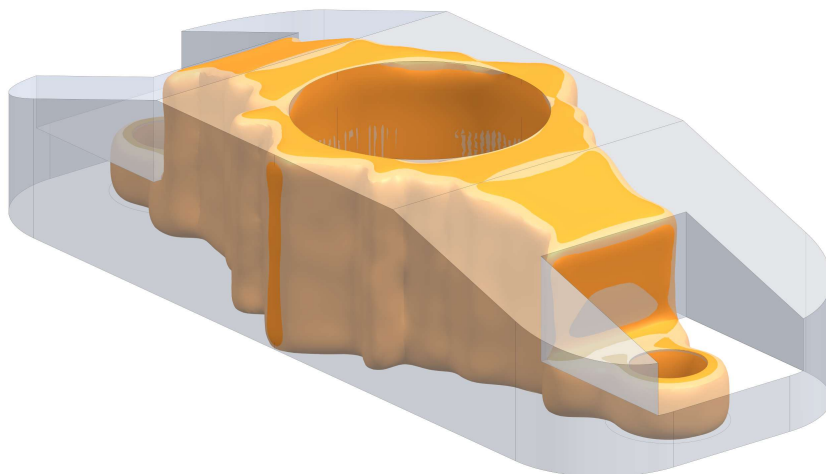
Dílčí topologické optimalizace dolní patky byly spuštěny na počítači s osmi-jádrovým procesorem, přičemž optimalizační prostor tvořilo celkem 151 672 elementů s meziuzly. Výpočet byl shora omezen maximálním počtem iterací 1000, načež se ukázalo, že již po 150 iteračních cyklech bylo dosaženo vysoké úrovně konvergence. Jednotlivé výpočty byly přerušeny zhruba po 88 hodinách, tedy po 319 iteracích. To přibližně odpovídá výpočetnímu času 16 min 30s na jeden iterační cyklus.

Výsledná struktura první topologické optimalizace dolní patky (*PD-TO-01*) je znázorněna na obrázku 5-25. Nejvíce materiálu bylo odebráno v přední části konstrukce, tedy v oblasti dosedacích ploch šroubových spojů. Toky materiálu odtud směřují ke střednímu otvoru, což je vhodné z hlediska kritického zatížení v podélném směru. Další odlehčení je patrné v boční části, kde byly vytvořeny symetrické kapsy, mezi nimiž je situováno robustní žebro, které zvyšuje příčnou tuhost.



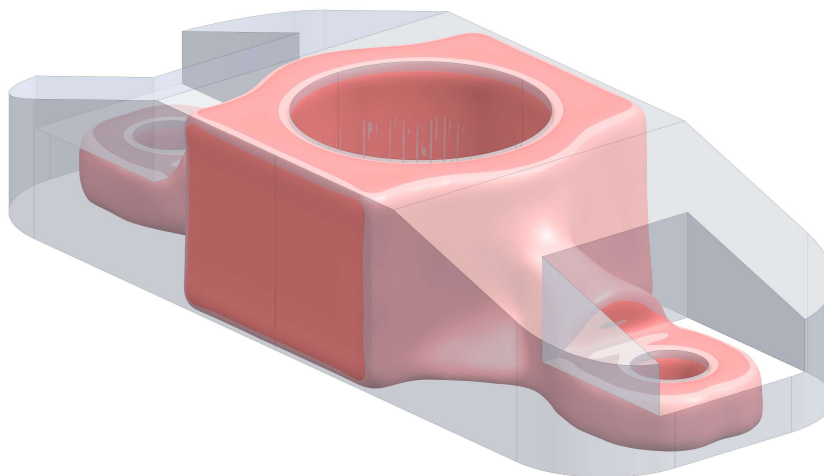
**Obr. 5-25:** Výsledná struktura první topologické optimalizace dolní patky

Druhá topologická optimalizace dolní patky (*PD-TO-02*), jejíž výsledná struktura je vyobrazena na obrázku 5-26, zohledňovala výrobu za využití technologie obrábění. Výsledný tvar sice respektuje daná omezení, avšak konstrukce patky je nevhodně zúžena. Tím bylo vyloučeno odlehčení v horní části, a tak nedošlo k tvorbě jemných toků.



**Obr. 5-26:** Výsledná struktura druhé topologické optimalizace dolní patky

Třetí optimalizované struktury dolní patky, znázorněné na obrázku 5-27, bylo dosaženo topologickou optimalizací za předpokladu užití technologie odlévání (*PD-TO-03*). K výraznému odlehčení zde došlo v oblasti dosedacích ploch šroubových spojů, zatímco materiál kolem středového otvoru byl zachován.



**Obr. 5-27:** Výsledná struktura třetí topologické optimalizace dolní patky

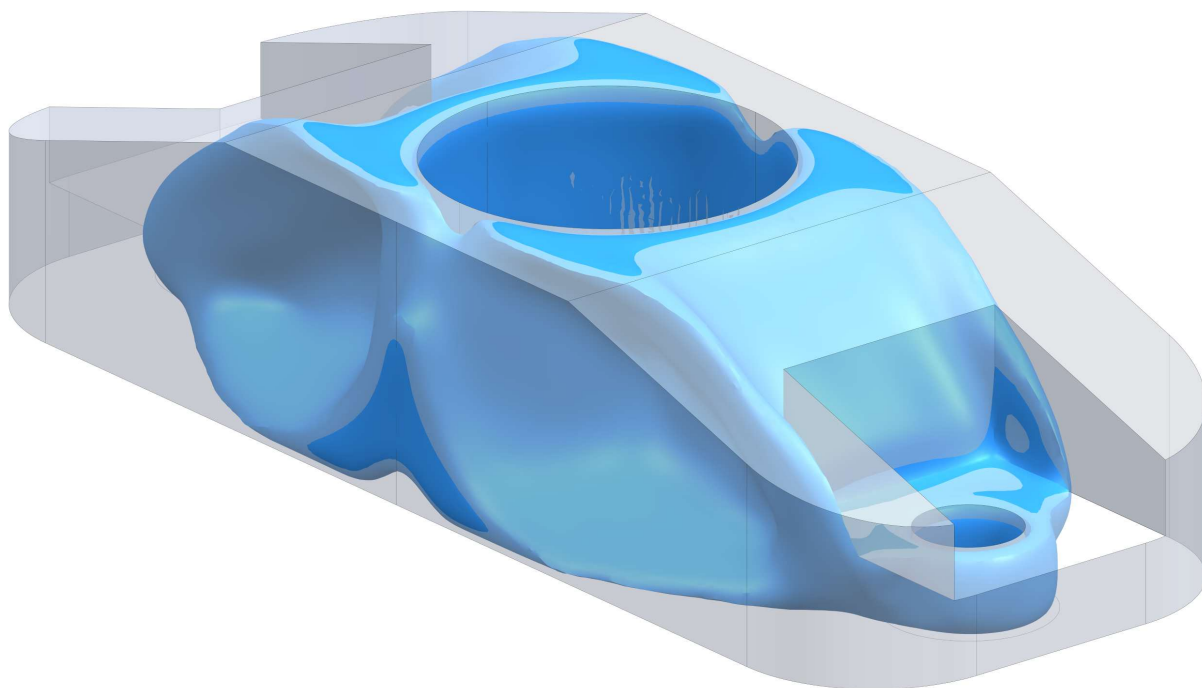
S ohledem na výše uvedené je zřejmé, že nevhodnějšího materiálového toku dolní patky bylo dosaženo první topologickou optimalizací (*PD-TO-01*). Správné nastavení optimalizace je zde podtrženo odebráním značné části materiálu při současně tvorbě dostatečně robustního žebrování. Oproti tomu, druhý (*PD-TO-02*) a třetí (*PD-TO-03*) výstup ukazuje, že zavedení dodatečných omezení technologického charakteru v tomto případě není vhodné. Předpokládá se, že vhodnější výsledné struktury by bylo dosaženo za využití tzv. napětového přístupu, anebo rozšířením optimalizačního prostoru.

V rámci použitého pre-procesoru nebylo možné využít napětového přístupu, neboť přepočítání optimalizací (*PD-TO-02*, *PD-TO-03*) selhal kvůli nedostatečnému výpočetnímu výkonu. To lze odůvodnit vyšší mírou složitosti konečno-prvkového modelu a okrajových podmínek vstupujících do iteračního řešiče. První řešení spočívá v náhradě či úplném odstranění panelu zástěny. Další řešení představuje využití jiného řešiče, např. v rámci výpočetního softwaru ANSYS, který je obecně vhodnější pro topologické optimalizace za využití napětového přístupu.

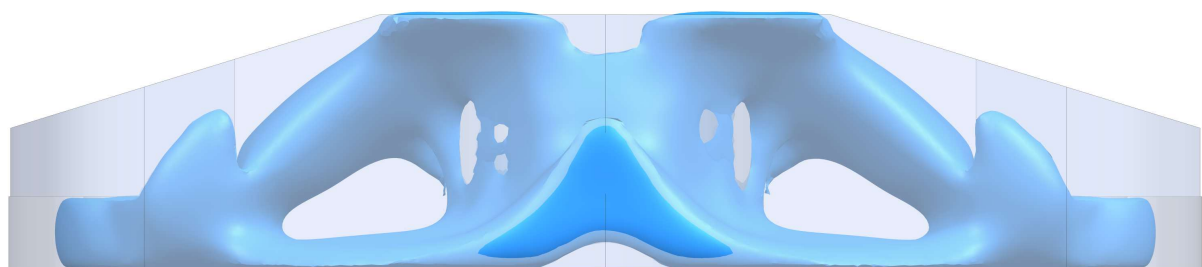
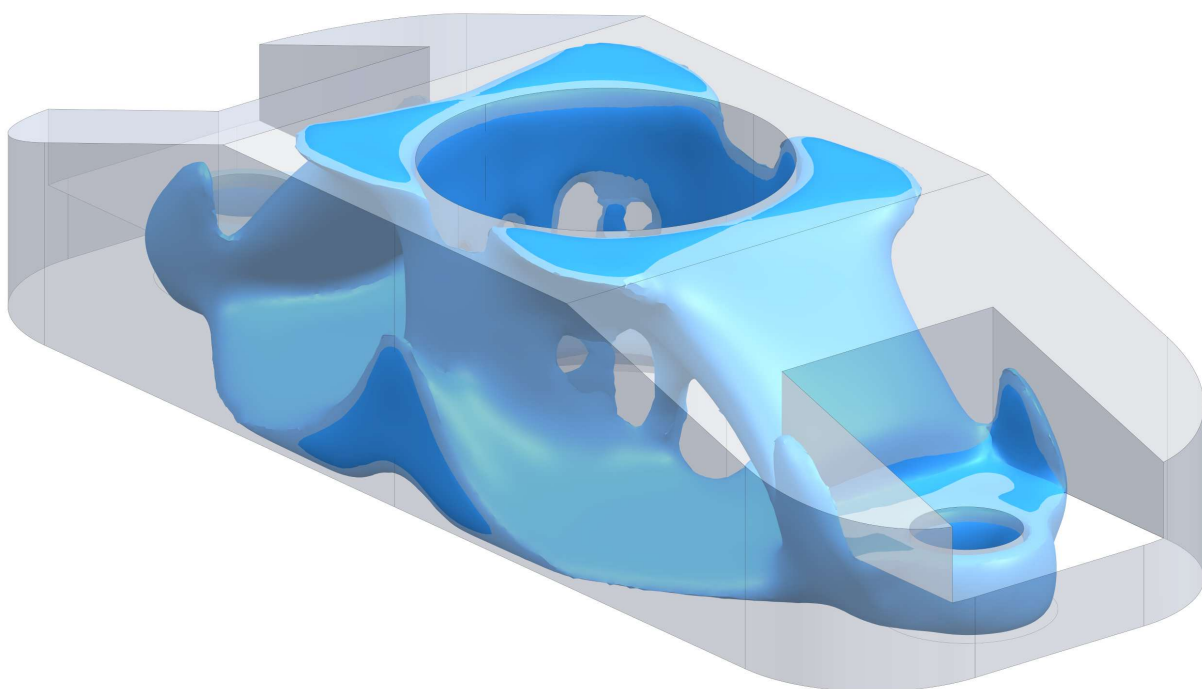
Vzhledem k omezenému rozsahu diplomové práce je pro další postup uvažována pouze první výsledná struktura (*PD-TO-01*). Za účelem ověření optimality byl proveden přepočítání (*PD-TO-04*) při uvažování diskretizace optimalizačního prostoru elementy druhého řádu typu *CTETRA10* o velikosti 1,4 mm a minimální velikosti materiálového toku 3,5 mm. Tím došlo ke zvýšení počtu elementů na 423 439, přičemž za necelých 143 h bylo dosaženo pouze 100 iterací, tzn. jeden iterační cyklus trval cca 1 h 25 min.

Výsledná struktura čtvrté topologické optimalizace dolní patky (*PD-TO-04*) je znázorněna na obrázku 5-28. Je zřejmé, že rozložení materiálu odpovídá výsledkům prvního výpočtu (*PD-TO-01*). Jediným rozdílem je větší využití optimalizačního prostoru v příčném a svislém směru. Tím byla potvrzena optimalita uvažované výsledné struktury dolní patky. Zároveň byla nalezena výsledná struktura dosahující vyšší míry odlehčení, viz obrázek 5-29. Tento potenciál materiálu v prostoru byl získán již po devíti iteračních cyklech a představuje další možný vývoj konstrukce dolní patky, např. za využití vysoce-či ultra-modulárních materiálů.





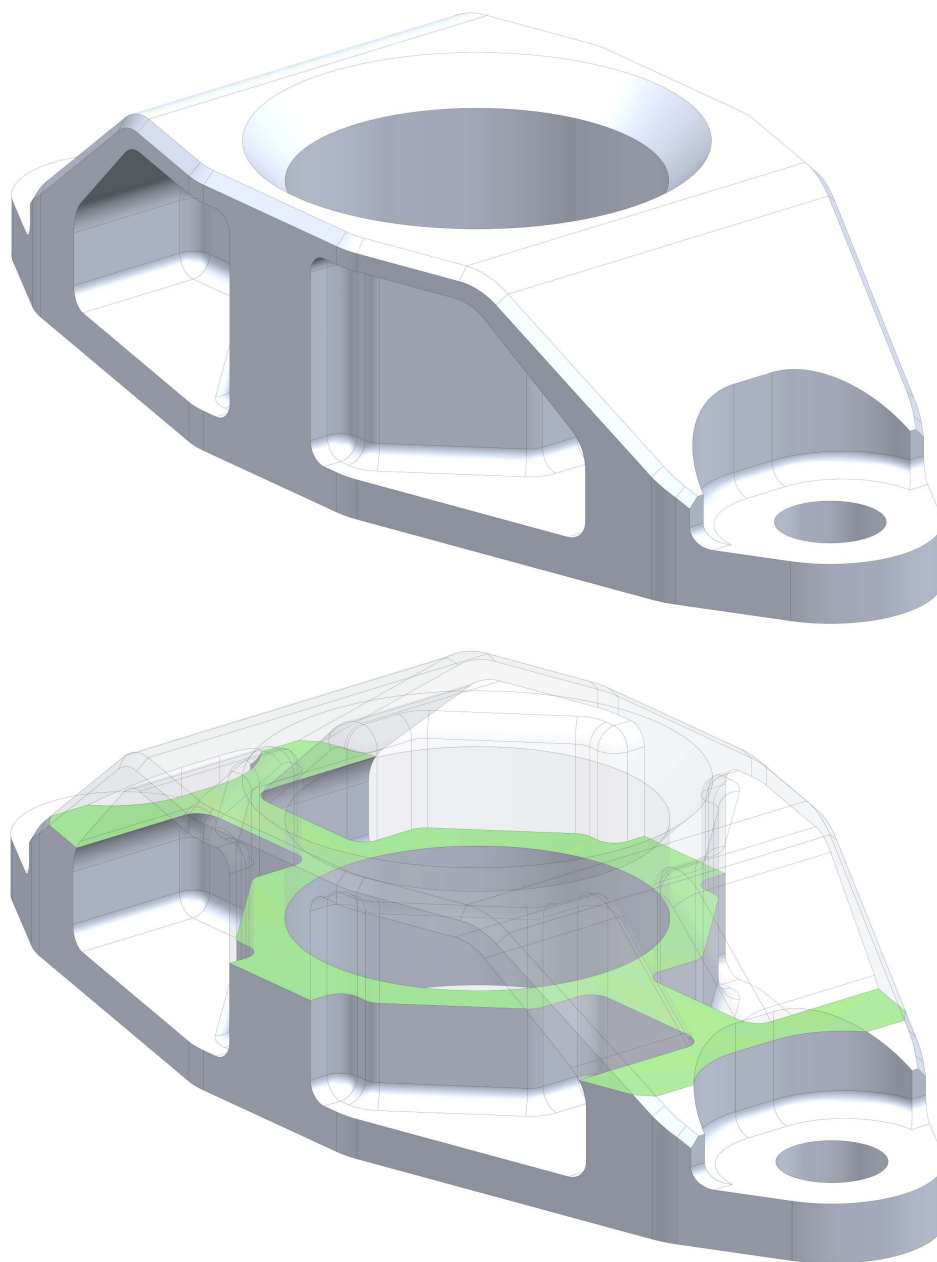
**Obr. 5-28:** Výsledná struktura čtvrté topologické optimalizace dolní patky



**Obr. 5-29:** Nejvíce odlehčená struktura čtvrté topologické optimalizace dolní patky

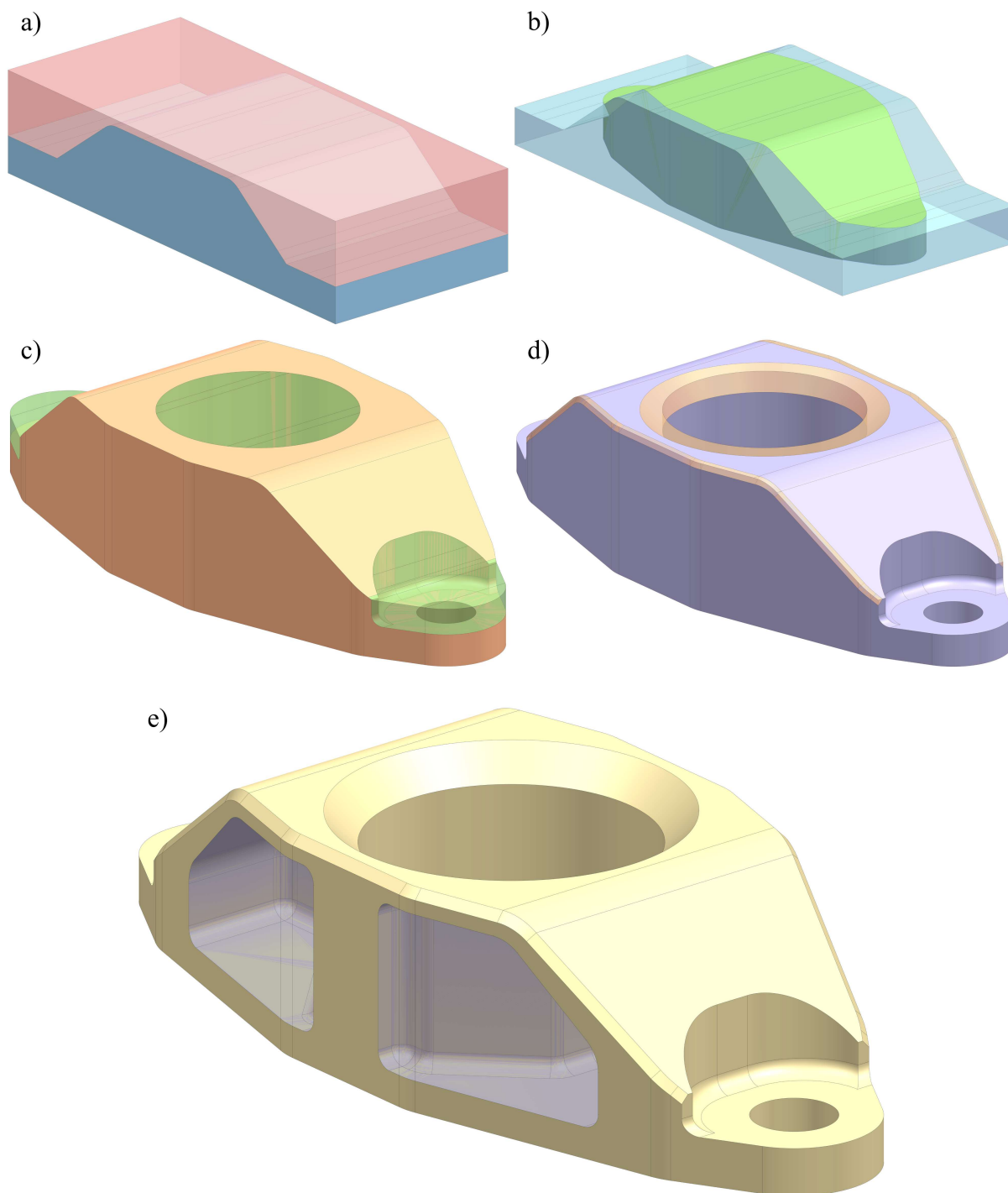
### Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizované dolní patky

Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizované dolní patky vycházel z výsledků první (*PD-TO-01*) a čtvrté (*PD-TO-04*) topologické optimalizace. Vytvořený generický model, znázorněný na obrázku 5-30, je symetrický podle dvou rovin a zohledňuje ideální materiálové toky. Pro dosažení odpovídající tuhosti byla zvolena minimální tloušťka stěny o velikosti 3 mm. Střední část patky zůstala nezměněna, neboť se zde bude nacházet zádržná tyč. V místě přivaření návarku panelu byla zachována rovinná plocha odpovídajících rozměrů. Z hlediska šroubových spojů byly zachovány otvory o průměru 10,5 mm, přičemž minimální velikost dosedacích ploch šroubů byla charakterizována válcem o průměru 21 mm, což odpovídá dvojnásobku velikosti otvoru, a výšce 6 mm. Tím byla zajištěna návaznost optimalizované konstrukce na bezprostřední okolí. Přechodové a vnitřní hrany byly zaobleny, aby nedocházelo k nevhodné koncentraci napětí.



**Obr. 5-30:** První návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole)

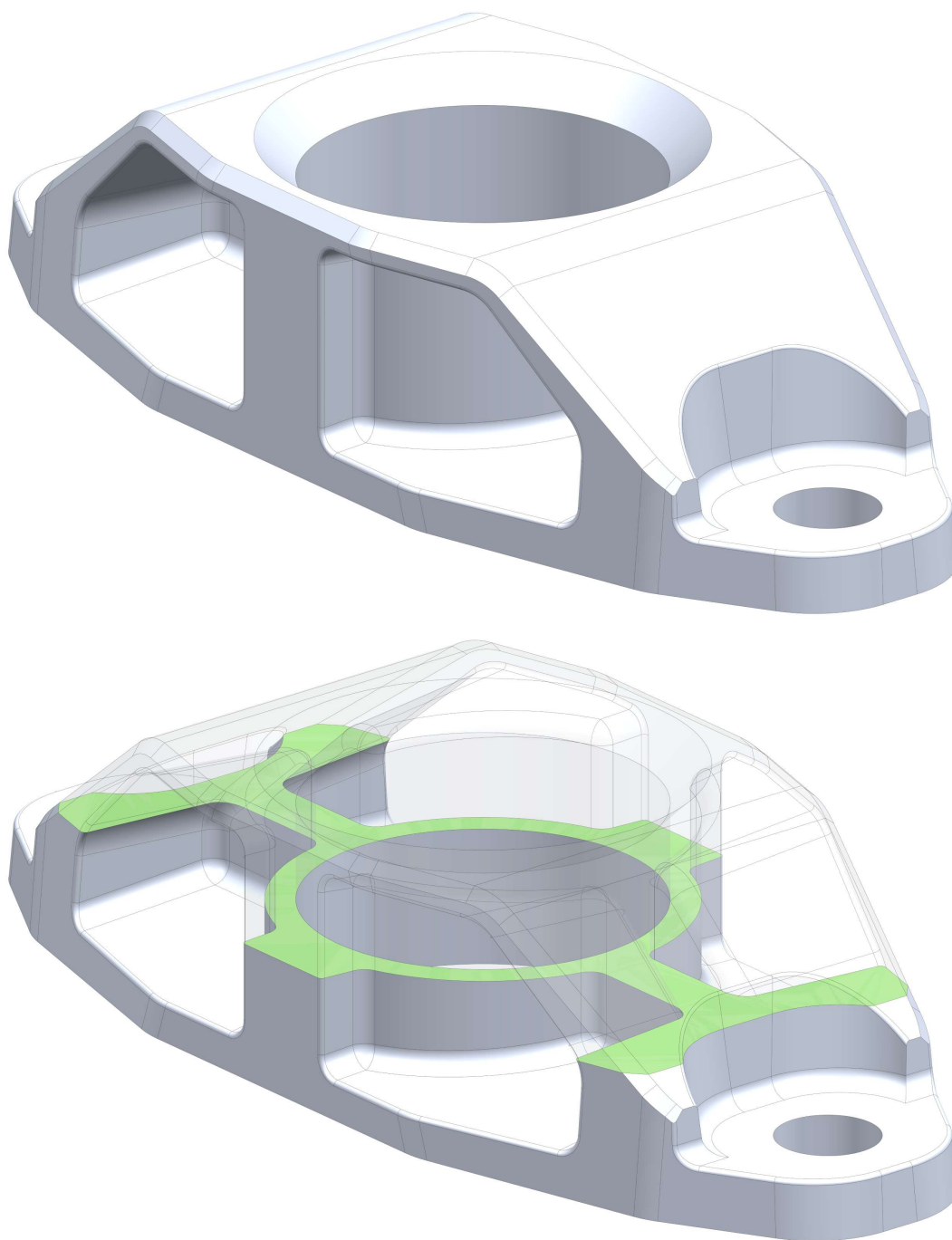
Navržený tvar optimalizované dolní patky je vyrobitelný např. za využití víceosého obrábění. Výchozím polotovarem byla zvolena tyč ocelová plochá válcovaná za tepla o velikosti 60x30-140 dle EN 10058 [52]. Na obrázku 5-31 je znázorněn předpokládaný postup obrábění optimalizované dolní patky.



a), b) – počáteční obrobení polotovaru, c) odebrání materiálu otvorů, d) zkosení hran, e) finální tvar s odlehčením v boční části

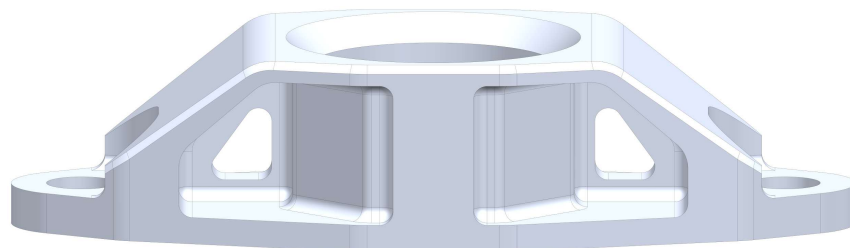
**Obr. 5-31:** Předpokládaný postup obrábění optimalizované dolní patky

Kromě toho by bylo možné využít také slévarenských technologií. Za tímto účelem byla zvolena dělicí rovina ve spodní ploše patky, přičemž hlavní a vedlejší směr vyjmutí byl navržen ve směru osy svislé a podélné. Výsledný tvar bude dále obráběn, čímž dojde k odebrání materiálu otvorů a zkosení hran. Pro umožnění snadného vyjmutí bylo zvoleno zešíkmení ploch o  $5^\circ$ , což bylo posléze ověřeno za využití plošné analýzy typu *Draft Analysis*. Zároveň bylo využito tvarově složitější boční kapsy. Druhý návrh tvaru optimalizované dolní patky za využití technologie odlévání je znázorněn 5-32. Je však nutné podotknout, že slévání je obecně výhodnější pro větší výrobní série.

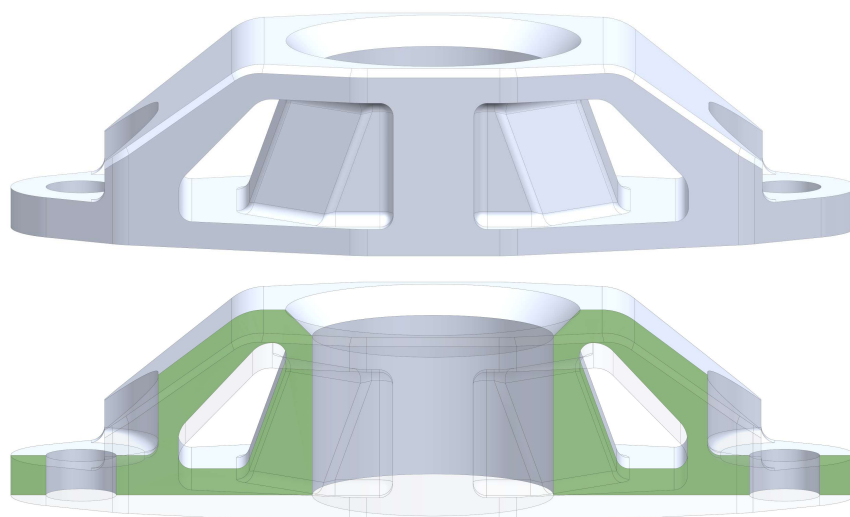


**Obr. 5-32:** Druhý návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole)

Cílem dalšího návrhu konstrukce optimalizované dolní patky bylo dodatečné odlehčení. Za tímto účelem bylo odlehčeno první navržené řešení v oblasti podélné výztuhy. Třetí, resp. čtvrtý návrh tvaru optimalizované dolní patky je znázorněn na obrázku 5-33, resp. 5-34. Lze předpokládat, že tyto návrhy budou méně tuhé, a proto je u čtvrtého návrhu využito materiálového toku o větší tloušťce stěny.



**Obr. 5-33:** Třetí návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole)



**Obr. 5-34:** Čtvrtý návrh konstrukce optimalizované dolní patky v plném zobrazení (nahore) a v řezu (dole)

Fyzikální vlastnosti navržených konstrukcí optimalizované dolní patky jsou shrnuty v tabulce 5-45. Hmotnost byla zjištěna při uvažování materiálu stávajícího řešení, tj. nerezové chrom-niklové oceli. Zároveň je zde zavedeno označování, které bude využito pro další postup. Nejvíce materiálu bylo odebráno u třetího návrhu konstrukce dolní patky. Úbytek hmotnosti zde dosahuje 60,4 %. Oproti tomu, nejméně odlehčená je paradoxně čtvrtá varianta návrhu, kde bylo uspořeno pouze 53 % materiálu.

**Tab. 5-45:** Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizované dolní patky

Konstrukce	(označení)	Objem [mm <sup>3</sup> ]	Hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
první návrh	(PD-K-01)	44 603	0,352	59,7
druhý návrh	(PD-K-02)	47 670	0,377	56,9
třetí návrh	(PD-K-03)	43 763	0,346	60,4
čtvrtý návrh	(PD-K-04)	51 991	0,411	53,0
stávající řešení		110 591	0,874	–

## Verifikace navržených konstrukcí optimalizované dolní patky

Pro verifikaci navržených konstrukcí optimalizované dolní patky bylo využito strukturální analýzy při uvažování konečno-prvkového modelu stávajícího řešení s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 4.2. Je zřejmé, že výše navržené tvary disponují vyšší tvarovou složitostí. Z toho důvodu bylo při diskretizaci využito elementů druhého řádu typu *CTETRA10* o velikosti 3 mm. Zároveň bylo umožněno lokální zjemnění sítě v oblasti zakřivených ploch elementy o velikosti v rozmezí 1,8 ÷ 3 mm. Tím bylo dosaženo vyšší přesnosti diskretizace, přičemž v souladu s poznatky uvedenými v kapitole 4.2.2 lze předpokládat, že vliv na kritickou hodnotu tuhosti bude nanejvýš jednocentní, neboť se změna týká pouze dolní patky. Nadále je tedy uvažováno omezení maximální poddajnosti, resp. minimální tuhosti zástěny s madlem v podélném směru o hodnotě 105 N · mm<sup>-1</sup>.

Navrženým konstrukcím byl na úrovni sítě přiřazen izotropní materiálový model nerezové chrom-niklové oceli. Tím byla navržena první čtveřice řešení optimalizované dolní patky, jejíž výsledné hodnoty tuhostí jsou uvedeny v tabulce 5-46, kde  $k_x$ ,  $k_y$  a  $k_z$  je tuhost zástěny ve směru podélném, příčném a svislém,  $m$  je hmotnost optimalizovaného prvku a  $\delta$  je míra odlehčení oproti stávajícímu řešení.<sup>26</sup> Bylo zjištěno, že nejtuzší konstrukcí disponuje druhý návrh, zatímco nejvyšší poddajnost byla zjištěna u návrhu třetího. Z tabulky je navíc zřejmé, že nevhodnější variantou je návrh první, který uvažuje obráběnou konstrukci (*PD-K-01*), neboť dosahuje nejvýhodnějšího poměru odlehčení a tuhosti v podélném směru. Vhodně navržené je i řešení druhé, ve kterém je uvažována odlévaná konstrukce (*PD-K-02*), avšak úbytek hmotnosti není tak zásadní. Zbylá dvě řešení jsou příliš poddajná, a proto nejsou dále uvažována.

**Tab. 5-46:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až čtvrtého návrhu optimalizované dolní patky

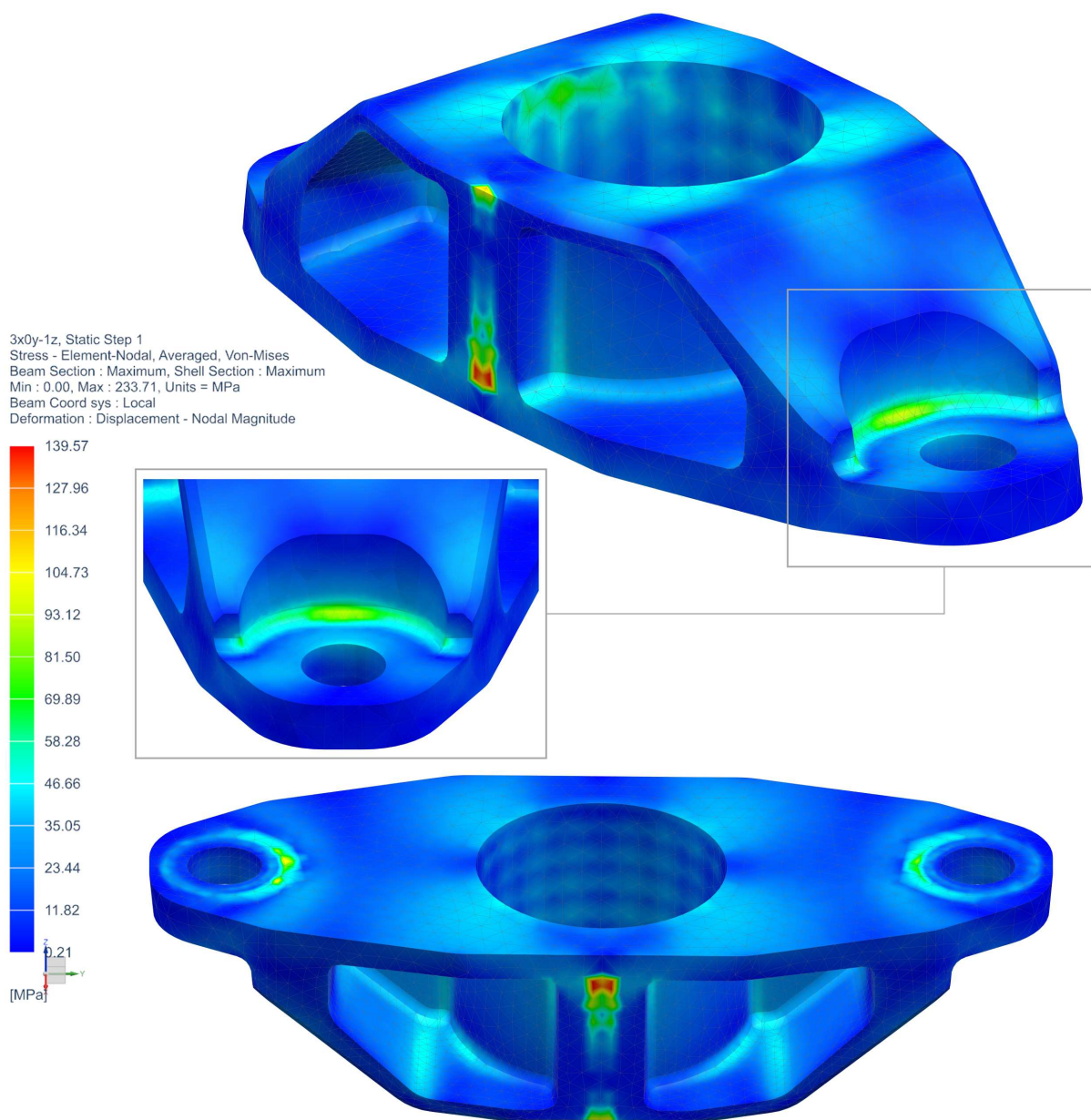
Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [N · mm <sup>-1</sup> ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
první	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-01</i> )	105,0	1086,6	65 909	0,352	59,7
druhý	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-02</i> )	105,1	1086,6	66 158	0,377	56,9
třetí	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-03</i> )	104,8	1086,6	65 239	0,346	60,4
čtvrtý	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-04</i> )	104,9	1086,7	66 259	0,411	53,0

Pro ověření prvního a druhého návrhu konstrukce optimalizované dolní patky bylo dále využito strukturální analýzy, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 5-47. Průběh redukovaného napětí druhého návrhu optimalizované dolní patky v kritickém zatěžovacím stavu je znázorněn na obrázku 5-35. Bylo zjištěno, že dochází ke koncentraci napětí v místě přivaření dolního návarku panelu. Napětí zde dosahuje maximální hodnoty 139,6 MPa, což odpovídá bezpečnosti 1,3, přičemž průměrná hodnota je zhruba sedmkrát menší. Z rozložení napětí lze usuzovat, že dochází k vyššímu využití materiálu, což je velice žádoucí. Hodnoty posunutí jsou navíc zanedbatelné, zatímco deformace potvrzují platnost Hookova zákona. Tyto poznatky jsou platné i pro první návrh.

<sup>26</sup>Pro zvýšení přehlednosti je v tabulce uveden *materiál* a *konstrukce*, jež dohromady tvoří *řešení*, resp. *návrh*. Výsledné hodnoty stávajícího řešení nejsou uvedeny z důvodu změny diskretizace. Formátování tabulky převzato i pro další řešení a kotevní prvky.

**Tab. 5-47:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního a druhého návrhu optimalizované dolní patky

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
první	nerezová ocel CrNi	(PD-K-01)	138,0	17,6	598,1	76,1	0,009	1,32
druhý	nerezová ocel CrNi	(PD-K-02)	139,6	17,6	604,8	74,2	0,009	1,30



**Obr. 5-35:** Průběh redukovaného napětí druhého návrhu optimalizované dolní patky při pohledu shora (nahore) a zdola (dole)

## Návrh optimalizované dolní patky z konvenčních materiálů

Kromě nerezové chrom-niklové oceli by bylo možné optimalizovanou patku dolní vyrobit např. z nelegované konstrukční oceli S355J2 či hliníkové slitiny EN AW 6082-T6. Ani jeden z těchto materiálů však nebyl vybrán pro návrh optimalizované zádržné tyče. Z toho důvodu by bylo vhodné nejprve nahradit stávající materiálový spoj, tj. svar, např. spojem svěrným, lepeným či vzpěrným. Pro potřeby koncepčního návrhu je však uvažováno dostatečně tuhé spojení, zohledněné aplikací okrajové podmínky slepení.

Vlastnosti těchto materiálů, uvedené v tabulce 5-4 a 5-10, byly diskretizovanému modelu dolní patky přiřazeny materiálovým modelem s izotropním chováním, přičemž v obou případech byla uvažována obráběná konstrukce (*PD-K-01*). Výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou shrnuty v tabulce 5-48. Bylo zjištěno, že ocelová, resp. hliníková konstrukce optimalizované dolní patky je dostatečně tuhá, resp. příliš poddajná.

Na základě toho byl proveden přepočít šestého návrhu při vyztužení konstrukce a odebrání bočního odlehčení. Tím bylo dosaženo podélné tuhosti o hodnotě  $103,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$  a  $103,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Z toho vyplývá, že hliníková slitina není vhodná pro výrobu dolní patky, neboť její tuhost ovlivňuje tuhost celé zástěny, a proto není dále uvažována.

Pátý návrh optimalizované dolní patky byl dále ověřen za využití strukturální analýzy pro kritické zatěžovací stavy. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tabulce 5-49, z čehož vyplývá, že bylo dosaženo téměř stejných výsledků jako u prvních dvou návrhů. Napětí se lehce zvýšilo, viz průběh na obrázku 5-36, což je zanedbatelné z důvodu vyšší únosnosti. S ohledem na to je zřejmé, že by návrh vyhověl i při uvažování méně pevného materiálu, např. oceli S235JR. Na základě toho lze usuzovat, že použití nelegované konstrukční oceli je velice výhodné pro obráběnou konstrukci optimalizované dolní patky.

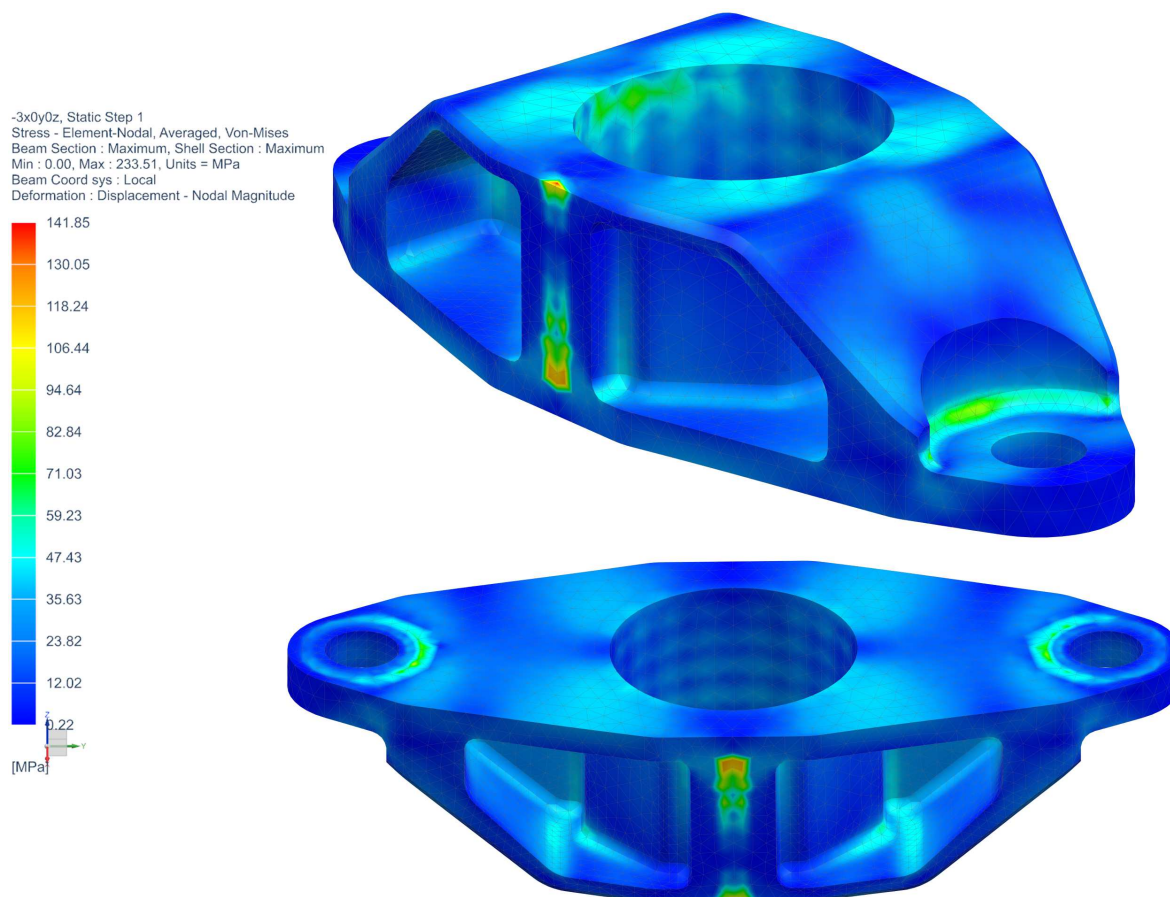
**Tab. 5-48:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého a šestého návrhu optimalizované dolní patky

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
pátý	S355J2	( <i>PD-K-01</i> )	105,1	1086,6	66 146	0,352	59,7
šestý	EN AW 6082-T6	( <i>PD-K-01</i> )	102,4	1086,3	59 331	0,121	86,2

**Tab. 5-49:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého návrhu optimalizované dolní patky

Návrh	Materiál (konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
		max.	prům.	max.	prům.		
pátý	S355J2 ( <i>PD-K-01</i> )	141,8	17,7	585,4	73,0	0,009	2,17





**Obr. 5-36:** Průběh redukovaného napětí páteho návrhu optimalizované dolní patky při pohledu shora (nahore) a zdola (dole)

### Návrh optimalizované dolní patky z nekonvenčních materiálů

Další návrh optimalizované dolní patky se zabýval využitím nekonvenčních materiálů. Navržená konstrukce je vyrobitelná nejen prostřednictvím obrábění či odlévání, ale i pomocí 3D tisku. V korelaci s tím byly zvoleny následující materiály na bázi polymerů:

- Polyamid PA12 GB (HP MJF) se 40 % výztuží ze skelných částic, který je vhodný pro 3D tisk spékáním prášku neboli MJF. V důsledku vyztužení dosahuje vyšších tuhostí a zároveň se snižuje riziko deformace v důsledku tiskové chyby, tzv. warping. Polyamid PA12 GB disponuje vysokou mírou znovupoužitelnosti prášku, tvarovou přesností tištěných součástí a nízkou hmotností, avšak vzhledem k nižší únosnosti se hodí spíše pro méně namáhané díly. [53]
- Nevyztužený termoplast Victrex® PEEK 450G, jež se běžně využívá pro vstřikování, vytlačování či 3D tisk. Hlavní předností polyetheretherketonu je vysoká odolnost proti působení okolního prostředí, znovupoužitelnost a výhodné mechanické vlastnosti. Je pevnější a tužší než polyamid PA12 GB, přestože není vyztužený, a disponuje vysokým bodem vznícení, což je velice žádoucí z hlediska požární bezpečnosti. Používá se zejména pro středně namáhané strojní součásti. [54]
- Polypropylen Taroforce PP 30-12 s 30 % výztuží ze skelných vláken o délce 12 mm. Je charakteristický vysokou nárazovou odolností, pevností a odolností proti vnějšímu prostředí. Zároveň dosahuje značné strukturální a tvarové stálosti, přičemž rozsáhlé využití nachází např. v automobilovém průmyslu. [55]

Základní vlastnosti výše uvedených materiálů jsou shrnuty v tabulce 5-50. Polymerní materiály disponují značnou mírou anizotropie, a proto by bylo nezbytné zajistit správnou orientaci dílu při výrobě. To představuje poměrně rozsáhlou problematiku, která přesahuje rozsah dané koncepční studie. Z toho důvodu byly vybrány nejméně výhodné směry, což umožnilo využití materiálových modelů s izotropním chováním. Tím byla zvýšena obecná bezpečnost a univerzálnost návrhu, což je výhodné v případě reálné implementace optimalizovaného návrhu za využití polymerů.

**Tab. 5-50:** Shrnutí materiálových parametrů vybraných polymerních materiálů [53, 54, 55]

Materiál	$E$ [MPa]	$\mu$ [-]	$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_D$ [MPa]
PA12 GB (HP MJF)	2500	0,43	1300	30	20
Victrex® PEEK 450G	3500	0,40	1300	97	65
Taroforce PP 30-12	7000	0,42	1120	105	70

Sedmý až devátý návrh byl koncipován za využití polymerních materiálů při uvažování slévateľné konstrukce, kterou by bylo možné i vytisknout. Výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-51. Bylo zjištěno, že polymerní materiály nejsou vhodné pro výrobu optimalizované dolní patky, přestože dosahují velmi značného odlehčení. Nepomohlo přitom ani uvažování vyztužené či neodlehčené konstrukce, kde byla nalezena nejvyšší hodnota podélné tuhosti 92,1 N · mm<sup>-1</sup>. Tím bylo potvrzeno, že dolní patka musí být vyrobena z dostatečně tuhého materiálu, aby nedošlo ke zvýšení poddajnosti celé zástěny s madlem.

**Tab. 5-51:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností sedmého až devátého návrhu optimalizované dolní patky

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [N · mm <sup>-1</sup> ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
sedmý	PA12 GB	(PD-K-02)	79,5	1084,2	34 927	0,062	92,9
osmý	PEEK 450G	(PD-K-02)	82,2	1084,5	36 388	0,062	92,9
devátý	PP 30-12	(PD-K-02)	86,0	1085,0	40 675	0,053	93,9

### 5.3.2 Návrh optimalizovaného řešení horní příruby s výztuhou

Topologické optimalizace bylo dále využito pro návrh optimalizovaného řešení horní příruby s výztuhou, která umožňuje kotvení madla v horní části do horního držáku a konstrukce podstropní. V rámci stávajícího řešení je horní příruba s výztuhou vyrobena z nerezové chrom-niklové oceli, váží zhruba 0,8 kg a je součástí svařence madla.

#### Nastavení topologické optimalizace horní příruby s výztuhou

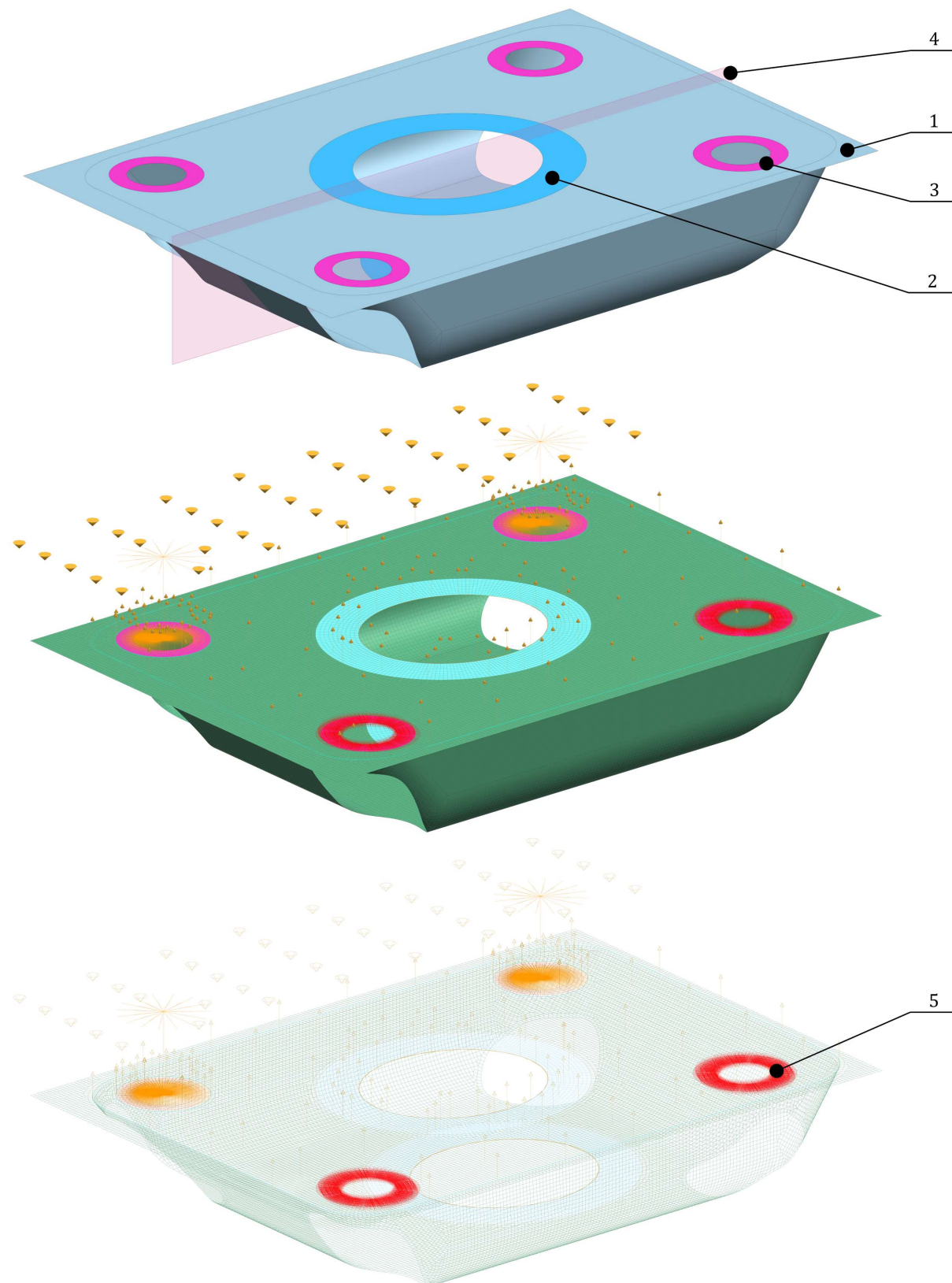
Při návrhu optimalizovaného řešení horní příruby s výztuhou bylo využito topologické optimalizace, do níž vstupoval konečno-prvkový model zástěny s madlem s okrajovými podmínkami definovanými v kapitole 4.2.1. Celkem byly provedeny dva výpočty:

- *PH-TO-01* pro nalezení optimálního materiálového toku bez omezení zástavby,
- *PH-TO-02* pro nalezení optimálního materiálového toku,

s následujícím nastavením:

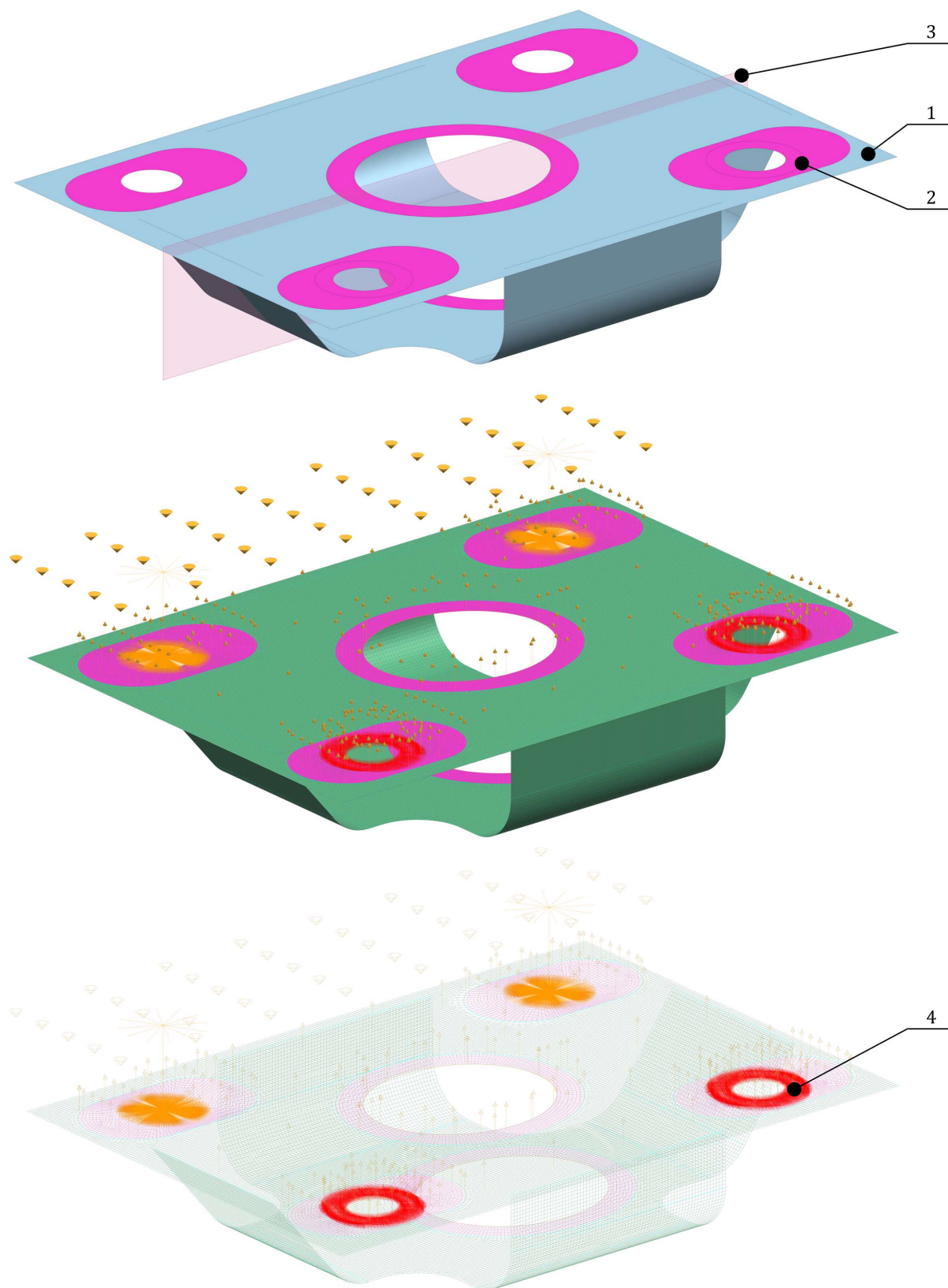
- *Optimalizační prostor* v obou případech vycházel ze střednicové plochy stávajícího řešení horní příruby s výztuhou. V rámci první optimalizace (*PH-TO-01*) byla uvažována fixní poloha šroubových spojů, což vedlo k uzavření geometrie výztuhy při současném zachování dostatečného prostoru pro gola ořech, zatímco ve výpočtu druhém (*PH-TO-02*) byla geometrie převzata beze změny. Diskretizace prvního a druhého optimalizačního prostoru byla provedena za využití elementů druhého řádu typu *CQUAD8* o velikosti 0,8 mm a 0,7 mm. Návaznost na bezprostřední okolí byla zajištěna oddělením, popř. zmrazením elementů v oblasti svarových spojů a dosedacích ploch šroubů.
- *Objektivní funkce* bylo zvýšení poddajnosti při současném snížení hmotnosti. Výsledná hmotnost byla shora omezena hodnotou 0,35 %, což odpovídá přibližně 44 % hmotnosti stávajícího řešení.
- *Technologická omezení* byla zvolena za účelem zohlednění symetrie podle roviny  $yz$ . Minimální velikost materiálového toku byla uvažována 10 mm (*PH-TO-01*) a 5 mm (*PH-TO-02*). Kromě toho bylo definováno také omezení tzv. šachovnicového efektu kladnou hodnotou rádiusu.
- *Zatěžovací stavy* byly zvoleny s ohledem na zavedené podmínky symetrie pro lineární statickou analýzu, tj.  $3x0y-1z$ ,  $0x1y-1z$ ,  $0x-1y-1z$  a  $0x0y3z$ , při současném zanedbání předpínacích sil šroubových spojů.
- *Nastavení řešiče* bylo zvoleno pro využití metody RAMP s penalizací o hodnotě 5.

Vstup pro iterační řešič tvořený optimalizačním prostorem a konečno-prvkovým modelem horní příruby s okrajovými podmínkami pro první a druhý optimalizační výpočet je znázorněn na obrázku 5-37 a 5-38.



1 – optimalizační prostor, 2 – oblast zmrazených elementů, 3 – oddělená plocha,  
4 – rovina symetrie  $\hat{y}z$ , 5 – vetknutí dosedací plochy

**Obr. 5-37:** Znázornění prvního optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horní příruby s výztuhou s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole)



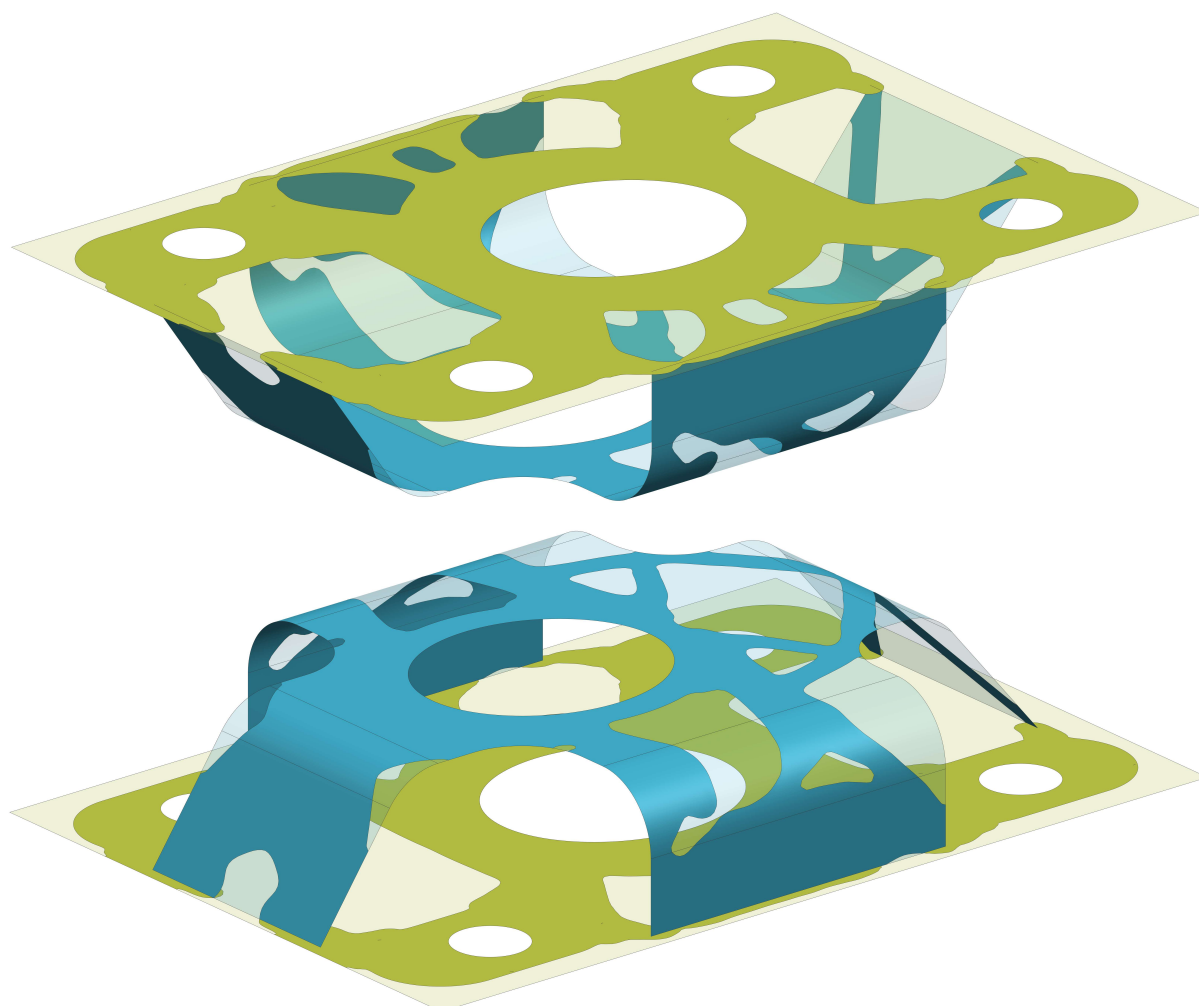
1 – optimalizační prostor, 2 – oddělená plocha, 3 – rovina symetrie  $\hat{y}z$ ,  
4 – vetknutí dosedací plochy

**Obr. 5-38:** Znázornění druhého optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horní příruby s výtuhou s okrajovými podmínkami v plném (uprostřed) a drátovém zobrazení (dole)

### Výsledky topologické optimalizace horní příruby s výztuhou

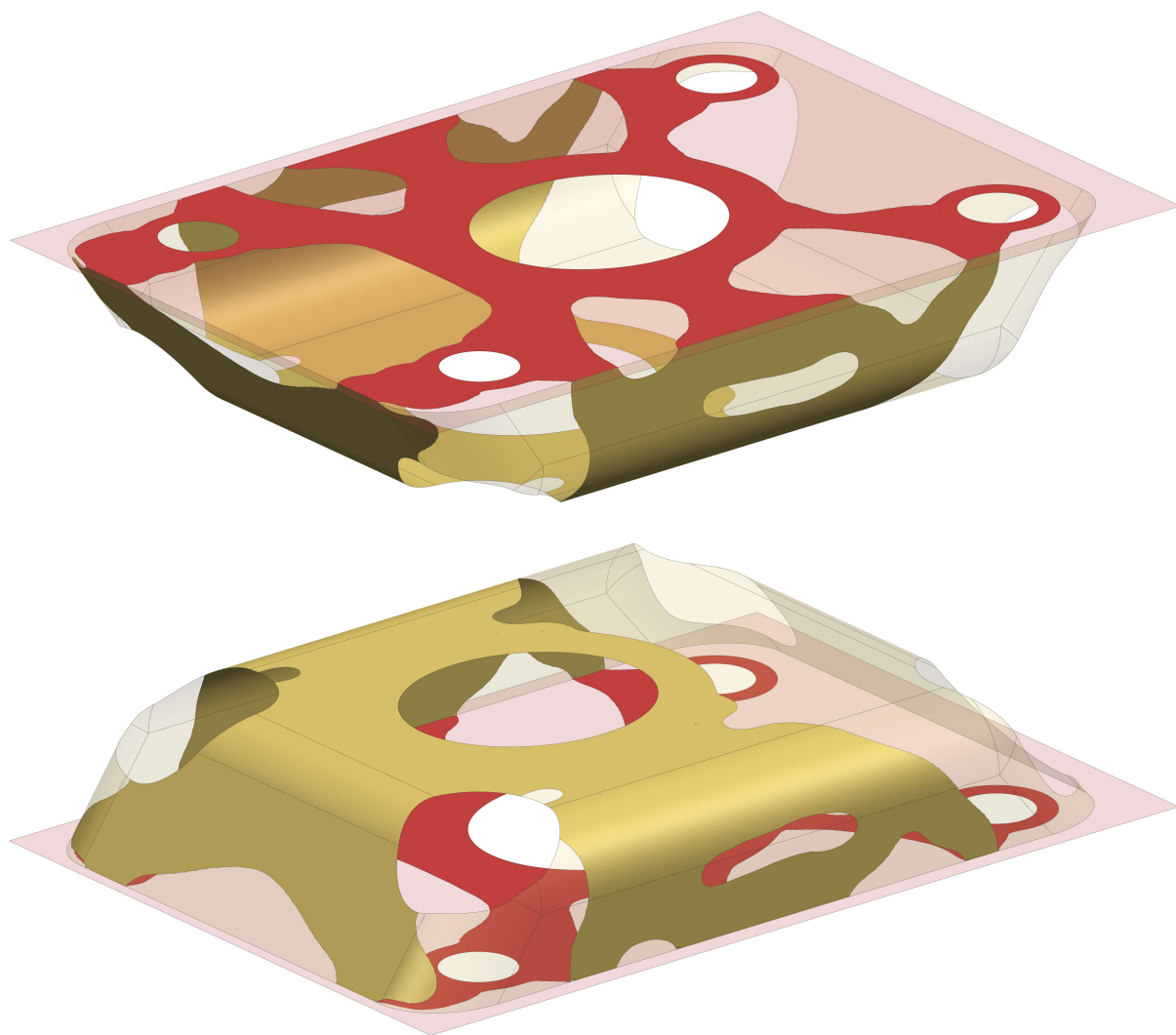
Výpočet dílčích topologických optimalizací horní příruby s výztuhou byl realizován na počítači s osmi-jádrovým procesorem, přičemž první a druhý optimalizační prostor tvořilo celkem 35 551 a 31 327 elementů s meziuzly, zatímco počet iteračních cyklů byl shora omezen hodnotou 300.

Výsledná struktura první topologické optimalizace horní příruby s výztuhou (*PH-TO-01*), které bylo dosaženo po 239 iteracích, je znázorněna na obrázku 5-39. Optimalizační výpočet trval přibližně 68 h, což přibližně odpovídá výpočetnímu času 17 min na jeden iterační cyklus. Odlehčení výztuhy je nejvíce patrné ve směru kolmém na směr jízdy, což vhodně kompenzuje robustní materiálové toky ve zbylých částech. Oproti tomu, materiálové toky příruby jsou jemnější, ale zároveň i četnější, a směřují od středového otvoru k okrajům. Je přitom zřejmé, že nejvíce materiálu bylo ponecháno ve směru podélném, což je v korelaci s uvažovanými okrajovými podmínkami. Navíc bylo zjištěno, že využití skořepinového konečno-prvkového modelu horní příruby s výztuhou je velice výhodné z hlediska konvergence výpočtu.



**Obr. 5-39:** Výsledná struktura první topologické optimalizace horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole)

Druhá topologická optimalizace horní příruby s výztuhou, jejíž výsledná struktura je patrná na obrázku 5-40, zohledňovala výrobní nepřesnosti hrubé stavby dle požadavků zadavatele [1]. Výsledku bylo dosaženo již po 59 iteračních cyklech. Výpočet trval 22 h, což odpovídá výpočetní náročnosti 22 min 30 s na jednu iteraci. Lze předpokládat, že výpočetní náročnost byla zvýšena v důsledku zjemnění sítě diskretizovaného modelu. Výsledná struktura disponuje poměrně ucelenými materiálovými toky, které svou dispozicí zohledňují omezený optimalizační prostor výztuhy. To potvrzuje správnost nastavení topologické optimalizace.



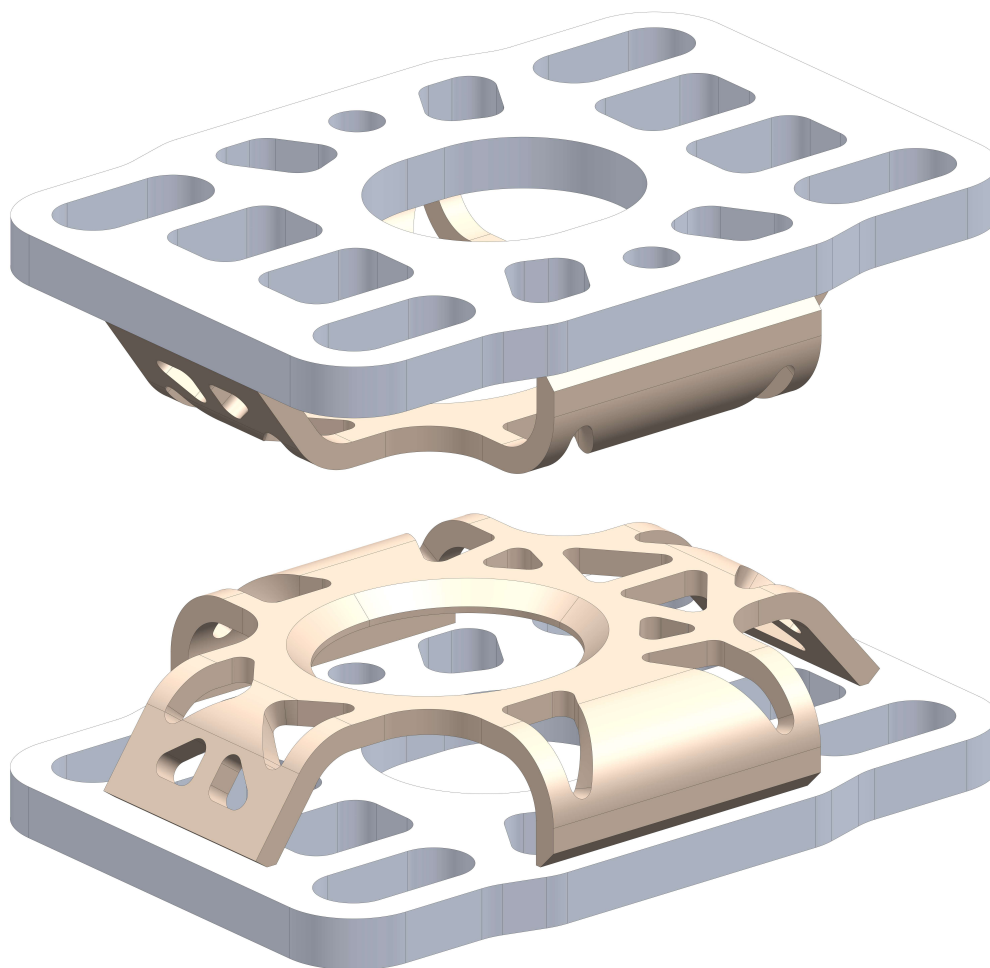
**Obr. 5-40:** Výsledná struktura druhé topologické optimalizace horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole)

S ohledem na výše uvedené je zřejmé, že pro danou koncepční studii je výsledek první topologické optimalizace (*PH-TO-01*) nepoužitelný, neboť konstrukce výztuhy nesmí omezovat přístup k otvorům pro šroubové spoje, jejichž polohu ovlivňují výrobní nepřesnosti nosné struktury. Pro další postup konstrukčního charakteru je proto uvažována výsledná struktura druhého optimalizačního výpočtu (*PH-TO-02*).

## Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizované horní příruby s výztuhou

Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizované horní příruby s výztuhou vycházel z výsledků druhé topologické optimalizace (*PH-TO-02*). Předpokládá se, že v případě reálné implementace bude využito stávajícího technologického postupu, který umožňuje dosažení vysoké tvarové složitosti. To znamená, že pomocí laserového řezání kovů budou nejprve vytvořeny plechové výpalky odpovídajících tvarů a rozměrů, načež dojde k ohnutí výztuhy a vzájemnému svaření dílčích částí.

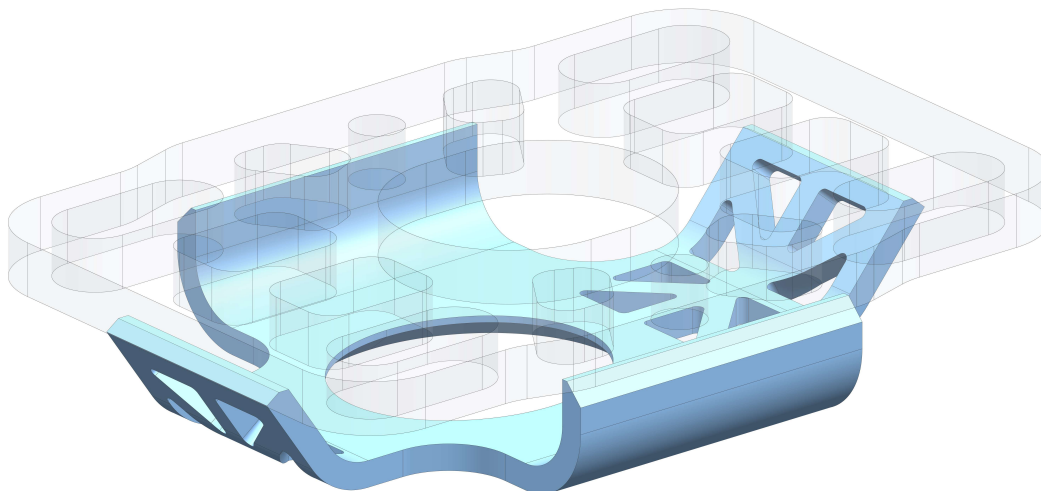
Generický model optimalizované horní příruby s výztuhou, znázorněný na obrázku 5-41, byl vytvořen za využití modulu určeného pro tvorbu plechových dílů, tzv. *Sheetmetal* v rámci použitého softwaru Siemens NX 1888. První návrh disponuje značným odlehčením jak příruby, tak i výztuhy. Pro dosažení odpovídající tuhosti byla navržena minimální tloušťka stěny příruby a výztuhy o velikosti 6 mm a 4 mm. Střední část konstrukce, v níž se předpokládá přivaření k zádržné tyči, byla zachována. Zároveň byla zajištěna dostatečná velikost dosedacích ploch šroubových spojů. Tím byl zohledněn požadavek návaznosti na okolní konstrukční celky.



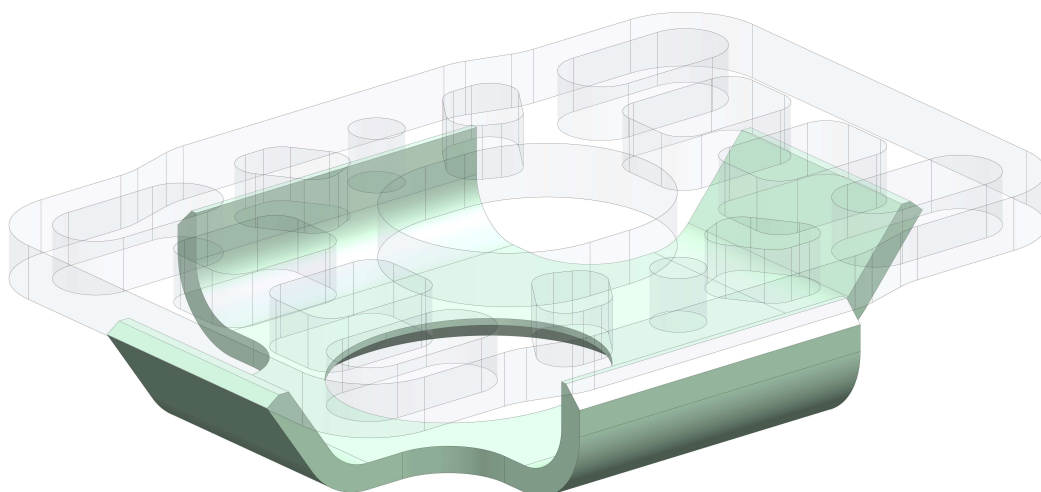
**Obr. 5-41:** První návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou při pohledu shora (nahore) a zdola (dole)

Předpokládá se, že odlehčení výztuhy povede ke snížení tuhosti celé zástěny. Z toho důvodu je v rámci druhého, resp. třetího návrhu uvažována méně odlehčená, resp. stávající konstrukce výztuhy. Situace je znázorněna na obrázku 5-42, resp. 5-43. Model příruby byl v obou případech převzat z prvního návrhu.





**Obr. 5-42:** Druhý návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou



**Obr. 5-43:** Třetí návrh konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou

Navržené konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou jsou symetrické podle roviny  $y-z$  a dosahují fyzikálních vlastností shrnutých v tabulce 5-52. Hmotnost byla zjištěna při uvažování materiálu stávajícího řešení, tj. nerezové chrom-niklové oceli. Zároveň je zde zavedeno označování, které bude využito pro další postup. Je zřejmé, že nejvíce odlehčená je první navržená konstrukce, u níž bylo oproti stávajícímu řešení odebráno 27,4 % materiálu. Oproti tomu, nejrobustnější konstrukcí disponuje návrh třetí, který i při zachování stávající výztuhy dosahuje odlehčení o hodnotě 20,8 %.

**Tab. 5-52:** Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizované horní příruby s výztuhou

Konstrukce	(označení)	Objem [mm <sup>3</sup> ]	Hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
první návrh	(PH-K-01)	73 348	0,579	27,4
druhý návrh	(PH-K-02)	76 941	0,608	23,8
třetí návrh	(PH-K-03)	80 004	0,632	20,8
stávající řešení		101 021	0,798	–

## Verifikace navržených konstrukcí optimalizované horní příruby s výztuhou

Za účelem ověření navržených konstrukcí optimalizované horní příruby s výztuhou bylo využito strukturální analýzy při uvažování konečno-prvkového modelu stávajícího řešení s okrajovými podmínkami popsány v kapitole 4.2.1. Diskretizace tvarově složitých geometrií byla provedena za využití elementů prvního řádu typu CQUAD4 o velikosti 2 mm. Pro zajištění konzistentních výsledků byla navíc aplikována podmínka fixního počtu 36 elementů po obvodu zádržné trubky. V důsledku změny diskretizace oproti stávajícímu řešení se předpokládá zkreslení výsledků tuhostní analýzy o  $\pm 1\%$ .

Navrženým konstrukcím optimalizované horní příruby s výztuhou byl v použitém pre-processoru přiřazen materiálový model stávajícího řešení, tedy nerezové chrom-niklové oceli. Tím byly navrženy první tři optimalizovaná řešení horní příruby s výztuhou, jejichž výsledné hodnoty tuhostí jsou uvedeny v tabulce 5-53. Bylo zjištěno, že nejvyšší tuhosti, resp. poddajnosti dosahuje návrh třetí, resp. první, což potvrdilo počáteční předpoklad. Je přitom zřejmé, že úspora 60 g materiálu nestojí za snížení podélné tuhosti celé zástěny s madlem o 0,5 %, a proto je nadále uvažována pouze třetí navržená konstrukce s neodlehčenou výztuhou.

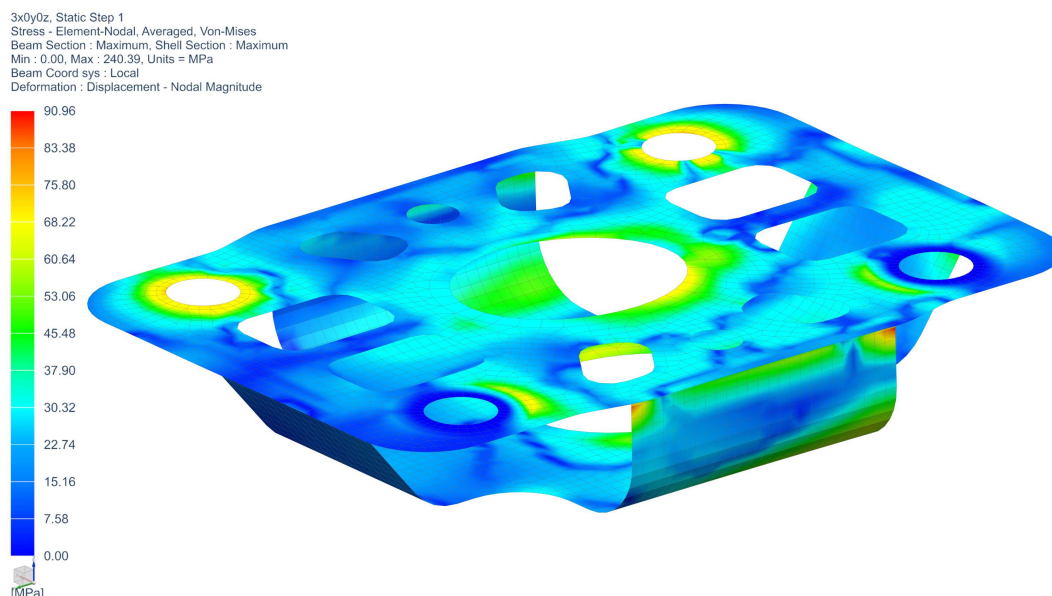
**Tab. 5-53:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
první	nerezová ocel CrNi	(PH-K-01)	106,4	1097,5	70 811	0,579	27,4
druhý	nerezová ocel CrNi	(PH-K-02)	106,7	1097,6	70 831	0,608	23,8
třetí	nerezová ocel CrNi	(PH-K-03)	106,9	1097,6	70 851	0,632	20,8

Nejvhodnější konstrukce optimalizované horní příruby s výztuhou byla dále podrobena lineární statické analýze při uvažování kritických zatěžovacích stavů dle poznatků uvedených v kapitole 4.2, jejíž výsledky jsou obsaženy v tabulce 5-54. Oproti stávajícímu řešení došlo ke zvýšení napětí přibližně o polovinu, viz průběh na obrázku 5-44. To je zanedbatelné, neboť nedochází k překročení dovoleného napětí. Zbylé výsledky nejsou nikterak stěžejní, a proto lze návrh hodnotit jako vyhovující.

**Tab. 5-54:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
třetí	nerezová ocel CrNi	(PH-K-03)	91,0	23,2	349,1	88,6	0,027	2,53



**Obr. 5-44:** Průběh redukováného napětí třetího návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou

### Návrh optimalizované horní příruby s výztuhou z konvenčních materiálů

Návrh optimalizované horní příruby s výztuhou se dále zabýval použitím nelegované konstrukční oceli S355J2 a hliníkové slitiny EN AW 6082-T6. Shrnutí výsledků tuhostní analýzy je uvedeno v tabulce 5-55, z níž vyplývá, že konstrukce z hliníkové slitiny je příliš poddajná. To dále potvrzuje nezbytnost využití dostatečně tuhého materiálu pro návrh optimalizované horní příruby s výztuhou. Páté navržené řešení bylo navíc ověřeno za využití lineární statické analýzy, viz výsledky shrnuté v tabulce 5-56, které jsou de facto shodné s výsledky třetího návrhu, a proto nejsou blíže popsány.

**Tab. 5-55:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého a pátého návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
čtvrtý	S355J2	(PH-K-03)	107,0	1097,6	70 861	0,632	20,8
pátý	EN AW 6082-T6	(PH-K-03)	103,4	1097,1	70 395	0,217	72,8

**Tab. 5-56:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy čtvrtého návrhu optimalizované horní příruby s výztuhou

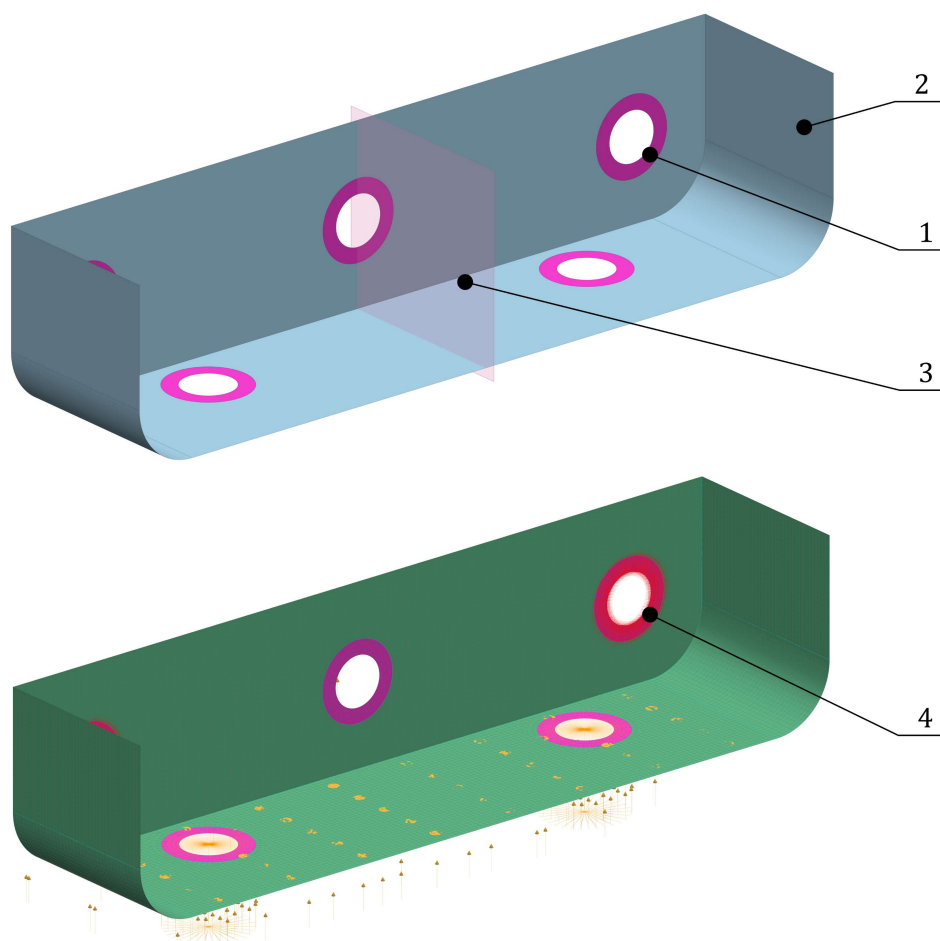
Návrh	Materiál (konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
		max.	prům.	max.	prům.		
čtvrtý	S355J2 (PH-K-03)	91,6	22,8	334,8	85,2	0,026	3,36

### 5.3.3 Návrh optimalizovaného řešení horního držáku

Předposledním bodem zájmu byl horní držák, který slouží ke kotvení madla, resp. horní příruby do konstrukce podstropní. Stávající horní držák je svařený z ohýbaných vypalovaných plechů z nerezové chrom-niklové oceli a dosahuje hmotnosti přibližně 0,5 kg. Návaznost horního držáku na okolní konstrukční celky je realizována prostřednictvím šroubových spojů, což umožňuje použití téměř libovolného materiálu.

#### Nastavení topologické optimalizace horního držáku

Návrh optimalizovaného řešení horního držáku za využití topologické optimalizace vycházel z konečno-prvkového modelu zástěny s madlem s okrajovými podmínkami definovanými v kapitole 4.2.1. Byl proveden pouze jeden iterační výpočet (*DH-TO-01*), jehož cílem bylo nalézt optimální tok materiálu. Nastavení optimalizačního výpočtu bylo z větší části převzato z topologické optimalizace horního držáku, viz kapitola 5.3.2. Rozdíl spočíval pouze v optimalizačním prostoru, který je znázorněný na obrázku 5-45, pro jehož diskretizaci bylo využito elementů typu *CQUAD8* o velikosti 1 mm, omezení maximální hmotnosti hodnotou 0,22 kg, aplikování podmínky symetrie podle roviny  $xz$  a uvažování zatěžovacích stavů  $3x0y-1z$ ,  $-3x0y-1z$ ,  $0x1y-1z$  a  $0x0y3z$ .



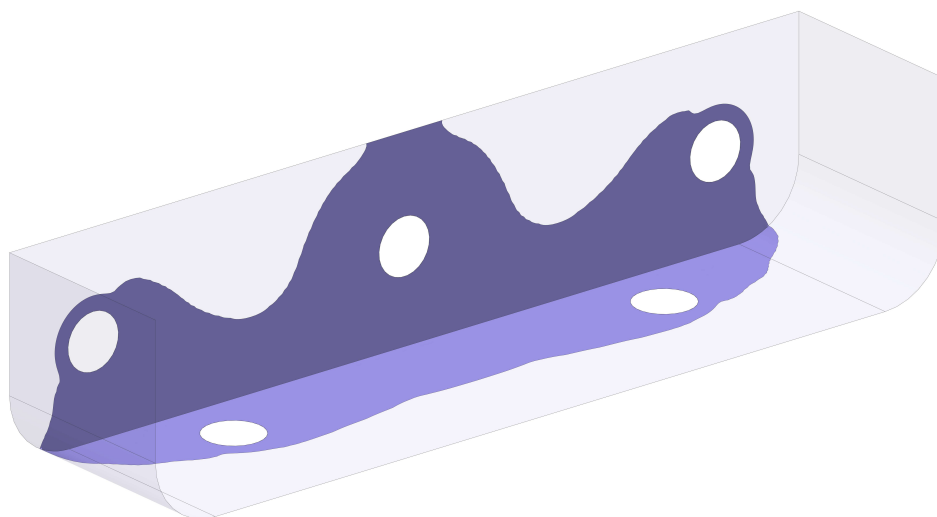
1 – optimalizační prostor, 2 – oddělená plocha, 3 – rovina symetrie  $xz$ ,  
4 – vetknutí dosedací plochy

**Obr. 5-45:** Znázornění optimalizačního prostoru (nahore) a konečno-prvkového modelu horního držáku s okrajovými podmínkami (dole)

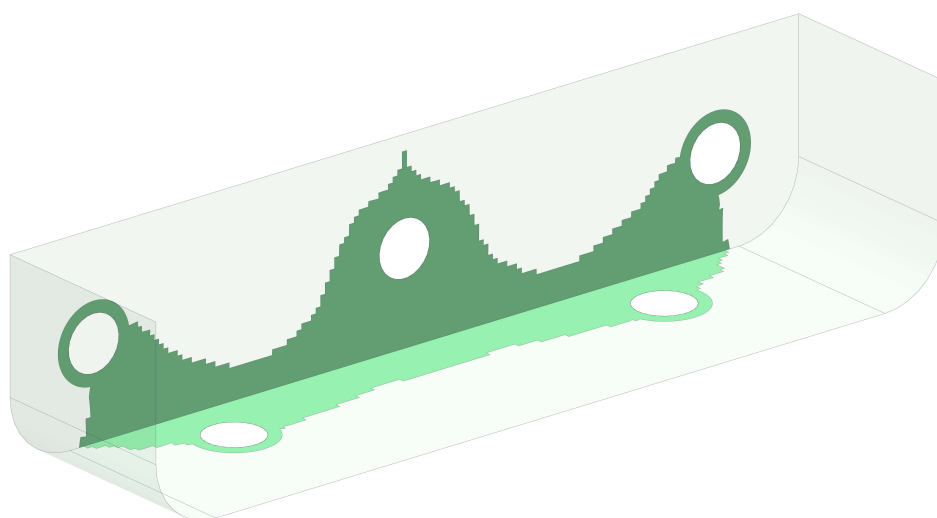
## Výsledky topologické optimalizace horního držáku

Pro výpočet topologické optimalizace horního držáku bylo využito počítače s osmi-jádrovým procesorem. Do řešiče vstupoval optimalizační prostor tvořený 13 986 elementy. Počet iteračních cyklů byl shora omezen hodnotou 150, neb se předpokládalo rychlé dosažení konvergence.

Výsledné struktury topologické optimalizace horního držáku (*DH-TO-01*), znázorněné na obrázku 5-46, bylo dosaženo již po 99 iteračních cyklech, což při celkovém čase přibližně 13 h 30 min odpovídá výpočetní náročnosti 7,5 min na jednu iteraci. Z obrázku je přitom patrné, že výpočtem získaný ideální materiálový tok směřuje od střední části horního držáku směrem k dosedacím plochám šroubových spojů. Získaná struktura je ucelená a poměrně robustní, což je žádoucí. Vysoká míra konvergence dále potvrzuje potenciál materiálu v prostoru vyobrazený na obrázku 5-47. Této výsledné struktury bylo dosaženo dolním omezením pseudohustoty dílčích elementů hodnotou blížíící se k jedné.



Obr. 5-46: Výsledná struktura topologické optimalizace horního držáku



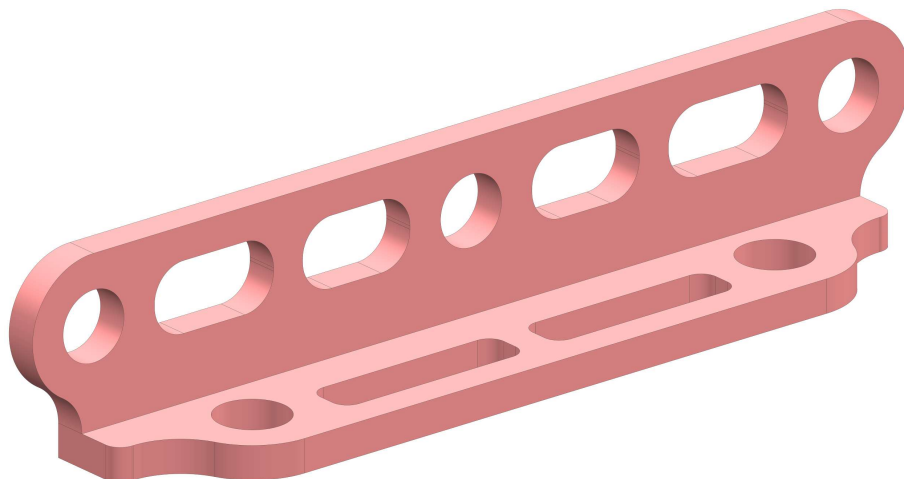
Obr. 5-47: Nejvíce odlehčená struktura topologické optimalizace horního držáku

## Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizovaného horního držáku

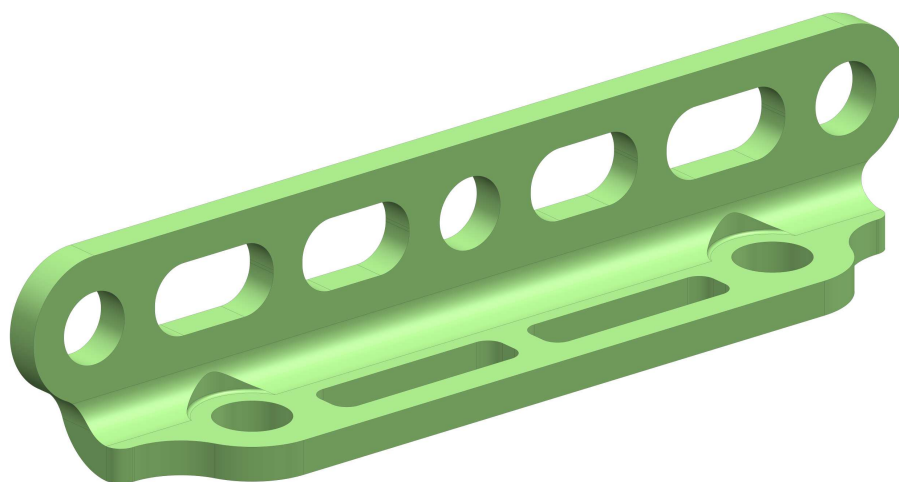
Návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku byl založen na výsledcích provedené topologické optimalizace. Generický model optimalizovaného horního držáku byl vytvořen za využití modulu určeného pro tvorbu plechových konstrukcí, tzv. *Sheetmetal* v rámci použitého softwaru Siemens NX 1888. Pro navržení dostatečně tuhé konstrukce byla zvolena minimální tloušťka stěny o hodnotě 5 mm. Vzniklý model byl dále upraven s ohledem na předpokládanou technologii výroby, načež vznikly tři varianty:

- konstrukce výrobitelná svařením plechových výpalků (*DH-K-01*), viz obrázek 5-48,
- konstrukce výrobitelná ohýbáním plechových výpalků (*DH-K-02*), viz obrázek 5-49,
- konstrukce výrobitelná 3D řezáním kovů laserem (*DH-K-03*), viz obrázek 5-50.

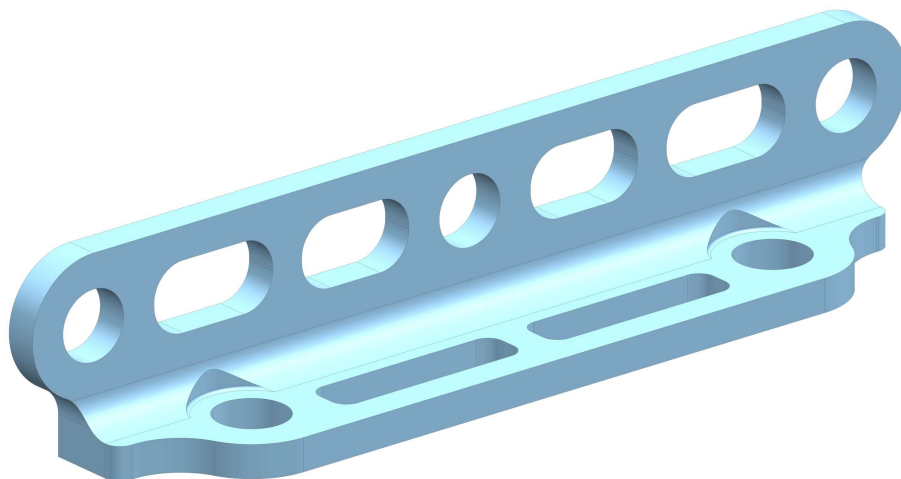
Nevýhoda ohýbané a 3D vypalované konstrukce spočívá v nutnosti obrobení dosedacích ploch šroubových spojů v oblasti přechodového rádiusu. Dále je zřejmé, že ohýbaná konstrukce disponuje menší kontaktní plochou přicházející do styku s bezprostředním okolím, zatímco hlavní předností 3D vypalované konstrukce je možnost použití normalizovaného rovnoramenného *L*-profilu dle ČSN EN 10056-1 [56]. Svařovaná konstrukce oproti tomu představuje jakýsi kompromis, přestože sestává ze dvou částí.



Obr. 5-48: První návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku



Obr. 5-49: Druhý návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku



**Obr. 5-50:** Třetí návrh konstrukce optimalizovaného horního držáku

Navržené konstrukce optimalizovaného horního držáku jsou symetrické podle roviny  $xz$  a disponují fyzikálními vlastnostmi uvedenými v tabulce 5-57. Hmotnost byla zjištěna při uvažování materiálu stávajícího řešení, jíž je nerezová chrom-niklové ocel. Zároveň je zde zavedeno označování, které bude využito v dalším textu. Z výsledných hodnot je zřejmé, že nejnižší hmotnosti dosahuje druhá konstrukce, u níž oproti stávajícímu řešení došlo k odebrání 66,3 % materiálu. Nejvíce materiálu bylo zachováno u konstrukce třetí.

**Tab. 5-57:** Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizovaného horního držáku

Konstrukce	(označení)	Objem [mm <sup>3</sup> ]	Hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
první návrh	(DH-K-01)	25 420	0,201	63,0
druhý návrh	(DH-K-02)	23 183	0,183	66,3
třetí návrh	(DH-K-03)	26 059	0,206	62,1
stávající řešení		68 703	0,543	–

### Verifikace navržených konstrukcí optimalizovaného horního držáku

Obdobně jako u předchozích kotevních prvků, i zde byly navržené konstrukce verifikovány za využití strukturální analýzy při uvažování konečno-prvkového modelu stávajícího řešení s okrajovými podmínkami uvedenými v kapitole 4.2.1. Pro zvýšení přesnosti numerické simulace bylo využito elementů prvního řádu typu  $CQUAD4$  o velikosti 1,5 mm. Předpokládá se, že tato změna diskretizace nikterak neovlivní výsledné hodnoty.

Diskretizovanému modelu navržených konstrukcí optimalizovaného horního držáku byl v použitém pre-procesoru přiřazen materiálový model stávajícího řešení, tj. nerezová chrom-niklová ocel. Výsledné hodnoty tuhostní analýzy jsou shrnuty v tabulce 5-58. Bylo zjištěno, že z hlediska tuhosti je nejvýhodnější první a třetí konstrukce. Konstrukce druhá je sice nejvíce odlehčená, ale i nejméně tuhá. Pro další postup byla, s ohledem na požadavky plynoucí z návaznosti na okolí, vybrána svařovaná konstrukce, která je vyrobitelná např. i vstřikováním či 3D tiskem. Z výsledků dále vyplývá, že vliv odlehčení horního držáku na tuhost zástěny s madlem je zanedbatelný, a proto se další návrh bude zabývat využitím jak materiálů konvenčních, tak i nekonvenčních.

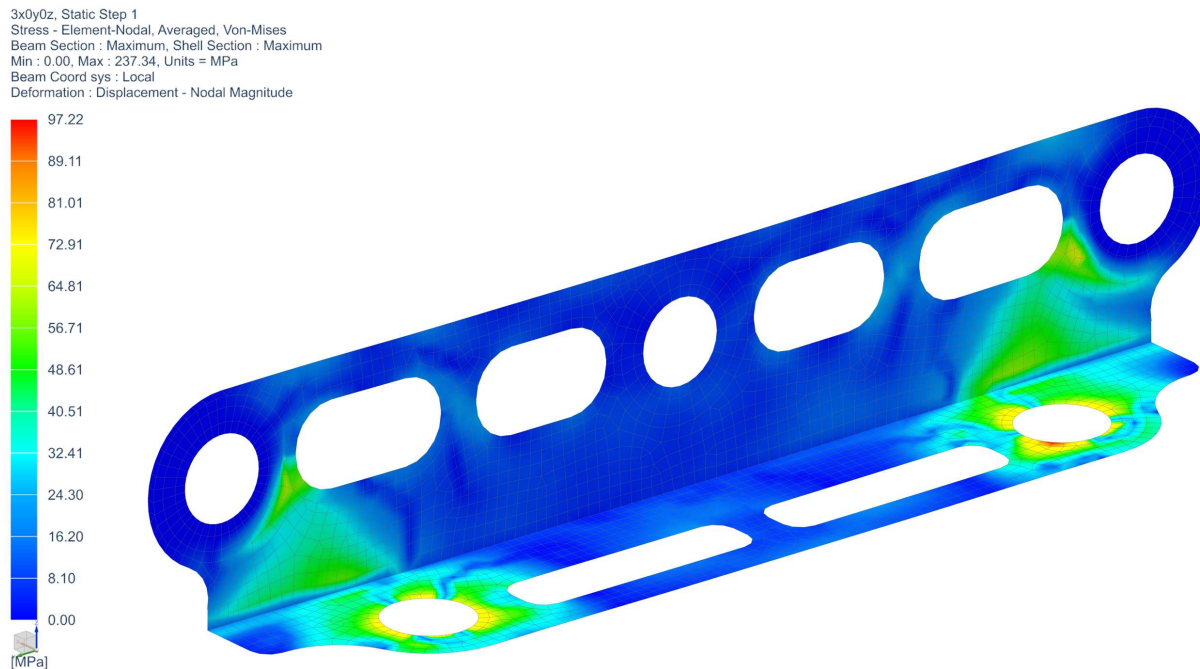
**Tab. 5-58:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního až třetího návrhu optimalizovaného horního držáku

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
první	nerezová ocel CrNi	(DH-K-01)	105,9	1086,8	70 684	0,201	63,0
druhý	nerezová ocel CrNi	(DH-K-02)	105,6	1086,7	70 544	0,183	66,3
třetí	nerezová ocel CrNi	(DH-K-03)	105,9	1086,8	70 668	0,206	62,1

Pro ověření návrhu první konstrukce bylo dále využito lineární statické analýzy pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků získaných strukturální analýzou stávajícího řešení, viz kapitola 4.2, jejíž výsledky jsou obsaženy v tabulce 5-59. Bylo zjištěno, že oproti stávajícímu řešení se výsledné hodnoty téměř nezměnily, což potvrzuje korektnost návrhu. První navržená konstrukce vyhovuje daným omezením nejen z hlediska tuhosti, ale i pevnosti, přičemž průběh kritického napětí je patrný na obrázku 5-51.

**Tab. 5-59:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy prvního návrhu optimalizovaného horního držáku

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
první	nerezová ocel CrNi	(DH-K-01)	97,2	17,4	383,2	69,3	0,012	2,37



**Obr. 5-51:** Průběh redukovaného napětí prvního návrhu optimalizovaného horního držáku



## Návrh optimalizovaného horního držáku z konvenčních materiálů

Další část návrhu optimalizovaného horního držáku se zabývala použitím rozdílných materiálů, neboť bylo zjištěno, že horní držák svou konstrukcí téměř neovlivňuje výsledné tuhosti zástěny s madlem. Z toho důvodu byly nejprve uvažovány materiály konvenční, tj. nelegovaná konstrukční ocel S355J2 a hliníková slitina EN AW 6082-T6, které disponují mj. dobrou svařitelností.

Obdobně jako v předchozích případech, také zde bylo zjištěno, že použití nelegované konstrukční oceli je velice výhodné, což potvrzují výsledky tuhostní a strukturální analýzy uvedené v tabulce 5-60 a 5-61. Ze strukturální analýzy navíc vyplynulo, že průběh napětí čtvrtého řešení se nijak neliší od průběhu napětí prvního řešení. Oproti tomu, použití hliníkové slitiny pro konstrukci optimalizovaného horního držáku sice umožnilo další odlehčení, ale zároveň zapříčinilo neúměrné zvýšení poddajnosti celé zástěny, a proto není dále uvažováno.

S ohledem na výše uvedené nemá smysl provádět přepočty pro polymerní materiály, jejichž vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 5-50, neboť lze předpokládat, že by dosahovaly obecně nižších hodnot tuhostí než uvažovaná hliníková slitina, jejíž použití bylo zamítnuto.

**Tab. 5-60:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností čtvrtého a pátého návrhu optimalizovaného horního držáku

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
čtvrtý	S355J2	(DH-K-01)	105,9	1086,7	70 688	0,201	63,0
pátý	EN AW 6082-T6	(DH-K-02)	105,5	1086,7	70 592	0,069	87,3

**Tab. 5-61:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy čtvrtého návrhu optimalizovaného horního držáku

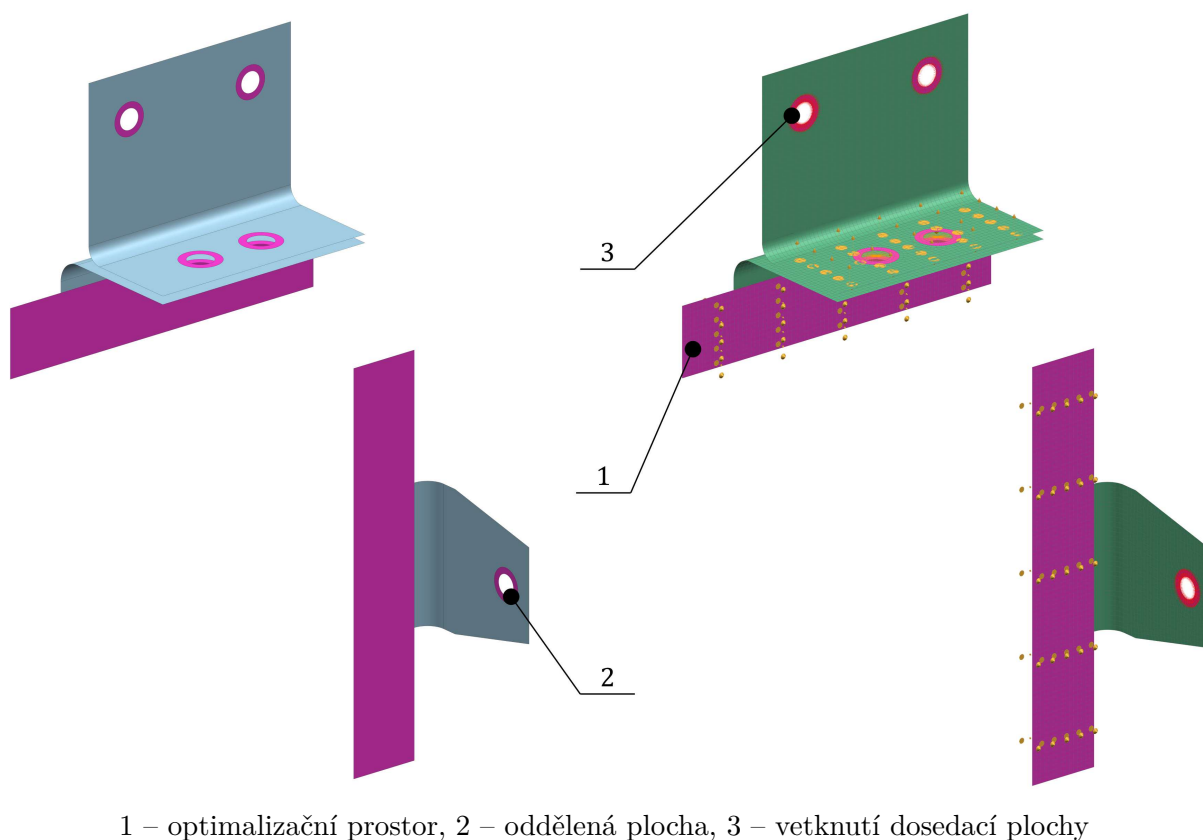
Návrh	Materiál (konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
		max.	prům.	max.	prům.		
čtvrtý	S355J2 (DH-K-01)	97,2	17,4	383,2	69,3	0,012	2,37

### 5.3.4 Návrh optimalizovaného řešení úchytů zástěny

V rámci optimalizace návrhu kotevních prvků za využití topologické optimalizace bylo nakonec postoupeno k úchytům zástěny, jež zajišťují šesti-bodové ustavení panelu zástěny do spodní, boční i horní části nosné struktury. V horní části je panel kotven pomocí horního úchytu a jeho protikus, zatímco v části boční, resp. dolní je využito čtyř bočních patek, resp. jednoho dolního držáku. V rámci stávajícího řešení zástěny s madlem je pro konstrukci úchytů zástěny využito rovinných či ohýbaných vypalovaných plechů z konstrukční nelegované, anebo nerezové chrom-niklové oceli. Hmotnost těchto kotevních prvků je zhruba 1,8 kg. Optimalizace návrhu bude cílena na prvky, u nichž byl vyhodnocen kladný optimalizační potenciál, tj. na horní úchyt, protikus a boční patky.

#### Nastavení topologické optimalizace úchytů zástěny

Pro návrh optimalizovaného řešení úchytů zástěny za využití topologické optimalizace byl převzat konečno-prvkový model stávajícího řešení zástěny s madlem s okrajovými podmínkami definovanými v kapitole 4.2.1. Za účelem nalezení optimálního materiálového toku byl proveden pouze jeden iterační výpočet (*UZ-TO-01*). Nastavení optimalizačního výpočtu bylo z většiny převzato z topologické optimalizace horního držáku, viz kapitola 5.3.3. Rozdíl spočíval pouze v optimalizačním prostoru, znázorněném na obrázku 5-52, jehož diskretizace byla provedena za využití elementů druhého řádu typu *CQUAD8* o velikosti 2 mm, omezení hmotnosti shora hodnotou 0,4 kg a uvažování zatěžovacích stavů  $3x0y-1z$ ,  $-3x0y-1z$ ,  $0x1y-1z$ ,  $0x-1y-1z$  a  $0x0y3z$ , přičemž z hlediska technologických omezení nebyly uvažovány podmínky symetrie.



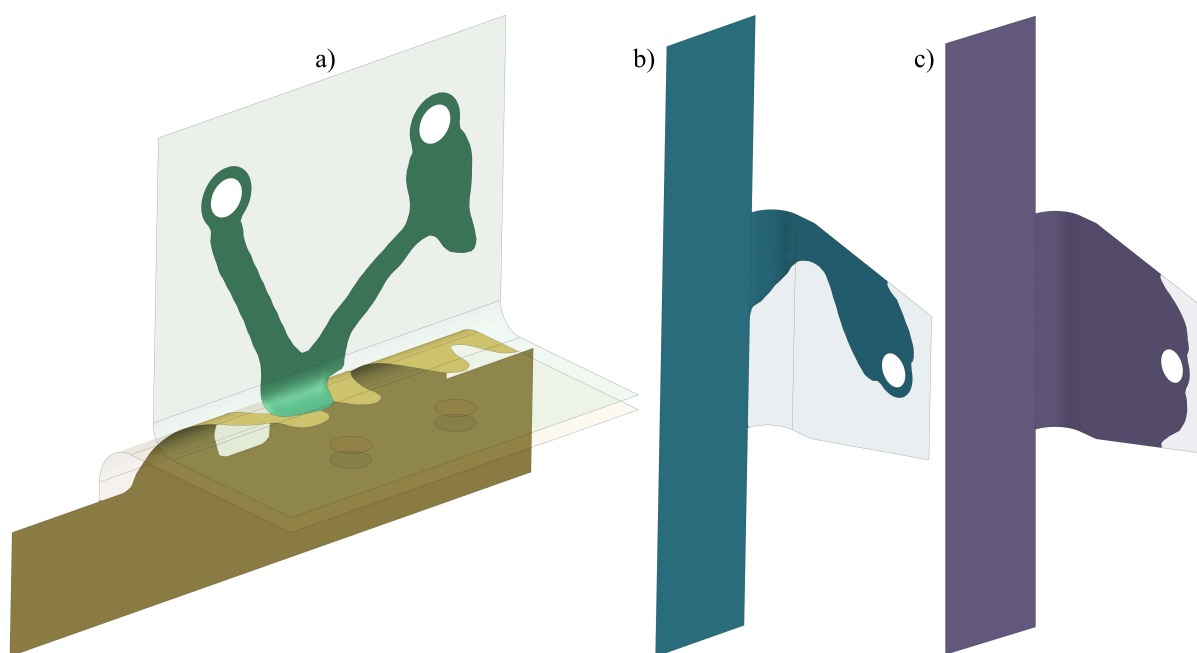
1 – optimalizační prostor, 2 – oddělená plocha, 3 – vetknutí dosedací plochy

**Obr. 5-52:** Znázornění optimalizačního prostoru (nalevo) a konečno-prvkového modelu úchytů zástěny s okrajovými podmínkami (napravo)

### Výsledky topologické optimalizace úchytů zástěny

Pro výpočet topologické optimalizace úchytů zástěny bylo využito počítače s osmi-jádrovým procesorem. Do řešiče vstupoval optimalizační prostor šesti komponent tvořený 7879 elementy. Počet iteračních cyklů byl shora omezen hodnotou 300 s ohledem na vyšší počet zatěžovacích stavů.

Výsledných struktur topologické optimalizace úchytů zástěn (*UZ-TO-01*), znázorněných na obrázku 5-53, bylo dosaženo po 199 iteračních cyklech. Optimalizační výpočet trval 66 h 40 min, což odpovídá výpočetní náročnosti 20 min na jednu iteraci. Z obrázku je zřejmé, že na rozhraní horního úchytu a jeho protikusů bylo odebráno značné množství materiálu. Na základě toho lze předpokládat, že tyto komponenty nepřispívají vyztužení zástěny s madlem a bylo by možné je úplně odebrat. Obdobná situace nastává u horní, tj. čtvrté boční patky, která dosahuje značného odlehčení. Oproti tomu, druhá boční patka, která je nejvíce namáhaná, byla zachována téměř netknutá.

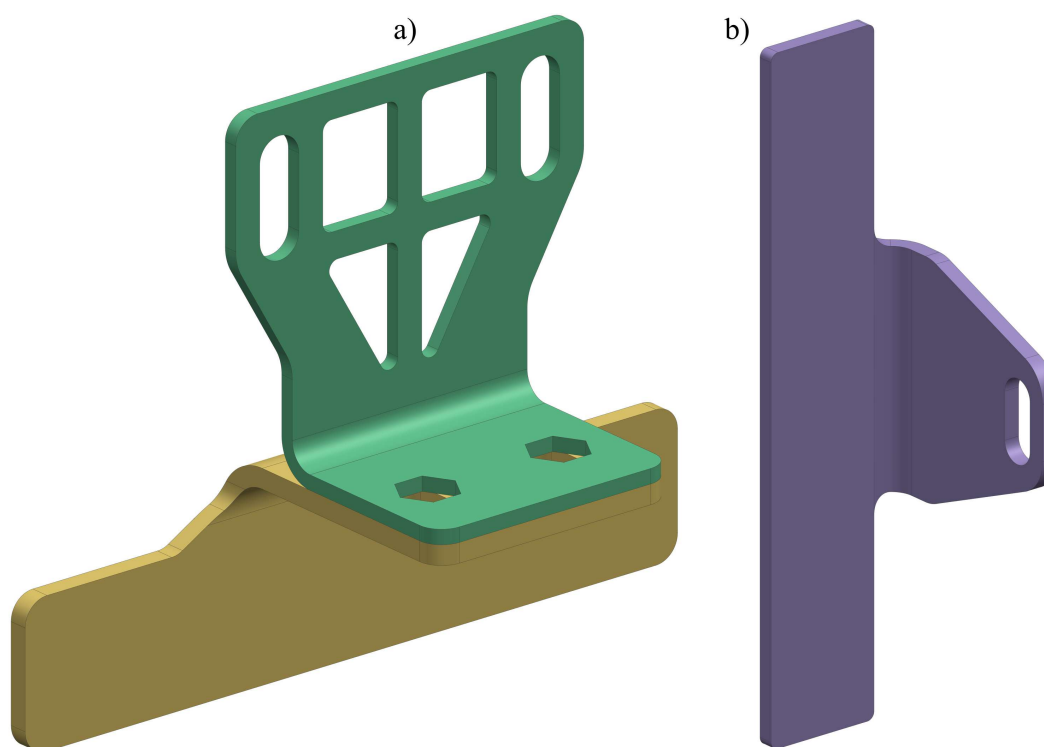


a) – horní úchyt a protikus, b) a c) – čtvrtá a druhá boční patka

**Obr. 5-53:** Výsledné struktury topologické optimalizace úchytů zástěny

## Návrh výrobitelného tvaru a rozměrů optimalizované úchytů zástěny

Návrh konstrukce optimalizovaných úchytů zástěny vycházel z výsledných struktur získaných topologickou optimalizací. Parametrické modely optimalizovaných úchytů zástěny, znázorněné na obrázku 5-54, byly vytvořeny za využití modulu určeného pro tvorbu plechových dílů, tzv. *Sheetmetal* v rámci použitého softwaru Siemens NX 1888, neboť se předpokládá zachování stávající výrobní technologie. Konstrukce bočních patek byla navržena podle nejvíce namáhané patky. Tím byla zvýšena bezpečnost a zajištěna modularita návrhu, přičemž pro omezení poddajnosti konstrukce byla navržena minimální tloušťka stěny v oblasti odlehčení o velikosti 5,5 mm. Dále pak byla zachována dostatečná styčná plocha pro umožnění dostatečně robustního ustavení.



a) – horní úchyt a protikus, b) – boční patka

**Obr. 5-54:** První návrh konstrukce optimalizovaných úchytů zástěny

Navržené konstrukce optimalizovaných úchytů zástěny dosahují fyzikálních vlastností shrnutých v tabulce 5-62. Hmotnost byla zjištěna při uvažování materiálu stávajícího řešení, tj. nelegované jakostní oceli. Zároveň je zde zavedeno označování, které bude využito i nadále. Je zřejmé, že na celkovém odlehčení úchytů zástěny o 17,1 % se nejvíce podílí odlehčení horního úchytu a protikusu, kde bylo odebráno 39,5 % materiálu.

**Tab. 5-62:** Shrnutí fyzikálních vlastností navržených konstrukcí optimalizovaných úchytů zástěny

Konstrukce	(označení)	Objem [mm <sup>3</sup> ]	Hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
horní úchyt a protikus	(UHP-K-01)	47 143	0,372	39,5
boční patka	(PB-K-01)	125 471	0,991	5,9
úchyty zástěny	–	187 858	1,484	17,1

## Verifikace navržených konstrukcí optimalizovaných úchytů zástěny

Pro ověření navržených konstrukcí optimalizovaných úchytů zástěny bylo využito strukturální analýzy, do níž vstupoval konečno-prvkový model stávajícího řešení s okrajovými podmínkami definovanými v kapitole 4.2.1. Diskretizace dílčích geometrií byla provedena za využití elementů prvního řádu typu *CQUAD4* o velikosti 1,5 mm. Předpokládá se, že vyšší přesnost diskretizace kotevních prvků panelu zástěny bude mít zanedbatelný vliv na výsledné hodnoty tuhostí zástěny s madlem.

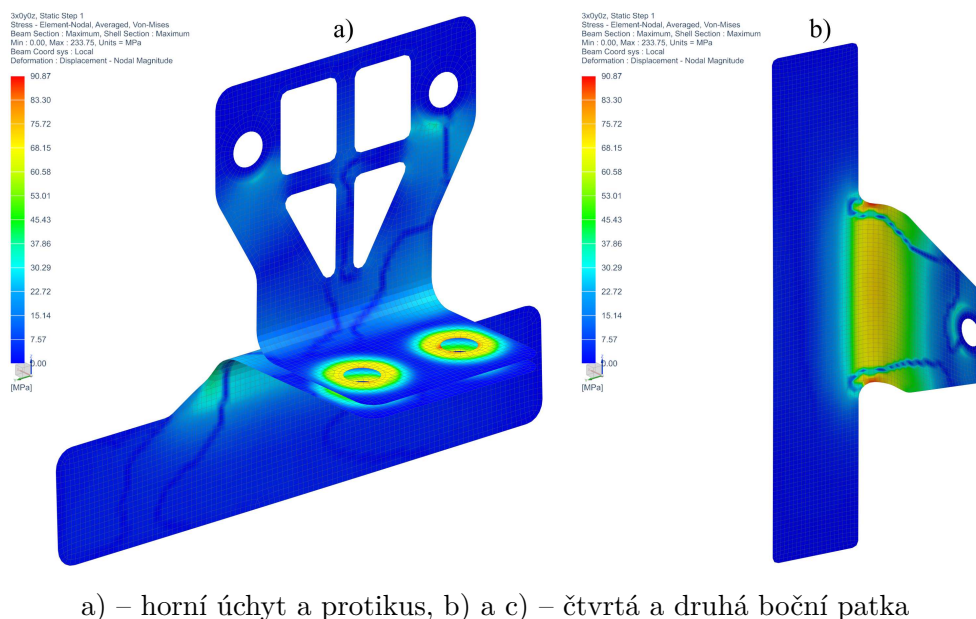
Na úrovni pre-processoru byl zasítovaným kotevním prvkům přiřazen přiřazen materiálový model stávajícího řešení, tj. nelegovaná jakostní ocel. Tím byl vytvořen první návrh optimalizovaných úchytů zástěny. Druhý návrh vycházel ze stejných předpokladů, avšak došlo k zrcadlení třetí boční patky podle roviny  $y\hat{z}$ , což nikterak nenarušilo návaznost na bezprostřední okolí, viz obrázek 4-1. Tato varianta je nadále označována (*PB-K-01Z*). Výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou uvedeny v tabulce 5-63, přičemž bylo zjištěno, že zrcadlení předposlední patky vedlo ke zvýšení podélné tuhosti o 0,4 %, což je velice žádoucí. Je přitom zřejmé, že zrcadlení boční patky by bylo realizováno až na úrovni montáže, což s sebou nepřináší žádné nevýhody. Dále byla provedena lineární statická analýza, kterou se potvrdilo, že druhý návrh vyhovuje nejen z hlediska tuhosti, ale i pevnosti, viz tabulka 5-64. Průběh redukovaného napětí horního úchytu s protikusem a nejvíce namáhané, tj. v pořadí druhé boční patky je přitom znázorněn na obrázku 5-55.

**Tab. 5-63:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního a druhého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost $[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
první	nelegovaná ocel ( <i>UHP-K-01</i> )		105,9	1086,2	70 702	1,484	17,1
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01</i> )						
druhý	nelegovaná ocel ( <i>UHP-K-01</i> )		106,3	1086,3	70 694	1,484	17,1
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )						

**Tab. 5-64:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy druhého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
druhý	nelegovaná ocel ( <i>UHP-K-01</i> )		42,2	5,6	172,6	20,7	0,036	7,31
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,5	56,3	0,176	3,39



a) – horní úchyt a protikus, b) a c) – čtvrtá a druhá boční patka

**Obr. 5-55:** Průběh redukovaného napětí druhého návrhu optimalizované boční patky (nalevo) a horního úchytu s protikusem (napravo)

### Návrh optimalizovaných úchytů zástěny z konvenčních materiálů

Předpokládá se, že zvýšení tuhosti v důsledku zrcadlení boční patky umožní využití materiálů s menší hodnotou modulu pružnosti, a proto se další návrh optimalizovaných úchytů zástěny zabýval použitím konvenčních materiálů, tedy hliníkové slitiny EN AW 6082-T6 a nerezové chrom-niklové oceli. Výsledné hodnoty tuhostní analýzy třetího a čtvrtého návrhu optimalizovaných úchytů zástěny jsou shrnuty v tabulce 5-65. Obdobně jako v předchozích případech, i zde bylo zjištěno, že nerezová ocel je vhodná pro výrobu optimalizovaných úchytů zástěny. Důležité je také zjištění, že daným požadavkům a omezením vyhovuje i kombinace hliníkové slitiny pro horní úchyt a nelegované jakostní oceli pro boční patky, která dosahuje téměř dvojnásobného odlehčení.

Tyto návrhy byly dále ověřeny za využití lineární statické analýzy pro kritické zatěžovací stavy dle poznatků uvedených v kapitole 4.2.2, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 5-66. Bylo zjištěno, že hodnoty napětí, deformací i posunutí se z větší části přibližují výsledkům druhého návrhu. Rozdíl nastává pouze u horního úchytu a protikusu vyráběného z hliníkové slitiny, kde došlo ke zvýšení poměrného přetvoření čili deformace. To je ale naprosto zanedbatelné, neboť hodnoty deformace se stále pohybují v řádu deseti-tisícin, tzn. nedochází k překročení meze kluzu materiálu.

### Návrh optimalizovaných úchytů zástěny z nekonvenčních materiálů

Pro finalizaci návrhu optimalizovaných úchytů zástěny byl proveden přepočít tuhostní analýzy při uvažování polymerních materiálů. Vlastnosti těchto materiálů, viz tabulka 5-50, byly hornímu úchytu vč. protikusu přiřazeny zjednodušeným materiálovým modelem s izotropním chováním. Výsledné hodnoty tuhostí a hmotností jsou shrnuty v tabulce 5-67. Bylo zjištěno, že horní úchyt a jeho protikus může být z hlediska tuhosti vyroben z libovolného materiálu. Jistou limitaci však představuje nedostatečná únosnost polymerních materiálů, neboť může docházet k plastizaci materiálu v oblasti dosedacích ploch šroubových spojů. To vyplynulo z výsledků lineární statické analýzy, uvedených v tabulce 5-68. S ohledem na to nelze použití polymerních materiálů doporučit.

**Tab. 5-65:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností třetího a čtvrtého návrhu optimalizovaných úchyťů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
třetí	nerezová ocel CrNi ( <i>UHP-K-01</i> )		106,3	1086,3	70 694	1,484	17,1
	nerezová ocel CrNi ( <i>PB-K-01Z</i> )						
čtvrtý	EN AW 6082-T6 ( <i>UHP-K-01</i> )		106,3	1086,0	70 685	1,239	30,8
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )						

**Tab. 5-66:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy třetího a čtvrtého návrhu optimalizovaných úchyťů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
třetí	nerezová ocel CrNi ( <i>UHP-K-01</i> )		42,1	5,5	181,1	21,4	0,037	5,46
	nerezová ocel CrNi ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,5	56,3	0,176	2,00
čtvrtý	EN AW 6082-T6 ( <i>UHP-K-01</i> )		40,9	4,1	514,6	46,5	0,054	4,71
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,7	56,3	0,176	3,39

**Tab. 5-67:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností pátého až sedmého návrhu optimalizovaných úchyťů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$		
pátý	PA12 GB ( <i>UHP-K-01</i> )		106,2	1085,5	70 676	1,173	34,5
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )						
šestý	PEEK 450G ( <i>UHP-K-01</i> )		106,2	1085,5	70 676	1,173	34,5
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )						
sedmý	PP 30-12 ( <i>UHP-K-01</i> )		106,2	1085,6	70 677	1,164	35,0
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )						

**Tab. 5-68:** Shrnutí výsledků strukturální analýzy pátého až sedmého návrhu optimalizovaných úchyťů zástěny

Návrh	Materiál	(konstrukce)	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			max.	prům.	max.	prům.		
pátý	PA12 GB ( <i>UHP-K-01</i> )		37,6	2,5	14 200,0	841,1	0,204	0,53
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,7	56,3	0,176	3,39
šestý	PEEK 450G ( <i>UHP-K-01</i> )		38,4	2,5	10 153,5	628,1	0,160	1,69
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,7	56,3	0,176	3,39
sedmý	PP 30-12 ( <i>UHP-K-01</i> )		37,6	2,7	5040,5	322,2	0,107	1,86
	nelegovaná ocel ( <i>PB-K-01Z</i> )		90,9	17,2	335,7	56,3	0,176	3,39

### 5.3.5 Shrnutí navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků

Optimalizace návrhu kotevních prvků zástěny s madlem za využití topologické optimalizace vycházela ze stávajícího řešení popsaného v kapitole 4. Pozornost byla věnována prvkům, u nichž byl vyhodnocen kladný optimalizační potenciál.

S ohledem na požadavky zadavatele diplomové práce byly nejprve vymezeny dílčí optimalizační prostory, které do výpočtu vstupovaly jako objemová či skořepinová tělesa dle konstrukce stávajícího řešení. Objektívni funkcí bylo zvoleno hledání struktury o co nejvyšší tuhosti při současném snížení hmotnosti, přičemž minimální tuhost byla z hlediska konstrukce omezena tak, aby vykazovala totožné či minimální snížení oproti stávajícímu řešení. Tímto způsobem byly získány výsledné struktury, které dále vstupovaly do konstrukčního procesu.

Návrh optimalizovaných kotevních prvků zástěny s madlem vycházel z optimálních materiálových toků a zabýval se navržením konstrukce výrobitelných tvarů i rozměrů z konvenčních i nekonvenčních materiálů. Jednotlivé varianty byly ověřeny za využití strukturální analýzy. Ve výsledku bylo navrženo čtyřicet možných řešení kotevních prvků, z nichž pouze deset vyhovělo daným požadavkům a omezením. Jedná se o:

- 1., 2. a 5. návrh obráběné a odlévané dolní patky z nerezové a konstrukční oceli,
- 3. a 4. návrh svařované horní příruby s výztuhou z nerezové a konstrukční oceli,
- 1. a 4. návrh svařovaného horního držáku z nerezové a konstrukční oceli,
- 2., 3. a 4. návrh ohýbaných úchytů zástěny z nelegované oceli a hliníkové slitiny.

Výsledné hodnoty tuhostí a hmotností i výsledky strukturálních analýz nevhodnějších variant jsou shrnuty v tabulce 5-70. Bylo zjištěno, že jednotlivé kotevní prvky mají vliv na tuhost konstrukce zástěny s madlem, a proto je vhodné, aby se vyráběly z materiálů o vyšších modulech pružnosti, např. z nerezové či konstrukční oceli. Výjimku tvoří horní úchyt a jeho protikus, jehož konstrukce může být poddajnější, jak ukazuje čtvrtý návrh úchytů zástěny při využití hliníkové slitiny.

Z hlediska výrobních technologií se jako nevhodnější jeví obrábění, viz první a pátý návrh dolní patky, a svařování, resp. ohýbání vypalovaných plechů, viz např. návrhy horního držáku, resp. úchytů zástěny. Využitím topologické optimalizace pro návrh optimalizovaných kotevních prvků bylo dosaženo značného odlehčení. Nejvíce, resp. nejméně materiálu bylo odebráno u horního držáku, resp. úchytů zástěny, které jsou oproti stávajícímu řešení o 63 %, resp. 17,1 % lehčí. Slepou cestou vývoje se ukázalo použití polymerních materiálů.

Souhrnné hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků zástěny s madlem vychází z požadavků na optimalizaci, viz kapitola 5.1 a je obsaženo v tabulce 5-69. Návrhy byly bodově ohodnoceny v rozsahu 1 ÷ 5, kde 5 je nejlepší, pro jednotlivá kritéria s vahami v rozsahu 1 ÷ 3, kde 3 je nejdůležitější. Na základě toho se jako nevhodnější jeví kombinace následujících kotevních prvků:

- obráběné dolní patky z nerezové chrom-niklové oceli (1),<sup>27</sup>
- svařované horní příruby s neodlehčenou výztuhou z nerezové oceli (3),
- svařovaného horního držáku z nelegované konstrukční oceli (4),
- ohýbaného horního úchytu z hliníkové slitiny a boční patky z nelegované oceli (4).

Tato dílčí optimalizovaná řešení budou využita pro další postup.

<sup>27</sup>Číslo v závorce koreluje s navrženým optimalizovaným řešením dané komponenty.



**Tab. 5-69:** Souhrnné hodnocení konkurenceschopnosti navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků zástěny s madlem

Kritérium	(váha)	Řešení														ideální	
		dolní patky			horní příruby			horního držáku			úchyťů zástěny						
		stávající	navržené		stávající	navržené		stávající	navržené		stávající	navržené					
			1.	2.		5.	3.		4.	1.		4.	2.	3.	4.		
tuhost	(3)	5	4	4	4	5	3	4	4	3	4	3	4	4	4	4	5
hmotnost	(3)	1	5	4	5	2	5	5	1	5	5	1	2	3	5	5	5
pevnost	(3)	4	4	4	5	4	4	4	4	4	5	4	4	4	3	5	5
návaznost	(2)	4	5	5	3	4	4	3	5	5	4	4	5	5	5	5	5
modularita	(2)	4	4	4	4	2	2	2	3	3	3	4	4	4	4	4	5
pohledovost	(1)	3	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4	5
vyrobitelnost	(3)	5	5	5	5	4	4	4	5	5	5	5	5	5	5	5	5
cena	(3)	5	4	3	4	5	5	4	5	5	4	5	4	4	4	4	5
celkem		79	88	82	87	75	78	76	76	85	86	73	79	82	85	100	

**Tab. 5-70:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností i výsledků strukturální analýzy navržených optimalizovaných řešení kotevních prvků zástěny s madlem

Návrh	Materiál	(konstrukce)	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
			$k_x$	$k_y$	$k_z$			max.	prům.	max.	prům.		
navržená optimalizovaná řešení dolní patky													
první	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-01</i> )	105,0	1086,6	65 909	0,352	59,7	138,0	17,6	598,1	76,1	0,009	1,32
druhý	nerezová ocel CrNi	( <i>PD-K-02</i> )	105,1	1086,6	66 158	0,377	56,9	139,6	17,6	604,8	74,2	0,009	1,30
pátý	S355J2	( <i>PD-K-01</i> )	105,1	1086,6	66 146	0,352	59,7	141,8	17,7	585,4	73,0	0,009	2,17
navržená optimalizovaná řešení horní příruby s výztuhou													
třetí	nerezová ocel CrNi	( <i>PH-K-03</i> )	106,9	1097,6	70 851	0,632	20,8	91,0	23,2	349,1	88,6	0,027	2,53
čtvrtý	S355J2	( <i>PH-K-03</i> )	107,0	1097,6	70 861	0,632	20,8	91,6	22,8	334,8	85,2	0,026	3,36
navržená optimalizovaná řešení horního držáku													
první	nerezová ocel CrNi	( <i>DH-K-01</i> )	105,9	1086,8	70 684	0,201	63,0	97,2	17,4	383,2	69,3	0,012	2,37
čtvrtý	S355J2	( <i>DH-K-01</i> )	105,9	1086,7	70 688	0,201	63,0	97,2	17,4	383,2	69,3	0,012	2,37
navržená optimalizovaná řešení úchytů zástěny													
druhý	nelegovaná ocel	( <i>UHP-K-01</i> )	106,3	1086,3	70 694	1,484	17,1	42,2	5,6	172,6	20,7	0,036	7,31
	nelegovaná ocel	( <i>PB-K-01Z</i> )						90,9	17,2	335,5	56,3	0,176	3,39
třetí	nerezová ocel CrNi	( <i>UHP-K-01</i> )	106,3	1086,3	70 694	1,484	17,1	42,1	5,5	181,1	21,4	0,037	5,46
	nerezová ocel CrNi	( <i>PB-K-01Z</i> )						90,9	17,2	335,5	56,3	0,176	2,00
čtvrtý	EN AW 6082-T6	( <i>UHP-K-01</i> )	106,3	1086,0	70 685	1,239	30,8	40,9	4,1	514,6	46,5	0,054	4,71
	nelegovaná ocel	( <i>PB-K-01Z</i> )						90,9	17,2	335,7	56,3	0,176	3,39

## 5.4 Integrace dílčích optimalizovaných řešení do sestavy zástěny s madlem

V rámci předchozích kapitol byl proveden komplexní návrh optimalizovaných řešení dílčích komponent zástěny s madlem, u nichž byl sledován kladný optimalizační potenciál. Při návrhu zádržné tyče, resp. kotevních prvků bylo využito pokročilých optimalizačních nástrojů na bázi iteračních řešičů, tedy geometrické, resp. topologické optimalizace. Jednotlivé výstupy byly posléze verifikovány za využití strukturální analýzy a nakonec i kriticky zhodnoceny prostřednictvím hodnocení vzájemné konkurenceschopnosti, viz kapitola 5.2.5 a 5.3.5.

Optimalizovaná řešení zádržné tyče a kotevních prvků zástěny byla dále integrována do sestavy zástěny s madlem. To je nezbytné, neboť doposud byla verifikace prováděna odděleně, vždy s jediným optimalizovaným celkem, např. laminátovou navíjenou trubkou, zatímco zbylá část konečno-prvkového modelu vycházela ze stávajícího řešení. S ohledem na dosažené výsledky byla navržena dvě optimalizovaná řešení zástěny s madlem:

- *varianta první* se zádržnou tyčí z nerezové chrom-niklové oceli (1),
- *varianta druhá* s laminátovou zádržnou tyčí z kompozitu s aramidovými vlákny (12),

příčemž kotevní prvky byly v obou případech zvoleny následující:

- obráběná dolní patka z nerezové oceli (1),
- svařovaná horní příruba s neodlehčenou výztuhou z nerezové oceli (3),
- svařovaný horní držák z nelegované konstrukční oceli (4),
- ohýbaný horní úchyt z hliníkové slitiny a boční patky z nelegované oceli (4).

Pro ověření těchto návrhů bylo využito strukturální analýzy vycházející ze stávajícího řešení, viz kapitola 4. Rozdíl spočíval pouze ve vstupní geometrii, kterou tvořila dílčí optimalizovaná řešení, jejíž diskretizace byla zpřesněna pro zohlednění vyšší tvarové složitosti, viz kapitola 5.3. Tímto způsobem byl proveden i přepočít pro stávající řešení.

Z výsledných hodnot tuhostí a hmotností, uvedených v tabulce 5-71, vyplývá, že *první*, resp. *druhá* varianta dosahuje celkové hmotnosti 42,6 kg, resp. 41,7 kg, což oproti stávajícímu řešení představuje odlehčení 8 %, resp. 10,1 %. Zároveň bylo zjištěno, že oba návrhy vyhovují daným tuhostním omezením.

Je přitom zřejmé, že varianta s kompozitní zádržnou tyčí dosahuje vyšší tuhosti a současně i nižší hmotnosti. To je sice velice žádoucí, ale dané řešení je nákladné, technologicky náročné na výrobu a nedisponuje odpovídající úrovní modularity. Z toho důvodu byla jako nejvhodnější vybrána varianta s nerezovou zádržnou tyčí, která je v současné době výhodnější, neboť vyhovuje všem požadavkům. Konstrukcí se přitom přibližuje stávajícímu řešení, avšak poskytuje znatelné odlehčení.

**Tab. 5-71:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností prvního a druhého návrhu optimalizované zástěny s madlem

Řešení	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]			$m$ [kg]	$\delta$ [%]
	$k_x$	$k_y$	$k_z$		
první návrh	105,3	1496,7	53 231	42,6	8,0
druhý návrh	106,0	1331,1	68 951	41,7	10,1
stávající	106,7	1097,5	70 085	46,3	–

## 6 Souhrnná verifikace optimalizovaného řešení zástěny s madlem

Souhrnná verifikace optimalizovaného řešení zástěny s madlem bude provedena pro nejvhodnější navržené, tj. první řešení popsané v kapitole 5.4. Za tímto účelem bude využito pokročilého numerického modelu s okrajovými podmínkami v korelaci s danými legislativními požadavky, viz kapitola 2.3. Zároveň bude proveden návrh a pevnostní kontrola šroubových spojů dle požadavků zadavatele diplomové práce [1].

### 6.1 Verifikace konstrukce optimalizovaného řešení za využití strukturální analýzy

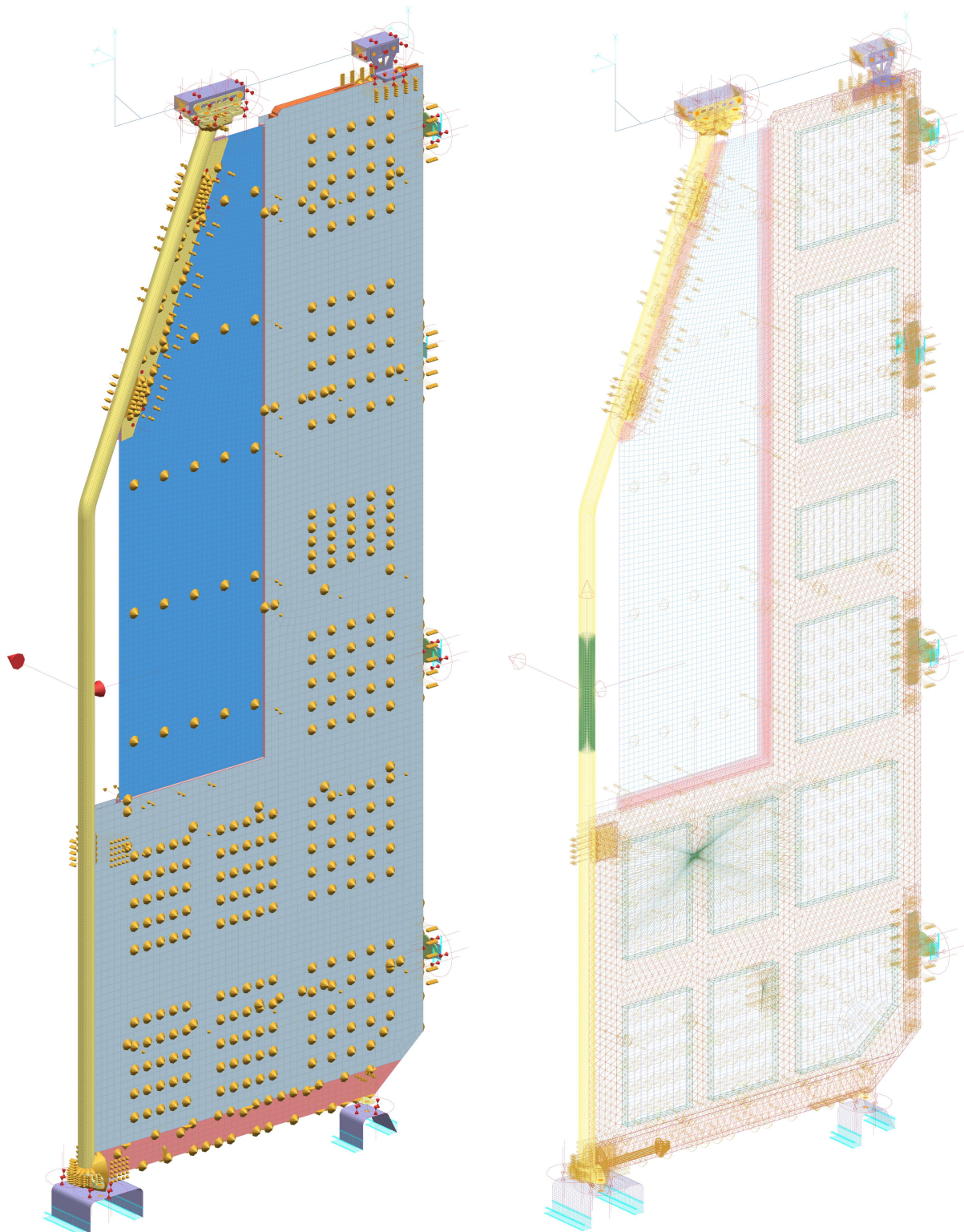
Verifikace konstrukce optimalizovaného řešení byla provedena za využití strukturální analýzy, do níž vstupoval pokročilý numerický model. Vstupní geometrie zástěny s madlem byla doplněna o bezprostřední okolí, tj. podstropní konstrukci a technologickou přípravu spodní a boční části hrubé stavby vozové skříně. Hlavní pozornost byla věnována dílčím optimalizovaným komponentám, které do použitého pre-procesoru Siemens Simcenter Nastran 2019.2 vstupovaly jako objemová tělesa. Zbývající komponenty, např. zástavba či prvky skelného panelu, byly zjednodušeny na skořepinová tělesa, popř. prutové soustavy.

Vstupní geometrie byla diskretizována za využití elementů druhého řádu odpovídající velikosti, což umožnilo dosažení vyšší přesnosti numerické simulace. Tam, kde to bylo možné, bylo využito tzv. tažené sítě z brickových elementů typu *CHEXA20*. Zbývající objemová tělesa byla tvořena tetraedrovými elementy typu *CTETRA10*. Oproti tomu, síť skořepinových těles sestávaly z kvadratických elementů s meziuzly typu *CQUAD8*. Podstropní konstrukce byla vhodně nahrazena kombinací skořepinových těles a prutů z elementů typu *CBEAM*, jejichž spojení bylo realizováno za využití tuhých elementů typu *RBE3*, což umožnilo snížení výpočetní náročnosti. Jednorozměrnými elementy byly nahrazeny také šroubové spoje. Diskretizovanému modelu optimalizované zástěny s madlem a okolím byly posléze přiřazeny odpovídající materiálové vlastnosti pomocí materiálových modelů s izotropním chováním, viz tabulka 4-1, 5-4 a 5-10.<sup>28</sup>

Dále bylo postoupeno k definici okrajových podmínek. Na rozhraní součástí, které jsou spojeny za využití spojů s předpjatými elementy, tj. šrouby, byly aplikovány podmínky typu *Surface-to-Surface Contact*. Předpokládá se kontakt typu *kov-kov* se součinitelem tření 0,15. To vedlo ke zvýšení výpočetního času, neboť kontakty představují geometrické nelinearity. Oproti tomu, spoje materiálové, resp. třecí jsou považovány za dokonale provedené, resp. dokonale tuhé, tj. bez prokluzu, a proto byly nahrazeny okrajovými podmínkami typu *Surface-to-Surface Gluing*. Odebrání odpovídajících stupňů volnosti spočívalo v zamezení posuvů a ponechání rotací na úrovni zástavbových komponent. Zbylé okrajové podmínky vycházely z legislativních požadavků daných normou ČSN EN 12663-1+A1 [12] a byly převzaty ze stávajícího řešení, viz kapitola 4.2.1.

Výsledný pokročilý konečno-prvkový model optimalizovaného řešení zástěny s madlem a okolím se všemi okrajovými podmínkami je znázorněn na obrázku 6-1. Tím byl vytvořen vstup pro samotný řešič, a potažmo i post-procesor.

<sup>28</sup>Zástavbové komponenty jsou vyrobeny z blíže nespecifikované hliníkové slitiny, u níž se předpokládá hustota  $2700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , Youngův modul pružnosti 70 GPa a Poissonovo číslo 0,33.



**Obr. 6-1:** Pokročilý konečno-prvkový model optimalizovaného řešení s okrajovými podmínkami v plném (nalevo) a drátovém (napravo) zobrazení

Numerická simulace pokročilého konečno-prvkového modelu optimalizovaného řešení zástěny s madlem s okrajovými podmínkami uvedenými výše byla řešena pomocí řešiče NX Nastran 2019.2. Pro verifikaci optimalizované konstrukce byla provedena lineární statická analýza typu *SOL1 Linear Statics*, modální analýza typu *SOL 103 Real Eigenvalues* a analýza lineární ztráty stability typu *SOL 105 Linear Buckling*.

Nejprve byla provedena analýza tuhosti nuceným posunutím, jejíž výsledky jsou shrnuty v tabulce 6-1. Bylo zjištěno, že optimalizovaná zástěna s madlem je nejvíce poddajná v podélném, resp. svislém směru, kde dosahuje tuhosti  $47,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ , resp.  $28\,224,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Z hlediska samotného interiérového madla je situace obdobná. Navíc je zřejmé, že panel zástěny madlo značně vyztužuje.

**Tab. 6-1:** Shrnutí výsledných tuhostí a hmotností optimalizované zástěny s madlem

MKP model	Tuhost [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]						$m$ [kg]
	$k_x$	$k_y$	$k_z$	$k_{-x}$	$k_{-y}$	$k_{-z}$	
zástěna	47,2	1521,5	28 224,8	59,5	1519,6	28 061,6	42,6
madlo	31,6	145,9	9152,8	31,6	145,9	9152,8	5,9

Dále bylo provedeno vyhodnocení pevnosti dílčích optimalizovaných komponent na základě výsledků lineární statické analýzy, které jsou shrnuty v tabulce 6-2, a průběhů redukovaného napětí a posunutí znázorněných na obrázcích 6-2 až 6-7. Ostatní komponenty byly zanedbány, neboť nejsou významně namáhány. Bylo zjištěno, že nejvíce kritické jsou zatěžovací stavy, v nichž je dominantní podélné zatížení:

- *Zádržná tyč* dosahuje maximální hodnoty posunutí 17,18 mm v místě zatěžování, což představuje zhruba 0,65 % průhyb. Napětí dosahuje nejvyšších hodnot v oblasti svarových spojů. Předpokládá se, že se jedná o lokální extrém, neboť průměrné napětí dosahuje pouze 39,9 MPa. To představuje zhruba 18 % maximálního napětí o hodnotě 220,4 MPa, které odpovídá bezpečnosti 1,57. Na základě toho lze konstrukci zádržné tyče považovat za vhodně navrženou.
- *Kotevní prvky* jsou kriticky namáhané v oblasti dosedacích ploch šroubových spojů. Nejvyšší napětí bylo zjištěno u horní příruby o hodnotě 709,9 MPa, zatímco nejnižší bezpečnost 0,27 byla shledána u dolní patky. To je na první pohled velice nevyhovující, ale omezení barevné škály shora hodnotou dovoleného napětí ukázalo, že se jedná o lokální špičky vyvozené předpínací silou, což potvrzují i výsledné hodnoty poměrného přetvoření. Navíc nedochází k významným posunutím, a proto lze navržené optimalizované kotevní prvky považovat za vyhovující. Jedinou výjimku představuje dolní patka, u níž bylo zaznamenáno kritické napětí i v přechodové oblasti mezi dosedací plochou a materiálovým tokem vedoucím do středu konstrukce. Z toho důvodu by bylo vhodné výpočet opakovat při uvažování materiálových nelinearit, přičemž řešením by mohlo být lokální zvětšení tloušťky stěny.

Nakonec byla provedena také modální analýza a analýza lineární ztráty stability, jejíž výsledné hodnoty jsou shrnuty v tabulce 6-3 a 6-4. Nejnižší frekvence 11,2 Hz byla zjištěna při průhybu zástěny proti směru osy  $x$ , čemuž odpovídá první vlastní tvar znázorněný na obrázku 6-8. Pokud by byla hodnota nižší, hrozila by rezonance s ohybovými frekvencemi vozové skříně, které se předpokládají v rozsahu 6 ÷ 10 Hz.

**Tab. 6-2:** Shrnutí výsledků lineární statické analýzy optimalizované zástěny s madlem pro kritické zatěžovací stavy

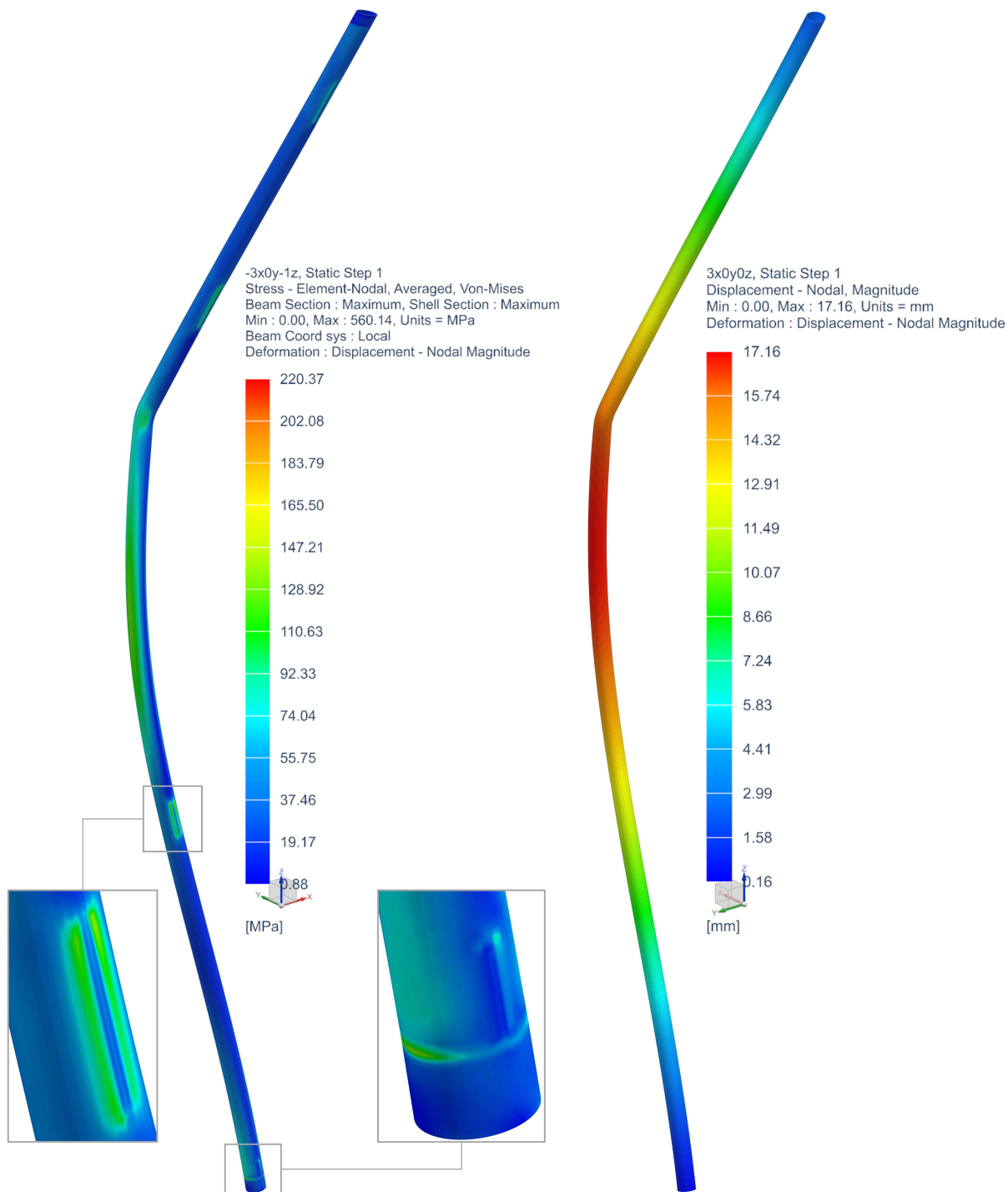
Komponenta	Zatěžovací stav	$\sigma_{red}$ [MPa]		$\varepsilon \cdot 10^{-6}$ [-]		$u$ [mm]	$S$ [-]
		max.	prům.	max.	prům.		
zádržná tyč	$3x \ 0y-1z$	214,3	40,6	928,8	175,8	17,180	1,62
	$-3x \ 0y-1z$	220,4	39,9	955,0	172,7	16,850	1,57
dolní patka	$3x \ 0y \ 0z$	670,8	26,9	2906,6	116,6	0,658	0,27
	$-3x \ 0y-1z$	560,1	24,7	2427,3	107,2	0,667	0,32
horní příruba	$3x \ 0y \ 0z$	709,9	22,3	3076,1	96,5	2,632	0,32
	$3x \ 0y-1z$	709,9	22,2	3076,2	96,2	2,643	0,32
horní držák	$3x \ 0y \ 0z$	450,4	28,9	1951,5	125,3	2,251	0,68
horní úchyt s protikusem	$3x \ 0y-1z$	389,0	18,5	4926,7	234,2	0,929	0,50
	$-3x \ 0y-1z$	367,5	16,8	4654,4	213,2	0,899	0,53
boční patky	$3x \ 0y \ 1z$	410,3	28,7	1693,2	118,3	0,428	0,75
	$3x \ 0y-1z$	409,5	28,5	1690,1	117,7	0,437	0,75

**Tab. 6-3:** Shrnutí výsledků modální analýzy optimalizované zástěny s madlem

Vlastní tvar	Vlastní frekvence [Hz]			
	zástěna		madlo	
	bez předpnutí	s předpnutím	bez předpnutí	s předpnutím
1	11,2	10,8	14,9	15,3
2	30,6	30,2	34,5	38,8
3	42,3	42,0	47,9	50,1
4	55,8	55,6	77,3	85,5
5	68,7	68,3	88,9	93,6
6	76,3	76,0	118,2	124,4
7	82,8	82,7	149,9	157,3
8	97,5	97,1	153,5	167,6
9	120,5	120,1	168,5	226,3
10	125,2	124,7	217,2	236,4

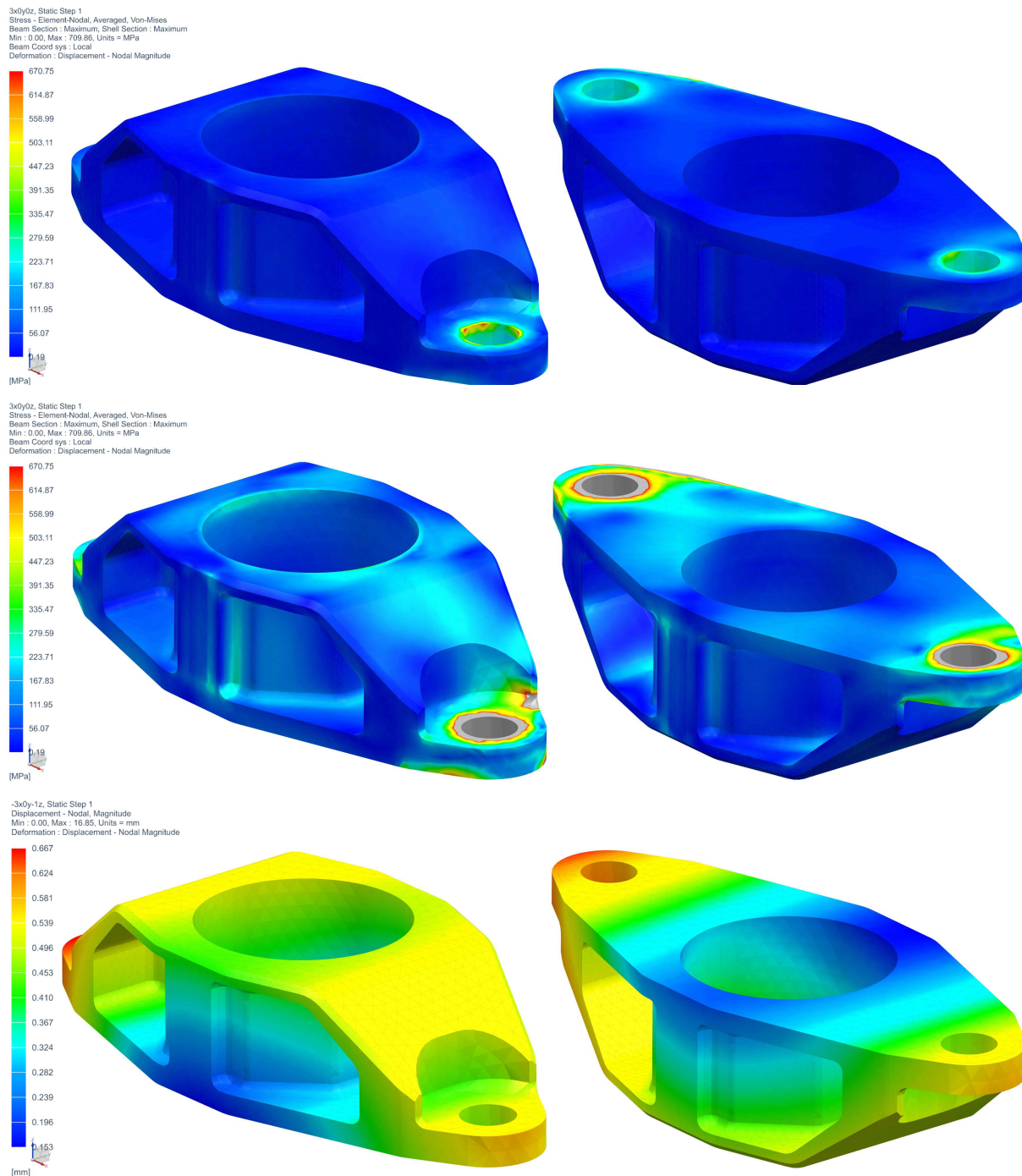
**Tab. 6-4:** Shrnutí výsledků analýzy lineární ztráty stability optimalizované zástěny s madlem pro kritické zatěžovací stavy

Zatěžovací stav	Součinitel ztráty stability $BLF$ [-]			
	zástěna		madlo	
	1. mód	2. mód	1. mód	2. mód
$3x \ 0y \ 0z$	9,2	35,6	6,1	24,5
$0x-1y \ 0z$	9,9	37,5	5,5	28,5
$3x \ 0y-1z$	9,2	35,5	6,0	23,3

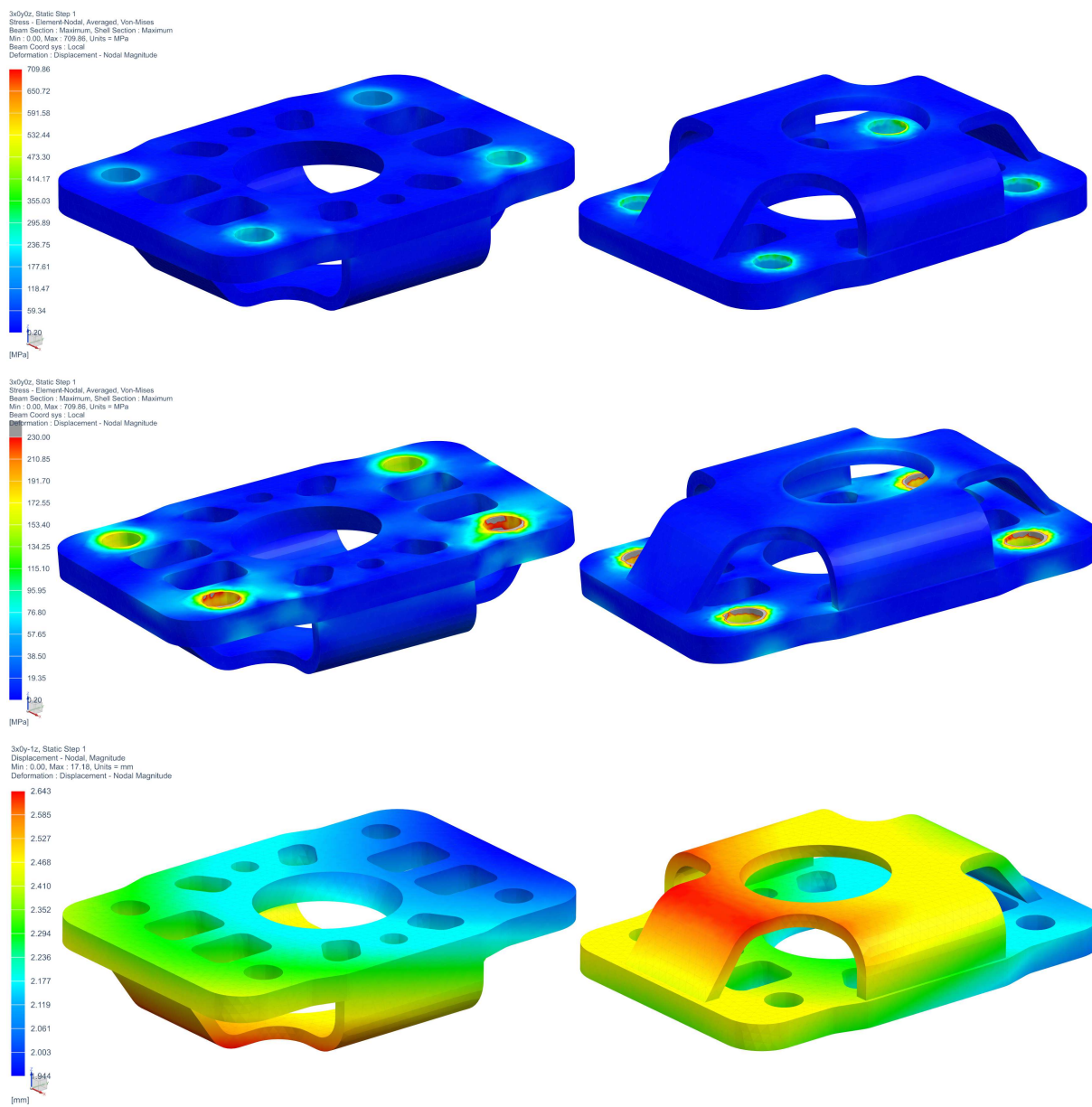


**Obr. 6-2:** Průběh redukováného napětí (nalevo) a posunutí (napravo) optimalizované zádržné tyče

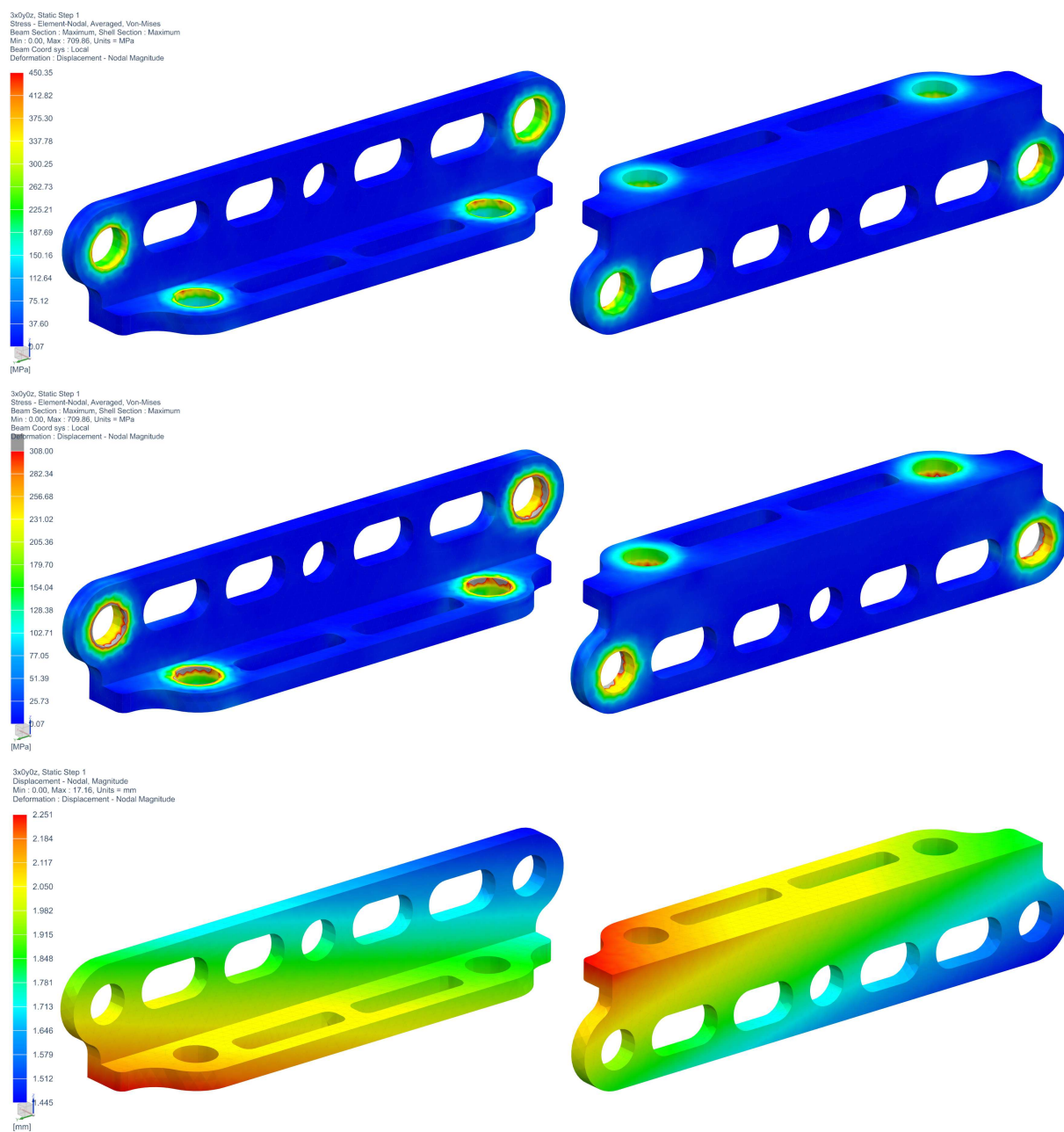




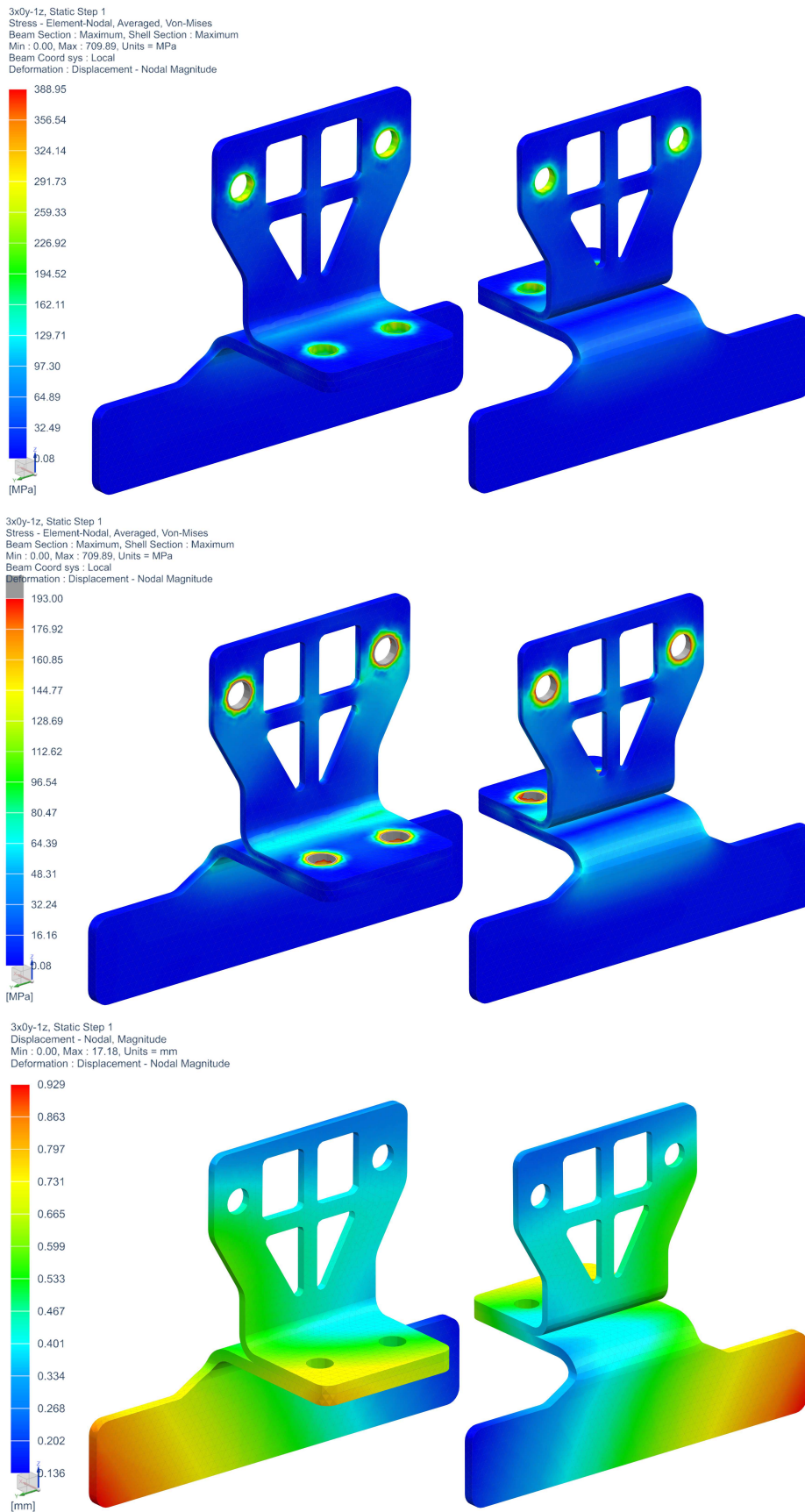
**Obr. 6-3:** Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukováného napětí a posunutí (dole) optimalizované dolní patky



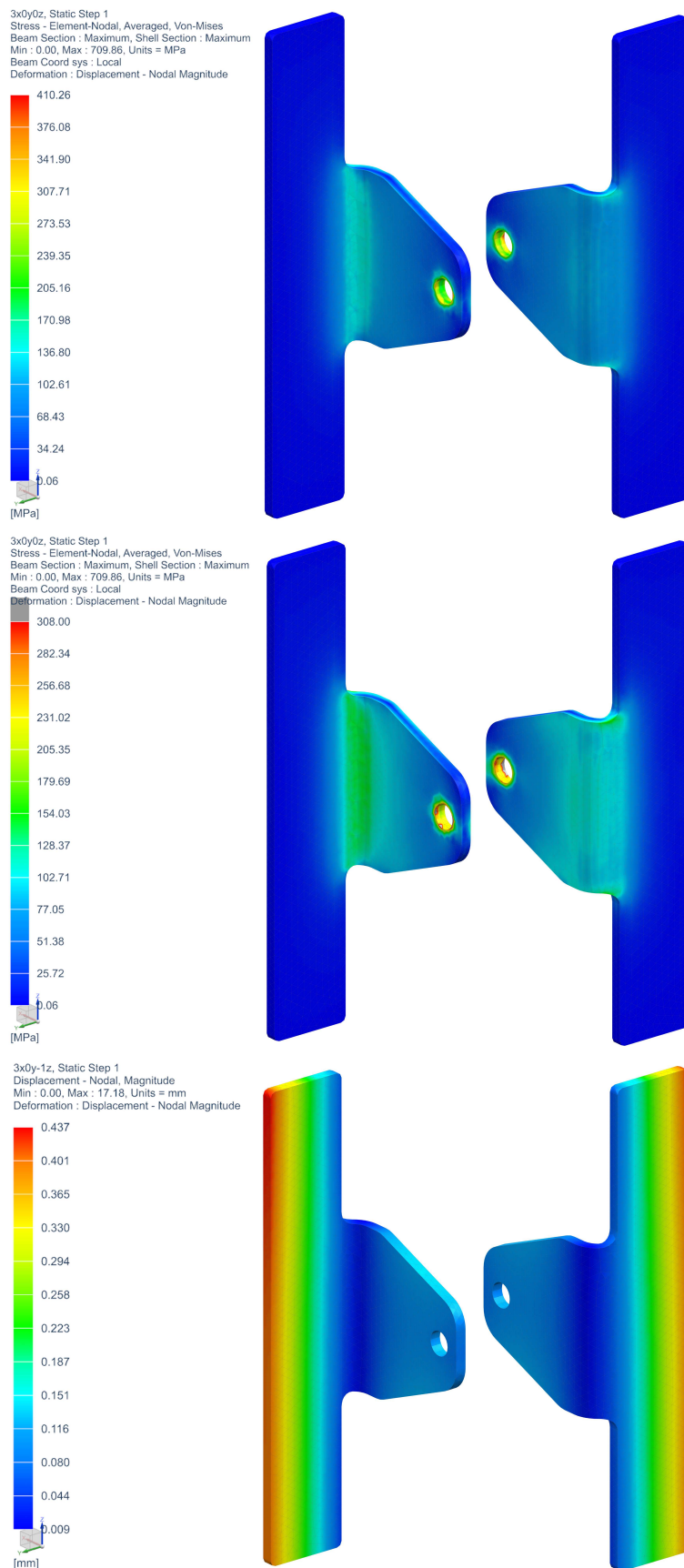
**Obr. 6-4:** Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizované horní příruby



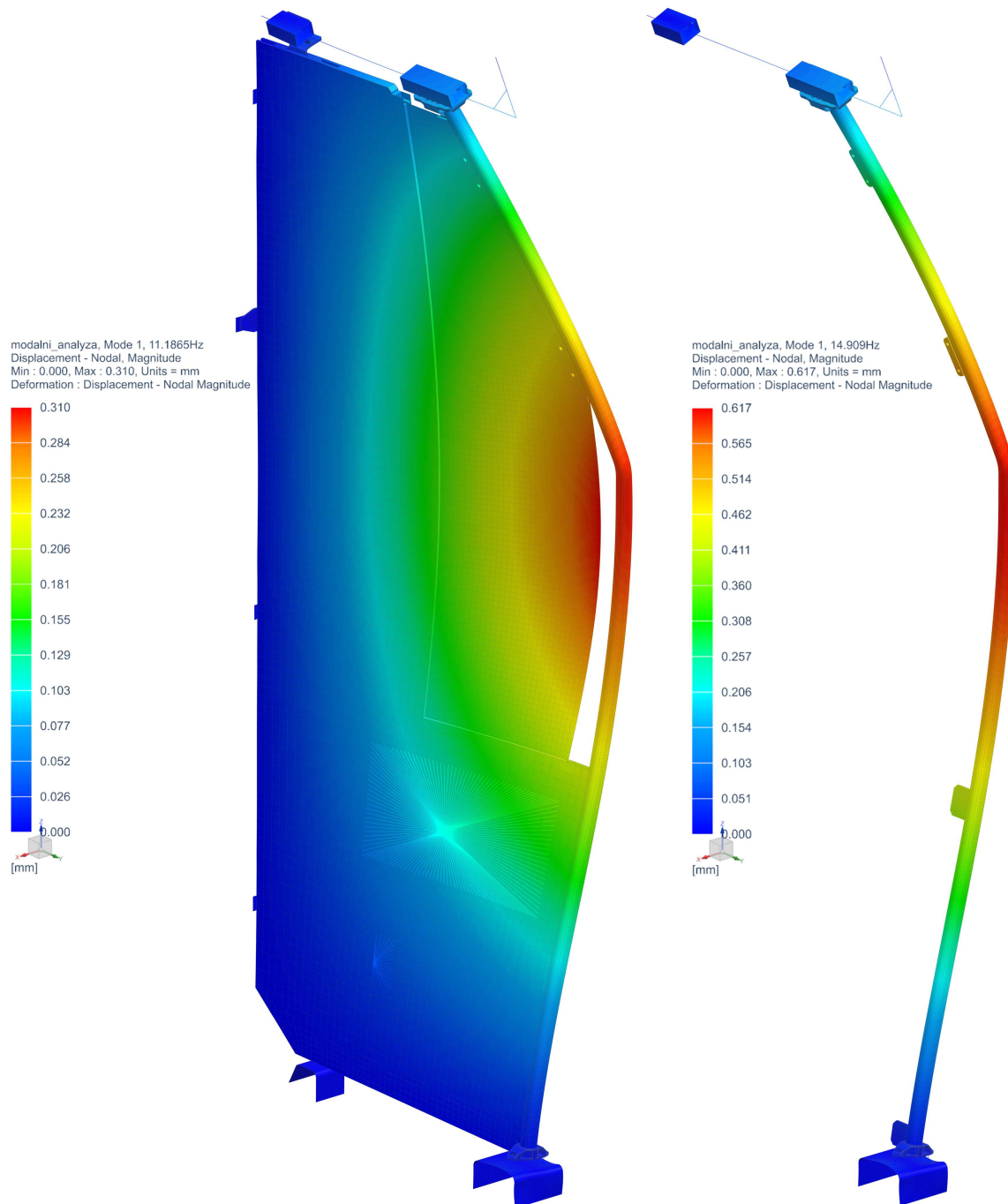
**Obr. 6-5:** Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizovaného horního držáku



**Obr. 6-6:** Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizovaného horního úchyty s protikusem



**Obr. 6-7:** Průběh skutečného (nahore) a shora omezeného (uprostřed) redukovaného napětí a posunutí (dole) optimalizované boční patky



Obr. 6-8: První vlastní tvar kmitu optimalizované zástěny (nalevo) a madla (napravo)

## 6.2 Návrh a kontrola šroubových spojů optimalizovaného řešení

Návrh a kontrola šroubových spojů optimalizovaného řešení zástěny s madlem vychází z výsledků strukturální analýzy, viz kapitola 6.1, odkud byly převzaty vnější silové účinky působící na jednotlivé šroubové spoje v podobě axiálních a radiálních sil. Momentové zatížení se zanedbává. Konkrétní postup výpočtu je v souladu s požadavky zadavatele [1], volně navazuje na kapitolu 4.2.1, kde byly stanoveny teoretické hodnoty předpínacích sil, a dosahuje přibližné shody s oborovým standardem VDI 2230 [17].

Ze znalosti vnějších zatěžovacích účinků působících na šroubový spoj lze stanovit minimální velikost osově síly potřebné na přenesení vnější radiální síly třením

$$F_{o\ min} = \frac{F_R}{f_s}, \quad (6-1)$$

kde  $F_{o\ min}$  je minimální osová síla,  $F_R$  je zatěžovací síla působící kolmo na osu šroubu a  $f_s$  je součinitel tření na rozhraní spojovaných součástí. Z toho dále vyplývá požadavek na minimální osovou sílu

$$F_{u\ min} = F_A + F_{o\ min}, \quad (6-2)$$

kde  $F_A$  je zatěžovací síla působící v ose šroubu, resp. požadavek na minimální utahovací moment, který lze stanovit ze znalosti parametrů šroubu za využití vztahu 4-4. Na základě toho lze navrhnout skutečnou hodnotu utahovacího momentu, zpětně určit předpínací a osovou sílu a provést pevnostní kontrolu.

Při axiálním a radiálním zatížení ve šroubu obecně vzniká normálové a tečné napětí

$$\sigma_o = \frac{F_o}{S_j}, \quad \tau_k = \frac{M_k}{W_k}, \quad (6-3)$$

kde  $\sigma_o$  je osově napětí od předepsaného utahovacího momentu vyvolané osovou silou  $F_o$ ,  $\tau_k$  je napětí v krutu,  $M_k$  je krouticí moment a  $W_k$  je modul průřezu jádra šroubu v krutu, pro něž platí

$$M_k = F_u \cdot \frac{d_2 \tan \gamma + \varphi'}{2}, \quad W_k = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}. \quad (6-4)$$

Posléze lze využít např. hypotézy HMM pro stanovení redukováného napětí, které musí být menší než dovolené napětí stanovené v souladu s ČSN EN 12663-1+A1 [12], tj.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} \leq \sigma_D, \quad (6-5)$$

Tímto způsobem byl proveden návrh a kontrola všech šroubových spojů optimalizované zástěny s madlem v nejméně příznivém zatěžovacím stavu. Při návrhu bylo upřednostněno použití standardizovaných utahovacích momentů dle třídy pevnosti šroubu. Nebylo-li to vyhovující, byl použit větší šroub, anebo došlo ke snížení utahovacího momentu. Tento přístup není úplně korektní, neboť by bylo nutné ověřit, zda nedojde k prokluzu. To přesahuje rozsah diplomové práce, a proto se předpokládá, že při snížení utahovacího momentu nanejvýš o 10 % k prokluzu nedojde, neboť takový stav může lehce nastat v důsledku montážní nepřesnosti. Zároveň byla snaha o dosažení co největší modularity. Kompletní shrnutí parametrů šroubů i výstupních hodnot je shrnuto v tabulce 6-5.

**Tab. 6-5:** Shrnutí návrhu a kontroly šroubových spojů optimalizované zástěny s madlem

Šroubový spoj (umístění)	Vstupní parametry										Zatížení		Kontrola	
	$s$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$d_s$ [mm]	$f_z$ [-]	$f_m$ [-]	$f_s$ [-]	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$M_u$ [N·m]	$F_A$ [N]	$F_R$ [N]	$\sigma_{red}$ [MPa]	$S$ [-]
M10 A2-70 ISO 4762 (horní držák – zástavba) (horní držák – horní příruba) (horní příruba – zástavba)	1,5	9,026	8,376	14,25	0,12	0,12	0,15	450	700	30,0	577	882	383,6	1,02
M10 A2-70 ISO 4762 (dolní patka – zástavba)	1,5	9,026	8,376	14,25	0,12	0,12	0,15	450	700	27,0	3678	431	390,3	1,00
M10 A2-70 ISO 4762 (dolní držák – zástavba)	1,5	9,026	8,376	14,25	0,12	0,12	0,15	450	700	30,0	574	125	383,6	1,02
M8 A2-70 ISO 4017 (horní úchyt – zástavba) (horní úchyt – protikus)	1,25	7,188	6,466	11,40	0,12	0,12	0,15	450	700	14,2	941	805	390,0	1,00
M10 A2-70 ISO 4017 (boční patka – zástavba)	1,5	9,026	8,376	14,25	0,12	0,12	0,15	450	700	30,0	2011	440	391,3	1,00



## 7 Navržený proces optimalizace

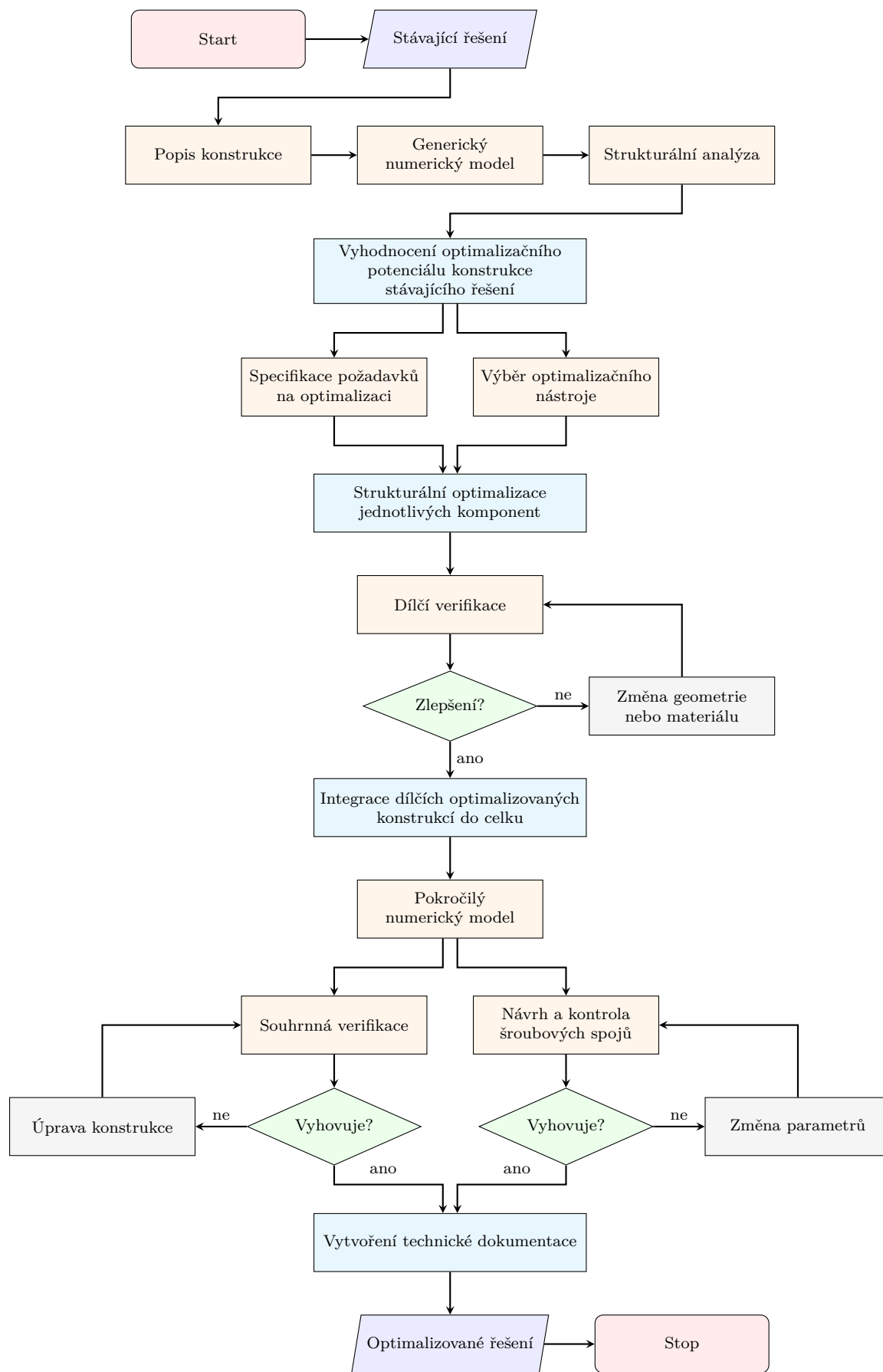
Na základě dosažených výsledků byla navržena základní metodika procesu návrhu a optimalizace interiérových madel. Navržený proces optimalizace, který je definován pomocí vývojového diagramu znázorněného na obrázku 7-1, zohledňuje doposud získané poznatky, je v souladu s aktuálními legislativními požadavky a nastiňuje základní postup využitelný pro návrh a optimalizaci pevnostních a tuhostních prvků v rámci vnitřních zádržných systémů kolejových vozidel.

Základní metodika předpokládá orientaci v dané problematice a je tvořena čtyřmi částmi, které vychází z praktické části předložené diplomové práce:

1. *Vyhodnocení stávajícího řešení*, jež spočívalo v popisu konstrukce, vytvoření generického výpočtového modelu s okrajovými podmínkami dle platné legislativy a následném zhodnocení optimalizačního potenciálu konstrukce stávajícího řešení za využití strukturální analýzy. Důraz byl přitom kladen na vytvoření dostatečně jednoduchého a zároveň robustního konečno-prvkového modelu, který by bylo možné použít pro další postup. Tento krok byl nezbytný pro určení směru, kterým by se optimalizace a potažmo návrh mohl ubírat. Zároveň bylo určeno, že interiérové madlo představuje tuhostní prvek.
2. *Strukturální optimalizace dílčích komponent*, kde byly nejprve specifikovány požadavky na optimalizaci s ohledem na požadovanou únosnost, modularitu a okolní návaznost, a posléze byl vybrán nejvhodnější optimalizační nástroj. Na základě toho bylo postoupeno k optimalizaci zádržné tyče, resp. kotevních prvků za využití geometrické, resp. topologické optimalizace. Objektívni funkcí bylo v obou případech zvoleno nalezení dostatečně tuhé konstrukce o nižší hmotnosti. Navržená optimalizovaná řešení byla posléze podrobena dílčí verifikaci z hlediska tuhosti, pevnosti a nakonec i vzájemné konkurenceschopnosti. To umožnilo komplexní zhodnocení navržené konstrukce.
3. *Integrace jednotlivých optimalizovaných konstrukcí do celku*. Zde byly navrženy dvě varianty, které byly nejprve podrobeny tuhostní analýze za využití konečno-prvkového modelu vycházejícího ze stávajícího řešení. Na základě toho byla vybrána nejvhodnější varianta, která dále vstupovala do souhrnné verifikace za využití pokročilého numerického modelu. Tím se návrh oprostil od stávajícího řešení a bylo provedeno nezávislé vyhodnocení optimalizované zástěny s madlem včetně návrhu a kontroly šroubových spojů.
4. *Vytvoření základní technické dokumentace* pro finalizaci fáze návrhu.

Hlavní přínos spočívá ve zjištění, že pro optimalizaci zástěny s madlem je vhodné nejprve optimalizovat zádržnou tyč a jednotlivé kotevní prvky. Pokud dílčí navržená řešení vyhoví z hlediska tuhosti, pak bude s největší pravděpodobností vyhovovat i zástěna s madlem tvořená těmito optimalizovanými prvky. To umožní paralelizaci numerických výpočtů a snížení časové náročnosti procesu návrhu a optimalizace.

Kromě toho bylo zjištěno, že v rámci dílčích verifikací je stěžejní ověření výsledných tuhostí. Pokud by se optimalizovaná konstrukce výrazně nelišila od té stávající, u níž by navíc byla prokázána dostatečná rezerva z hlediska pevnosti, pak by bylo možné statickou pevnost posuzovat až v rámci souhrnné verifikace. Je však zřejmé, že takový přístup nestojí na straně bezpečnosti, a proto jej obecně nelze doporučit.



Obr. 7-1: Vývojový diagram navrženého procesu optimalizace

## 8 Závěr a shrnutí

Předložená diplomová práce se zabývala optimalizací návrhu interiérových madel pro koncepční studii jednopodlažní elektrické jednotky výrobce Škoda Transportation, a.s. Hlavním cílem bylo navrhnout optimalizovaná řešení zástěny s madlem za využití virtuálního prototypingu a numerických simulací v souladu s aktuálními legislativními požadavky a vytvořit základní metodiku procesu návrhu a optimalizace pevnostních a tuhostních prvků v rámci vnitřních zádržných systémů kolejových vozidel.

V úvodní části práce byl nejprve zpracován teoretický podklad nezbytný pro orientaci v problematice interiérových madel. Bylo zjištěno, že madla sestávají ze zádržné tyče a nosných a kotevních prvků. Zádržné tyče jsou nejčastěji bezešvé trubky z nerezové či konstrukční oceli a mohou být např. svařované či montované, rovné či zakřivené. Z hlediska ustavení se běžně používají různé patky či nosiče, které bývají pohledové či nepohledové. Interiérová madla zároveň disponují vysokým množstvím návazností na okolní systémy v rámci vozidla i mimo něj. Za zmínku stojí např. návaznost na hrubou stavbu vozové skříně, která představuje hlavní nosnou strukturu, anebo návaznost na cestující, s nimiž se interiérová madla dostávají do přímého kontaktu. Dále byla pozornost věnována:

- legislativním požadavkům, např. normě ČSN EN 12663-1+A1 či vyhlášce UIC 566,
- relevantním patentům, např. bimateriálovému interiérovému madlu
- a rešerši soudobé techniky na relevantních vozidlech drážní dopravy.

Další část práce se zabývala kompletním rozbohem stávajícího řešení. Za tímto účelem byla nejprve popsána stávající konstrukce, která po zjednodušení vstupovala do použitého pre-procesoru Siemens Simcenter Nastran 2019.2. Na základě toho byl vytvořen konečno-prvkový model s okrajovými podmínkami, který uvažoval dokonalé spojení navazujících komponent v podobě dokonale provedených svarů a šroubových spojů. Numerický model stávajícího řešení byl vytvořen v souladu s normou ČSN EN 12663-1+A1. Předpokládalo se, že výpočtový model bude dále vstupovat do optimalizačního procesu, a proto byl kladen důraz na jeho robustnost. Navíc byla provedena citlivostní analýza numerické simulace na parametry sítě, z níž vyplynulo, že s rostoucí přesností diskretizace se zvyšuje přesnost strukturální analýzy i výpočetní náročnost. Tyto poznatky byly využity pro odladění konečno-prvkového modelu tak, aby bylo dosaženo co nejlepšího kompromisu. Nakonec bylo postoupeno k vyhodnocení optimalizačního potenciálu stávajícího řešení, které vycházelo z výsledků strukturální analýzy. Bylo zjištěno, že zástěna s madlem představuje tuhostní prvek, přičemž kladný optimalizační potenciál byl shledán u zádržné tyče a jednotlivých kotevních prvků.

Následovala praktická část, kde byly nejprve definovány požadavky na optimalizaci plynoucí z legislativy, okolních návazností apod. Cílem optimalizace bylo snížit celkovou hmotnost zástěny při respektování stávajících zástavbových možností, aniž by došlo k výraznému zvýšení poddajnosti či technologické a ekonomické náročnosti.

Pro optimalizaci zádržné tyče bylo využito geometrické optimalizace, která byla nadřazena tuhostní analýze nuceným posunutím typu *SOL 101 Linear Statics*, přičemž objektivní funkcí bylo zvoleno nalezení konstrukce s co nejnižší celkovou hmotností při uvažování omezení z hlediska poddajnosti. Nejprve byl definován optimalizační prostor, resp. parametry madla vstupující do iteračního řešiče typu *Optimizer*, např. vnější průměr či příčné rozpětí, jejichž rozsah byl navržen s ohledem na zástavbové možnosti. Základní citlivostní analýzou bylo zjištěno, že parametry, které ovlivňují průřezové charakteristiky zádržné tyče, mají zásadní vliv na výsledné hodnoty tuhostí a hmotností.

Optimalizační výpočet byl nejprve nastaven pro nalezení optimalizovaného řešení zádržné tyče z konvenčních materiálů, např. nerezové chrom-niklové oceli. Posléze došlo k rozšíření geometrické optimalizace o proměnné definující změnu průřezu zádržné tyče, což umožnilo hledání nejvhodnější konstrukce s alternativním, např. eliptickým průřezem. Nakonec byla pozornost věnována návrhu konstrukce zádržné tyče z kompozitního materiálu, přičemž pro návrh vícevrstvé laminátové trubky vyráběné navíjením vláken bylo využito tzv. *ply-based* přístupu v rámci modulu *NX Laminate Composites*. Navržená řešení byla průběžně verifikována za využití strukturální analýzy a posléze i vyhodnocena z hlediska vzájemné konkurenceschopnosti, kde byla kromě tuhosti a hmotnosti zohledněna i modularita, vyrobiteľnosť aj. Jako nejvhodnější se ukázaly varianty zádržné trubky z nerezové chrom-niklové oceli a z kompozitu s aramidovými vlákny, u nichž bylo oproti stávajícímu řešení dosaženo úbytku hmotnosti 28,7 % a 48,6 %. Naopak slepou cestou vývoje se ukázalo použití hliníkové slitiny a implementace polygonálního průřezu.

Dále byla pozornost věnována optimalizaci jednotlivých kotevních prvků za využití topologické optimalizace typu *SOL 200 Topology Optimization*, která je založena na metodě hustot. Objektívni funkcií bylo zvoleno hledání struktury o co nejvyšší tuhosti při současném snížení hmotnosti. Nejvyšší poddajnosť byla konstrukčně omezena tak, aby oproti stávajícímu řešení vykazovala totožné či minimální zvýšení.

Topologická optimalizace byla provedena odděleně pro jednotlivé kotevní prvky, což umožnilo paralelizaci iteračních výpočtů a snížení časové náročnosti. V rámci dílčích optimalizací byly nejprve definovány optimalizační prostory v podobě objemových či skořepinových těles dle konstrukce stávajícího řešení, a zároveň byla zavedena četná technologická omezení. Zvýšení přesnosti diskretizace umožnilo dosažení výsledných struktur s jemnými materiálovými toky, které byly dále využity pro návrh konstrukcí vyrobiteľných tvarů a rozměrů. Obdobně jako v předchozím případě, i zde byla navržená řešení nejprve verifikována za využití strukturální analýzy a posléze i vzájemně porovnávaná z hlediska konkurenceschopnosti. Pro ustavení zástěny s madlem se jako nejvhodnější ukázala kombinace obráběné dolní patky a svařované horní příruby s výztuhou z nerezové oceli, svařovaného horního držáku a ohýbaných bočních patek z nelegované konstrukční oceli a ohýbaného horního úchyty s protikusem z hliníkové slitiny s přísadou hořčíku a křemíku, u nichž bylo oproti stávajícímu řešení odebráno až 63 % materiálu. Navíc bylo zjištěno, že kotevní prvky musí disponovat určitou tuhostí, a proto bylo vyloučeno použití polymerních materiálů pro jejich výrobu.

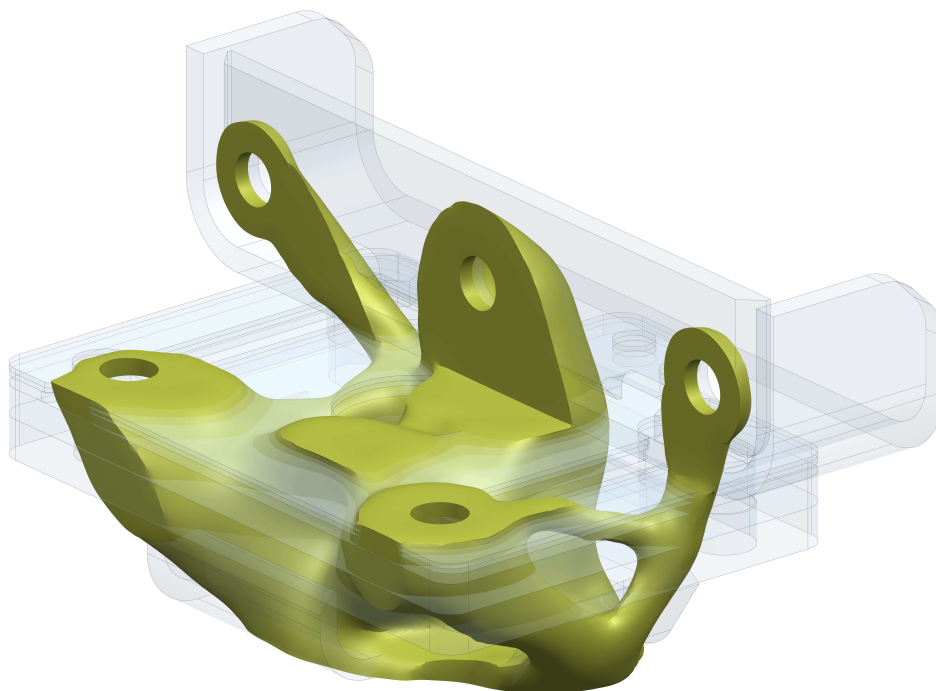
Dílčí optimalizovaná řešení zádržné tyče a kotevních prvků byla posléze integrována do sestavy zástěny s madlem, přičemž v porovnání se stávajícím řešením bylo dosaženo celkového odlehčení 8 %, resp. 10,1 % u konstrukce se zádržnou tyčí z nerezové chrom-niklové oceli, resp. z kompozitu s aramidovými vlákny. Poddajnosť se jen nepatrně zvýšila, a proto bylo možné oba návrhy hodnotit jako vyhovující. Další hodnocení přitom ukázalo, že varianta s madlem z nerezové oceli je vhodnější, neboť dosahuje vyšší úrovně modularity a její výroba není tak technologicky náročná.

Optimalizované řešení zástěny s madlem bylo posléze podrobeno souhrnné verifikační analýze za využití pokročilého numerického modelu, v němž bylo zahrnuto i okolí. Bylo zjištěno, že navržená konstrukce vyhovuje z hlediska tuhosti, pevnosti i vlastní frekvence a tvarů kmitů. Navíc bylo ověřeno, že při uvažovaném zatížení nedojde ke ztrátě stability. Závěrem byl proveden návrh a kontrola šroubových spojů v souladu s oborovým standardem VDI 2230 a vytvořena základní technická dokumentace, viz příloha B.

Na základě dosažených výsledků byla navíc vytvořena základní metodika procesu návrhu a optimalizaci interiérových madel. Navržený proces návrhu a optimalizace vychází z aktuálních legislativních požadavků a je využitelný pro pevnostní i tuhostní prvky vnitřních zádržných systémů kolejových vozidel. Největší přínos základní metodiky spočívá ve zjištění, že pro optimalizaci složitého konstrukčního celku je nejprve vhodné optimalizovat dílčí komponenty. Pokud dílčí navržená řešení vyhoví daným požadavkům z hlediska tuhosti i hmotnosti, pak bude s nejvyšší pravděpodobností vyhovovat i konstrukce tvořená optimalizovanými prvky. To umožní paralelizaci numerických výpočtů a snížení časové náročnosti fáze vývoje optimalizovaného řešení.

Stanovené dílčí cíle diplomové práce byly zcela splněny. Nejprve byla vytvořena rozsáhlá teoretická rešerše zahrnující aktuální konstrukční řešení, legislativní požadavky i relevantní patenty. Na základě toho bylo postoupeno ke strukturální optimalizaci zástěny s madlem v rámci koncepční studie elektrické jednotky. Bylo navrženo celkem 37 optimalizovaných řešení komponent, u nichž byl sledován kladný optimalizační potenciál, přičemž pro komplexní hodnocení bylo využito virtuálního prototypingu, numerických simulací a vícekritériálního váhového hodnocení. Hlavním přínosem diplomové práce je návrh optimalizované zástěny s madlem, které oproti stávajícímu řešení dosahuje odlehčení 8 %, a vytvoření základní metodiky procesu návrhu a optimalizace interiérových madel, jejíž platnost potvrzují dosažené výsledky.

Konstrukci optimalizované zástěny s madlem by bylo vhodné dále validovat za využití experimentálního měření. Budoucí vývoj by mohl spočívat v integraci kompozitních a tištěných struktur, čímž by bylo možné sloučit více prvků do jednoho a tím snížit časovou náročnost montáže, anebo v optimalizaci návaznosti dílčích konstrukčních celků, což by vedlo např. k využití rozdílných typů spojení. Pro ukázkou byla provedena topologická optimalizace prvků kotvení zádržné tyče do stropní části hrubé stavby, jejíž výsledná struktura je na obrázku 8-1.



**Obr. 8-1:** Ukázka výsledné struktury topologické optimalizace prvků kotvení zádržné trubky do stropní části hrubé stavby

## Seznam použité literatury

- [1] *Podkladový materiál poskytnutý společností Škoda Transportation, a.s.*
- [2] DENG, Gongxun et al. Assessment of standing passenger traumatic brain injury caused by ground impact in subway collisions. *Accident Analysis & Prevention*. 2022, roč. 166, s. 106547. Dostupné z DOI: [10.1080/13588265.2019.1687152](https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1687152).
- [3] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2021. ISBN 978-80-261-1047-7.
- [4] *Popis a hodnocení vozu RegioPanter 641* [online]. Vlakerm jednoduše, 16.7.2020 [cit. 11.1.2023]. Dostupné z: <https://www.vlakemjednoduse.cz/popis-vozu/regiopanter-641/#>.
- [5] DRÁBKOVÁ, Michaela. *České dráhy plánují nakoupit až 60 bezbariérových vlaků pro rychlíkové spoje* [online]. eLogistika, 1.11.2022 [cit. 11.1.2023]. Dostupné z: <https://www.elogistika.info/ceske-drahy-planuji-nakoupit-az-60-bezbarierovych-vlaku-pro-rychlikove-spoje/>.
- [6] ČERNÁ, Karolína. *Společnost Škoda Group dodá do Lotyšska 32 elektrických vlaků* [online]. izDoprava, 8.9.2022 [cit. 11.1.2023]. Dostupné z: <https://www.izdoprava.cz/spolecnost-skoda-group-doda-do-lotysska-32-elektricky-vlaku/>.
- [7] ZSSK [online]. BORCAD, ©2022 [cit. 11.1.2023]. Dostupné z: <https://www.borcad.cz/portfolio/zssk/>.
- [8] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla II*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. ISBN 978-80-261-0773-6.
- [9] AJEMGUT a BAAL. *ČD: Ampz<sup>894</sup> ČD InterJet* [online]. vagonWEB, ©2022 [cit. 11.1.2023]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD\\_Ampz894.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_Ampz894.php).
- [10] BIČAN, Marek, Lukáš KALINA a PD. *ČD: 640 RegioPanter* [online]. vagonWEB, ©2012 [cit. 17.1.2023]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD\\_640.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/CZ/CD_640.php).
- [11] HELLER, Petr. *Kolejová vozidla I*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0693-7.
- [12] ČSN EN 12663-1+A1. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříňní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1.6.2015. Třídící znak 28 0320.
- [13] UIC 566. *Loadings of Coach Bodies and Their Components*. 3rd ed. Paris: International Union of Railways, 1990.
- [14] GM/RT2100. *Rail Vehicle Structures and Passive Safety*. Issue 6.1. London: Rail Safety a Standards Board, 2021.
- [15] DVS 1608. *Design and strength assessment of welded structures from aluminium alloys in railway applications*. Berlin: German institute for Standardization, 1.9.2011.
- [16] DVS 1612. *Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction*. Berlin: German institute for Standardization, 1.8.2014.

- [17] VDI 2230. *Systematic calculation of highly stressed bolted joints: Joints with one cylindrical bolt*. Berlin: Association of German Engineers, 1. 11. 2015.
- [18] *FKM-Guideline: Analytical Strength Assessment of Components in Mechanical Engineering*. 5th ed. Frankfurt: Forschungskuratorium Maschinenbau, 2003.
- [19] ČSN EN 15085-3. *Železniční aplikace – Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí – Část 3: Konstrukční požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 4. 2008. Třídící znak 28 4401.
- [20] DIN 6701-3. *Adhesive bonding of railway vehicles and parts – Part 3: Guideline for construction design and verification of bonds on railway vehicles*. Berlin: German institute for Standardization, 1. 12. 2015.
- [21] DIN 25201-2. *Design guide for railway vehicles and their components – Bolted joints: Part 2: Design - Mechanical applications*. Berlin: German institute for Standardization, 1. 12. 2015.
- [22] ČSN EN 45545-2. *Drážní aplikace – Protipožární ochrana drážních vozidel – Část 2: Požadavky na požární vlastnosti materiálů a součástí*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 1. 6. 2021. Třídící znak 28 0160.
- [23] ČSN EN ISO 8501-1. *Příprava ocelových povrchů před nanesením nátěrových hmot a obdobných výrobků – Vizuální vyhodnocení čistoty povrchu – Část 1: Stupně rezavění a stupně přípravy ocelového podkladu bez povlaku a ocelového podkladu po úplném odstranění předchozích povlaků*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 11. 2007. Třídící znak 03 8221.
- [24] ČSN EN 50126-1 ed. 2. *Drážní zařízení – Stanovení a prokázání bezporuchovosti, pohotovosti, udržovatelnosti a bezpečnosti (RAMS) – Část 1: Generický proces RAMS*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 1. 3. 2019. Třídící znak 33 3502.
- [25] *Recyclability and Recoverability Calculation Method: Railway Rolling Stock*. Brussels: UNIFE, 2013-03-01. Dostupné také z: <https://www.unife.org/wp-content/uploads/2021/03/Recyclability-and-Recoverability-Calculation-Method-Railway-Rolling-Stock.pdf>.
- [26] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1302/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské unie*. L 356/228, 26. 5. 2016. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2014/1302>.
- [27] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK OSN) č. 107 – Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorie M2 nebo M3 z hlediska jejich celkové konstrukce. In: *Úřední věstník Evropské unie*. L 52, 23. 2. 2018. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2018/237/oj>.
- [28] CHINA RAILWAY SIGNAL & COMMUNICATION CO., LTD. *Fixing device for fixing top end of vehicle stand column handrail*. Vynálezce: Xianzhe HUANG, YANQING ZOU a JIN ZHANG. Publ.: 2019-05-03. Příhl.: 28. 8. 2018. China patent CN208813055U. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/CN208813055U/en>.

- [29] ZHEJIANG GEELY HOLDING GROUP CO., LTD., ZHEJIANG GEELY NEW ENERGY COMMERCIAL VEHICLE GROUP CO., LTD., GEELY SICHUAN COMMERCIAL VEHICLE CO., LTD. *Adjustable grab bar device*. Vynálezce: Yao ZHUO, Xiangyu ZHANG, Xu OU a Gangbo WANG. Publ.: 2019-09-26. Přihl.: 23.6.2020. China patent CN210821946U. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/CN210821946U/en>.
- [30] QINGDAO ZONGLI RAILWAY VEHICLE EQUIPMENT CO., LTD. *Carbon fiber stainless steel combined doorway handrail*. Vynálezce: Dahai LIU. Publ.: 2021-05-25. Přihl.: 27.6.2020. China patent CN213268646U. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/CN213268646U/en>.
- [31] SIEMENS AG. *Rail vehicle with disinfection device*. Vynálezce: Florian DOPATKA a Gunther SCHLESS. Publ.: 2013-06-13. Přihl.: 10.10.2012. Canada patent CA2858434A1. Dostupné také z: <https://patents.google.com/patent/CA2858434A1/en>.
- [32] *RegioPanter Česko* [online]. Škoda Transportation a.s., ©2022 [cit. 9.2.2023]. Dostupné z: <https://www.skodagroup.com/cs/reference/regiopanter-cesko>.
- [33] *Nové RegioPantery v Olomouckém kraji* [online]. Vlákem jednoduše, 21.12.2022 [cit. 9.2.2023]. Dostupné z: <https://www.vlakemjednoduse.cz/blog/nove-regiopantery-v-olomouckem-kraji/#>.
- [34] *České Dráhy si objednaly dalších 31 RegioPanterů od Škody Transportation* [online]. Zakázka, 15.1.2022 [cit. 9.2.2023]. Dostupné z: <https://www.zakazka.cz/ceske-drahy-si-objednaly-dalsich-31-regiopanteru-od-skody-transportation/>.
- [35] SŮRA, Jan. *České dráhy objednaly u Škody RegioPantery za téměř sedm miliard korun, nejvíce pro Olomoucký kraj* [online]. Zdopravy, 11.12.2020 [cit. 9.2.2023]. Dostupné z: <https://zdopravy.cz/ceske-drahy-objednaly-u-skody-regiopantery-za-temer-sedm-miliard-korun-nejvice-pro-olomoucky-kraj-68515/>.
- [36] *Alternative drives for commuter and regional trains* [online]. Siemens Mobility GmbH, ©2023 [cit. 10.2.2023]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/commuter-and-regional-trains/alternative-drives.html>.
- [37] *Mireo Plus B: A pioneering step into the future* [online]. Siemens Mobility GmbH, ©2023 [cit. 10.2.2023]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/commuter-and-regional-trains/mireo/mireo-plus-b.html>.
- [38] BIČAN, Marek a PD. *SWEG: 563 Mireo Plus B* [online]. vagonWEB, ©2022 [cit. 10.2.2023]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/D/SWEG\\_563.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/D/SWEG_563.php).
- [39] *World premiere: 14 Coradia iLint to start passenger service on first 100% hydrogen operated route* [online]. Alstom S.A., ©2023 [cit. 10.2.2023]. Dostupné z: <https://www.alstom.com/press-releases-news/2022/8/world-premiere-14-coradia-ilint-start-passenger-service-first-100>.
- [40] *Lifting the Barriers to Refueling* [online]. Porsche Newsroom, ©2023 [cit. 10.2.2023]. Dostupné z: <https://newsroom.porsche.com/en/2023/company/porsche-consulting-lifting-the-barriers-to-refueling-31992.html>.



- [41] BIČAN, Marek a PD. *Alstom LHB: 654 Coradia iLint* [online]. vagonWEB, © 2021 [cit. 10. 2. 2023]. Dostupné z: [https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/D/ALHB\\_654.php](https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/D/ALHB_654.php).
- [42] ČSN EN 20273. *Spojovací součásti. Díry pro šrouby (ISO 273:1979)*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 2. 1996. Třídící znak 02 1050.
- [43] *NX 1872 Series: Help* [online]. Siemens Product Lifecycle Management Software, © 2019 [cit. 1. 10. 2022]. Dostupné z: [https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/1872/nx\\_help/](https://docs.plm.automation.siemens.com/tdoc/nx/1872/nx_help/).
- [44] ČSN ISO 724. *Metrické závity ISO pro všeobecné použití – Základní rozměry*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 4. 2005. Třídící znak 01 4013.
- [45] ZAJÍČEK, Martin a Vítězslav ADÁMEK. *Podpůrné materiály pro výuku předmětu Pružnost a pevnost 2: Vzpěr přímých prutů* [online]. ZČU Plzeň, 2009 [cit. 1. 3. 2023]. Dostupné z: <https://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/vzper-primych-prutu/>.
- [46] *Material data sheet – Steel grade: S355J2* [online]. OVAKO AB, © 2023 [cit. 1. 4. 2023]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s355j2/>.
- [47] *Material data sheet – Steel grade: S235JR* [online]. OVAKO AB, © 2023 [cit. 1. 4. 2023]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s235/>.
- [48] *Katalog: Hliník, ocel, nerez* [online]. ALFUN a.s., 2020 [cit. 1. 4. 2023]. Dostupné z: [https://www.alfun.cz/wp-content/uploads/2020/10/Katalog\\_2020\\_ver.2.pdf](https://www.alfun.cz/wp-content/uploads/2020/10/Katalog_2020_ver.2.pdf).
- [49] LAŠ, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů. 2., přeprac. vyd.* Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2008. ISBN 978-80-7043-689-9.
- [50] BARBERO, Ever J. *Introduction to Composite Materials Design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 10/17/2017. ISBN 978-13-1529-649-4. Dostupné z DOI: [10.1201/9781315296494](https://doi.org/10.1201/9781315296494).
- [51] CHVAL, Zdeněk, Karel RÁŽ a Ícaro Almeida AGUIAR. Topology optimization of B-pillar with respect to mesh type and size. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Bristol: IOP Publishing, 2020, sv. 776, s. 012025. Č. 1. ISSN 1757-8981. Dostupné z DOI: [10.1088/1757-899x/776/1/012025](https://doi.org/10.1088/1757-899x/776/1/012025).
- [52] ČSN EN 10058. *Ocelové tyče ploché a široká plochá ocel válcované za tepla pro obecné použití – Rozměry, mezní úchytky rozměrů a tolerance tvaru*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 9. 2019. Třídící znak 42 5548.
- [53] *HP 3D High Reusability PA 12 Glass Beads: Stiff, low-cost, quality parts* [online]. HP Development Company, L.P., 2019-01 [cit. 3. 5. 2023]. Dostupné z: <https://www.hp.com/us-en/printers/3d-printers/materials.html>.
- [54] *Victrex® PEEK Data Sheet 450G* [online]. K-mac Plastics, LLC © 2022 [cit. 3. 5. 2023]. Dostupné z: <https://kmac-plastics.net/data/technical/victrex-450g.htm>.

- [55] *Taroforce PP 30-12* [online]. Taro Plast S.p.a ©2017 [cit. 3. 5. 2023]. Dostupné z: [https://www.taroplast.com/ZeusInc/TP\\_Prodotti/Categorie/Documents/337hlf1x30rgohpkt8pwh8j4djwnzw3w.pdf](https://www.taroplast.com/ZeusInc/TP_Prodotti/Categorie/Documents/337hlf1x30rgohpkt8pwh8j4djwnzw3w.pdf).
- [56] ČSN EN 10056-1. *Tyče průřezu rovnoramenného a nerovnoramenného L z konstrukčních ocelí – Část 1: Rozměry*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1. 9. 2017. Třídící znak 42 5546.

## **PŘÍLOHA A**

**Kód pro analytický výpočet matice tuhosti kompozitu  
za využití softwaru MathWorks MATLAB® verze R2022a**

```
clc; close all; clear;
```

## Analytický výpočet matice tuhosti kompozitu

### Vstupní hodnoty

Pro ukázkou výpočtu je uvažován **ortotropní** materiál **UD E-Glass – Epoxy**.

```
% Je uvažována prostorová orientace?
prostorova = false;

t_1 = 3e-3;      % [m] tloušťka první vrstvy
t_2 = 1e-3;      % [m] tloušťka druhé vrstvy
t_3 = 1e-3;      % [m] tloušťka třetí vrstvy
t_4 = 2e-3;      % [m] tloušťka čtvrté vrstvy

theta_1 = 0;     % [°] úhel sklonu vláken první vrstvy
theta_2 = 45;    % [°] úhel sklonu vláken druhé vrstvy
theta_3 = -45;   % [°] úhel sklonu vláken třetí vrstvy
theta_4 = 90;    % [°] úhel sklonu vláken čtvrté vrstvy

E_1 = 43e9;      % [Pa] modul pružnosti v tahu ve směru 11
E_2 = 7e9;       % [Pa] modul pružnosti v tahu ve směru 22
% E_3 = XXXX;    % [Pa] modul pružnosti v tahu ve směru 33

ny_12 = 0.28;    % [-] poissonovo číslo v rovině 12
% ny_13 = XXXX;  % [-] poissonovo číslo v rovině 13
% ny_23 = XXXX;  % [-] poissonovo číslo v rovině 23

G_12 = 4e9;      % [Pa] modul pružnosti ve smyku v rovině 12
% G_13 = XXXX;   % [Pa] modul pružnosti ve smyku v rovině 13
% G_23 = XXXX;   % [Pa] modul pružnosti ve smyku v rovině 23

XT_1 = 900e6;    % [Pa] mez pevnosti v tahu ve směru 11
YT_2 = 30e6;     % [Pa] mez pevnosti v tahu ve směru 22
ZT_3 = 30e6;     % [Pa] mez pevnosti v tahu ve směru 33

XC_1 = 800e6;    % [Pa] mez pevnosti v tlaku ve směru 11
YC_2 = 150e6;    % [Pa] mez pevnosti v tlaku ve směru 11
ZC_3 = 150e6;    % [Pa] mez pevnosti v tlaku ve směru 11

S_12 = 55e6;     % [Pa] mez pevnosti ve smyku v rovině 12
% S_13 = XXXX;   % [Pa] mez pevnosti ve smyku v rovině 13
% S_23 = XXXX;   % [Pa] mez pevnosti ve smyku v rovině 23
```

Na základě vstupních hodnot se stanoví vektory s tloušťkami a úhly sklonů jednotlivých vrstev, vč. možnosti jejich reverzace

```

theta = [deg2rad(theta_1)...
         deg2rad(theta_2)...
         deg2rad(theta_3)...
         deg2rad(theta_4)]; % [-] vektor s úhly sklonů jednotlivých vrstev
t = [t_1...
     t_2...
     t_3...
     t_4]; % [m] vektor s tloušťkami jednotlivých vrstev

reverse = true; % reverzace vektorů (korekce s normálami v NX)

theta_r = zeros(size(theta)); % prealokace
t_r = zeros(size(t)); % prealokace

if (reverse == true) && (length(theta) == length(t))

    for i = 1:length(theta)
        theta_r(:,i) = theta(:,end+1-i);
        t_r(:,i) = t(:,end+1-i);
    end

    theta = theta_r;
    t = t_r;

end

```

a pomocí vztahu

$$\nu_{ij} \cdot E_j = \nu_{ji} \cdot E_i,$$

resp.

$$\nu_{21} \cdot E_1 = \nu_{12} \cdot E_2, \quad \nu_{31} \cdot E_1 = \nu_{13} \cdot E_3, \quad \nu_{32} \cdot E_2 = \nu_{23} \cdot E_3,$$

se dopočtou zbylé 3 poissonovy konstanty.

```

if (prostorova == true)

    ny_21 = ny_12*E_2/E_1;
    ny_31 = ny_13*E_3/E_1;
    ny_32 = ny_23*E_3/E_2;

else

    ny_21 = ny_12;

end

```

## Matice tuhosti

Na základě zadaných materiálových vlastností lze určit matici tuhosti  $C$ . V závislosti na uvažované napjatosti se jedná o čtvercovou matici 3. či 6. řádu.

```
if (prostorova == true)
    rad_matice = 6;
else
    rad_matice = 3;
end
```

Pro jednotlivé prvky matice tuhosti v případě prostorové napjatosti platí

$$C_{11} = \frac{E_1 \cdot (1 - \nu_{23} \cdot \nu_{32})}{d}, \quad C_{12} = C_{21} = \frac{E_1 \cdot (\nu_{21} + \nu_{23} \cdot \nu_{31})}{d}, \quad C_{13} = C_{31} = \frac{E_1 \cdot (\nu_{31} + \nu_{32} \cdot \nu_{21})}{d},$$

$$C_{22} = \frac{E_2 \cdot (1 - \nu_{31} \cdot \nu_{13})}{d}, \quad C_{23} = C_{32} = \frac{E_2 \cdot (\nu_{32} + \nu_{31} \cdot \nu_{12})}{d},$$

$$C_{33} = \frac{E_3 \cdot (1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21})}{d},$$

$$C_{44} = G_{23}, \quad C_{55} = G_{13}, \quad C_{66} = G_{12},$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix},$$

resp. v případě rovinné napjatosti

$$C_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}} = \frac{E_1}{1 - \frac{E_2}{E_1} \cdot \nu_{12}^2}, \quad C_{12} = C_{21} = \frac{\nu_{12} \cdot E_2}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}} = \nu_{12} \cdot C_{22}, \quad C_{13} = C_{31} = 0$$

$$C_{22} = \frac{E_2 \cdot (1 - \nu_{31} \cdot \nu_{13})}{d} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}} = \frac{E_2}{1 - \frac{E_2}{E_1} \cdot \nu_{12}^2} = \frac{E_2}{E_1} \cdot C_{11}, \quad C_{23} = C_{32} = 0$$

$$C_{33} \equiv C_{66} = G_{12},$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix}.$$

```

if (prostorova == true)

    ny = [1      -ny_12  -ny_13;
          -ny_21   1      -ny_23;
          -ny_31  -ny_32   1];
    d = det(ny);

    C_11 = E_1*(1-ny_23*ny_32)/d;           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 11
    C_12 = E_1*(ny_21+ny_23*ny_31)/d;      % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 12
    C_13 = E_1*(ny_31+ny_32*ny_21)/d;      % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 13
    C_21 = C_12;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 21
    C_22 = E_2*(1-ny_31*ny_13)/d;          % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 22
    C_23 = E_2*(ny_32+ny_31*ny_12)/d;      % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 23
    C_31 = C_13;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 31
    C_32 = C_23;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 23
    C_33 = E_3*(1-ny_12*ny_21)/d;          % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 33
    C_44 = G_23;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 44
    C_55 = G_13;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 55
    C_66 = G_12;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 66

    C = [C_11 C_12 C_13 0 0 0;
          C_21 C_22 C_23 0 0 0;
          C_31 C_32 C_33 0 0 0;
          0 0 0 C_44 0 0;
          0 0 0 0 C_55 0;
          0 0 0 0 0 C_66] % [Pa] matice tuhosti

else

    ny = [1      -ny_12;
          -ny_21  1];
    d = det(ny);

    C_11 = E_1/(1-(E_2/E_1)*ny_12^2);      % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 11
    C_12 = ny_12*E_2/E_1*C_11;             % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 12
    C_13 = 0;                              % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 13
    C_21 = C_12;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 21
    C_22 = E_2/E_1*C_11;                   % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 22
    C_23 = 0;                              % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 23
    C_31 = C_13;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 31
    C_32 = C_23;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 32
    C_33 = G_12;                           % [Pa] prvek matice tuhosti na pozici 33

    C = [C_11 C_12 C_13;
          C_21 C_22 C_23;
          C_31 C_32 C_33]; % [Pa] matice tuhosti

end

```

## Matice mimoosové tuhosti

Pro je další postup je třeba vytvořit transformační funkce, které jsou uvedeny na konci skriptu, v sekci Uživatelské funkce, pomocí nichž lze sestavit matice mimoosových tuhostí  $C'$  jednotlivých vrstev, tj.

$$C' = T_{\sigma}^{-1} C T_{\epsilon}.$$

Zde je již zahrnuto natočení jednotlivých vláken, neboť úhly natočení jsou vstupem do transformačních funkcí, resp. transformačních matic. Výpočet je nejlépe proveden for cyklem a jeho výsledkem je řádkový vektor, jehož členy jsou čtvercové matice třetího či šestého řádu, tj.

$$C' = [C'_1 C'_2 C'_3 C'_4] \wedge C'_1, C'_2, C'_3, C'_4 \in \mathbf{R}^{3(6)}.$$

```
CC = {zeros(length(rad_matice))};           % prealokace

for i = 1:length(theta)
    CC{i} = (T_sigma(theta(:,i),prostorova))\C*T_epsilon(theta(:,i),prostorova);
end
```

Kromě mimoosové matice tuhosti  $C'$  existuje také redukovaná matice mimoosové tuhosti  $Q$ , jejíž prvky jsou obecně nenulové. Jedná se o čtvercovou matici třetího řádu, pro jejíž prvky platí:

$$Q_{ij} = C'_{ij} - \frac{C'_{i3} \cdot C'_{3j}}{C'_{33}},$$

$$Q_{ij} = Q_{ji} \text{ pro hodnoty } i, j = 1, 2, 6.$$

```
Q = {zeros(length(rad_matice))};           % prealokace

if (prostorova == true)

    for k = 1:length(theta)
        for i = 1:6
            for j = 1:6
                Q{k}(i,j) = CC{k}(i,j) - CC{k}(i,3)*CC{k}(3,j)/CC{k}(3,3);
            end
        end

        Q{k}([3,4,5],:) = [];
        Q{k}(:,[3,4,5]) = [];

    end
else

    Q = CC;

end
```



## Vektor umístění hranic vrstev vzhledem ke střední rovině

Před výpočtem jednotlivých prvků matic  $A$ ,  $B$  a  $D$ , je nutno stanovit střední rovinu a vektor umístění hranic vrstev vzhledem k této rovině. Jelikož je zadaná součást kruhového, tj. uzavřeného profilu, bude i střední rovina uzavřená. To znamená, že střední rovina je jakousi obálkou, procházející středem vrstev kompozitního dílu. Vektor umístění hranic vrstev vzhledem k této rovině odráží počet vrstev, tj.

$$\mathbf{h} = [h_0 \ h_1 \ h_2]^T,$$

přičemž tloušťka  $k$ -té vrstvy je dána

$$t_k = h_k - h_{k-1}, \text{ kde } k = 1, 2, 3, 4.$$

```
h_0 = sum(t)/2;           % [m] poloha střední roviny vůči nejvzdálenějšímu vláknu
h = zeros(length(t),1); % prealokace

for k = 1:length(t)
    h(1) = -h_0;
    h(k+1) = h(k)+t(:,k);
end

h;                        % vektor umístění hranic vrstev vzhledem ke střední rovině
```

Nyní lze určit matici  $ABDF$ , resp. jednotlivé prvky submatic, jimiž jsou matice tahové tuhosti  $A$ , matice vazební tuhosti  $B$  a matice ohybové tuhosti  $D$ . V případě prostorové napjatosti je navíc uvažována matice smykové tuhosti  $F$ . Výsledná matice je symetrická, šestého či osmého řádu, a její jednotlivé submatice jsou čtvercové, druhého či třetího řádu, tj.

$$ABBD \equiv \begin{bmatrix} A & B & 0 \\ B & D & 0 \\ 0 & 0 & F \end{bmatrix} \wedge A, B, D \in \mathbf{R}^3 \wedge F \in \mathbf{R}^2.$$

Matlab indexuje od 1, takže platí např.  $k = 1 \implies h_{k-1} = h_{1-1} = h_0 \equiv h(1) = h(k)$ .

## Matice tahové tuhosti

Pro prvky matice tahové tuhosti  $A$  platí

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k - h_{k-1})].$$

```
A = zeros(3);           % prealokace

for k = 1:length(t)
    A = A+Q{k}.*(h(k+1)-h(k)); % pozn.: indexování od 1
end

A;                       % [N/m] matice tahové tuhosti
```

## Matice vazební tuhosti

Pro prvky matice vazební tuhosti  $B$  platí

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k^2 - h_{k-1}^2)].$$

```
B = zeros(3); % prealokace

for k = 1:length(t)
    B = B+1/2*Q{k}.*(h(k+1)^2-h(k)^2); % pozn.: indexování od 1
end

B; % [N] matice vazební tuhosti
```

## Matice ohybové tuhosti

Pro prvky matice ohybové tuhosti  $D$  platí

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \cdot \sum_{k=1}^n [Q_{ij}^k \cdot (h_k^3 - h_{k-1}^3)].$$

```
D = zeros(3); % prealokace

for k = 1:length(t)
    D = D+1/3*Q{k}.*(h(k+1)^3-h(k)^3); % pozn.: indexování od 1
end

D; % [N·m] matice ohybové tuhosti
```

## Matice smykové tuhosti

Nakonec zbývá jen určit matici smykové tuhosti  $F$ , pro jejíž prvky platí

$$F_{ij} = \sum_{k=1}^n [C_{ij}^k \cdot (h_k - h_{k-1})], \text{ kde } i, j = 4, 5.$$

```
if (prostorova == true)

    F = zeros(2); % prealokace

    for k = 1:length(t)
        F = F+CC{k}(4:5,4:5).*(h(k+1)-h(k)); % pozn.: indexování od 1
    end

    F; % [N·m] matice smykové tuhosti
end
```

## Matice tuhosti ABDF/ABD

```
if (prostorova == true)

    ABDF = [A(1,1) A(1,2) A(1,3) B(1,1) B(1,2) B(1,3) 0      0;
            A(2,1) A(2,2) A(2,3) B(2,1) B(2,2) B(2,3) 0      0;
            A(3,1) A(3,2) A(3,3) B(3,1) B(3,2) B(3,3) 0      0;
            B(1,1) B(1,2) B(1,3) D(1,1) D(1,2) D(1,3) 0      0;
            B(2,1) B(2,2) B(2,3) D(2,1) D(2,2) D(2,3) 0      0;
            B(3,1) B(3,2) B(3,3) D(3,1) D(3,2) D(3,3) 0      0;
            0      0      0      0      0      0      F(1,1) F(1,2);
            0      0      0      0      0      0      F(2,1) F(2,2)];

    ABDF; % matice tuhosti ABDF

else

    ABD = [A B;
           B D];

    ABD; % matice tuhosti ABD

end
```

## Uživatelské funkce

Transformační matice pro napětí je dána

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 0 & 0 & 0 & 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & 0 & 0 & 0 & -2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ -\sin \theta \cdot \cos \theta & \sin \theta \cdot \cos \theta & 0 & 0 & 0 & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix},$$

resp. pro rovinnou napjatost

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \\ -\sin \theta \cdot \cos \theta & \sin \theta \cdot \cos \theta & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix}.$$

```
function Transformace_sigma = T_sigma(x,prostorova)
    if (prostorova == true)

        Transformace_sigma = ...
        [cos(x).^2    sin(x).^2    0 0    0    2*sin(x)*cos(x);
         sin(x).^2    cos(x).^2    0 0    0    -2*sin(x)*cos(x);
         0            0            1 0    0    0;
         0            0            0 cos(x) -sin(x) 0;
         0            0            0 sin(x)  cos(x) 0;
         -sin(x)*cos(x) sin(x)*cos(x) 0 0    0    cos(x).^2-sin(x).^2];
    else

        Transformace_sigma = ...
        [cos(x).^2    sin(x).^2    2*sin(x)*cos(x);
         sin(x).^2    cos(x).^2    -2*sin(x)*cos(x);
         -sin(x)*cos(x) sin(x)*cos(x) cos(x).^2-sin(x).^2];
    end
end
```

Transformační matice pro deformace je dána

$$T_\varepsilon = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 0 & 0 & 0 & \sin \theta \cdot \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & 0 & 0 & 0 & \sin \theta \cdot \cos \theta \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ -2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta & 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta & 0 & 0 & 0 & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix},$$

resp. pro rovinnou napjatost

$$T_\varepsilon = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & \sin \theta \cdot \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -\sin \theta \cdot \cos \theta \\ -2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta & 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{bmatrix}.$$

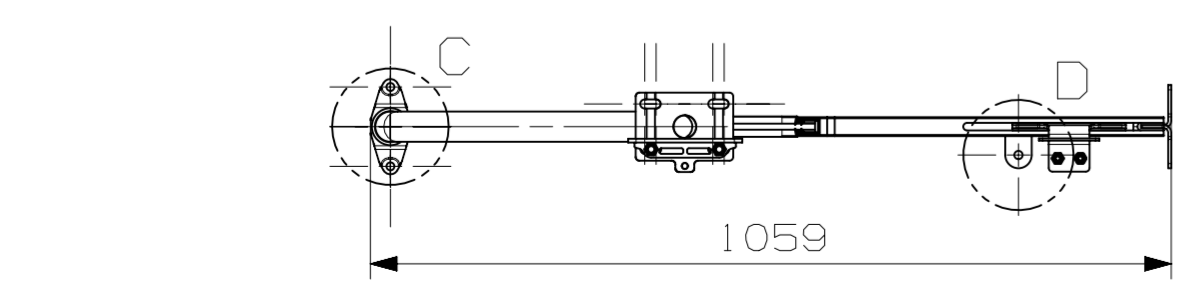
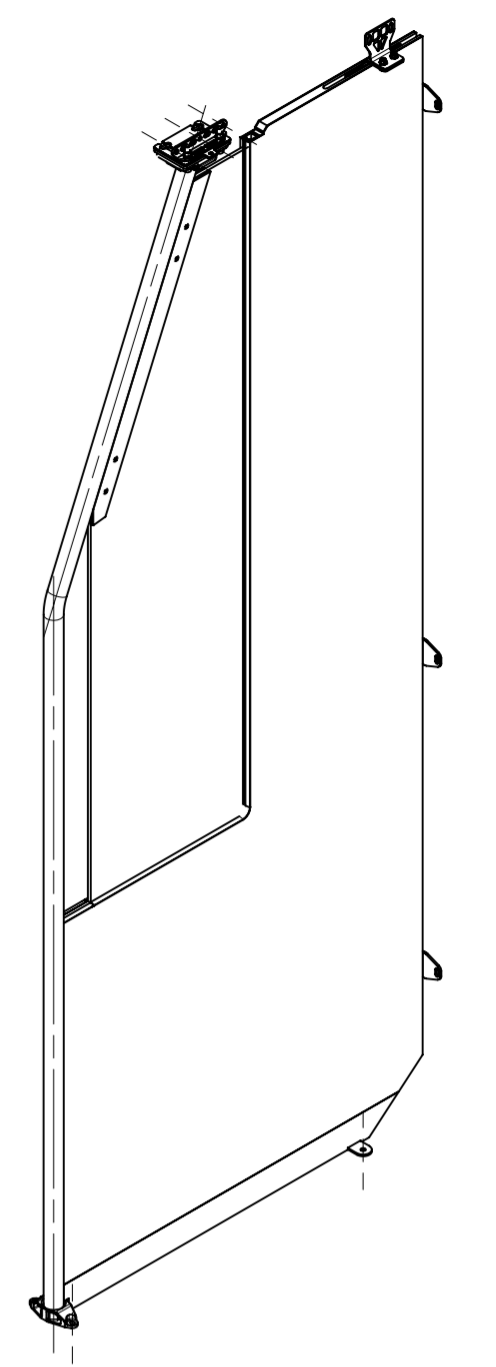
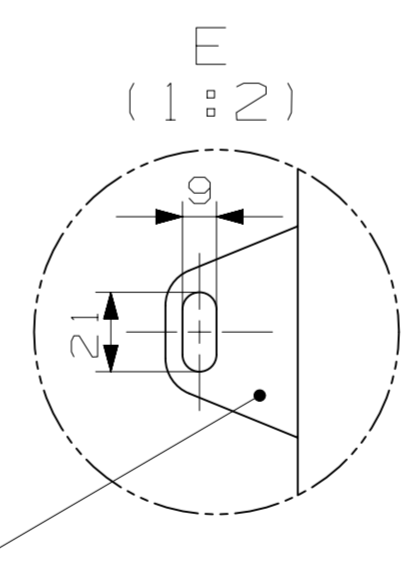
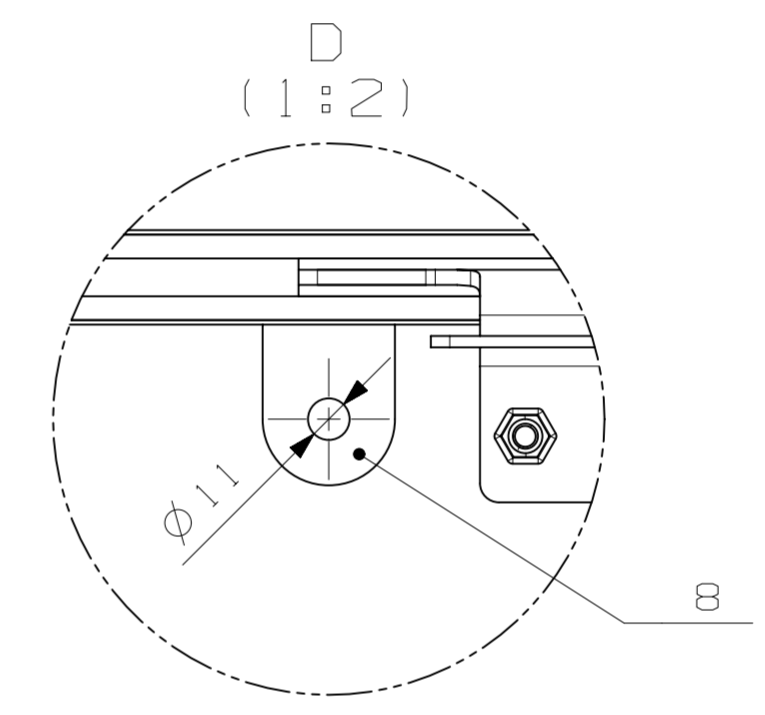
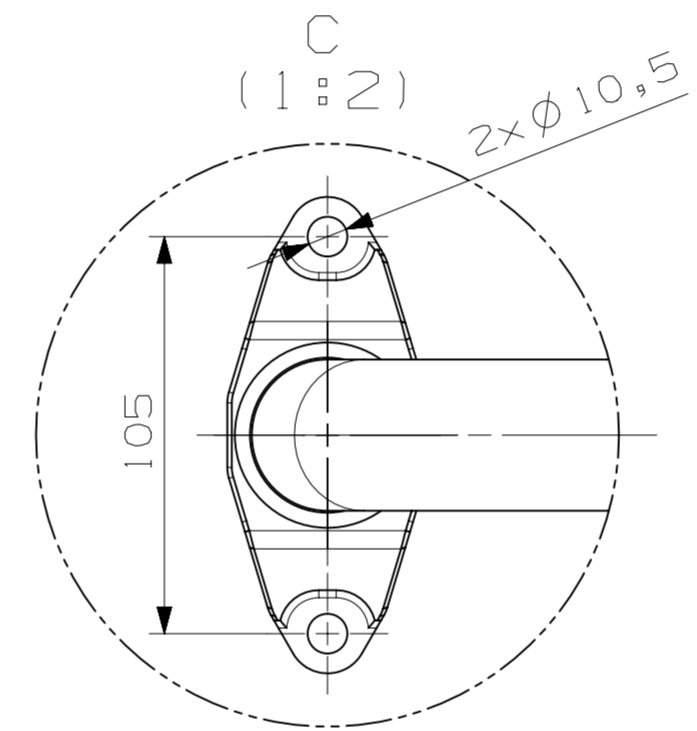
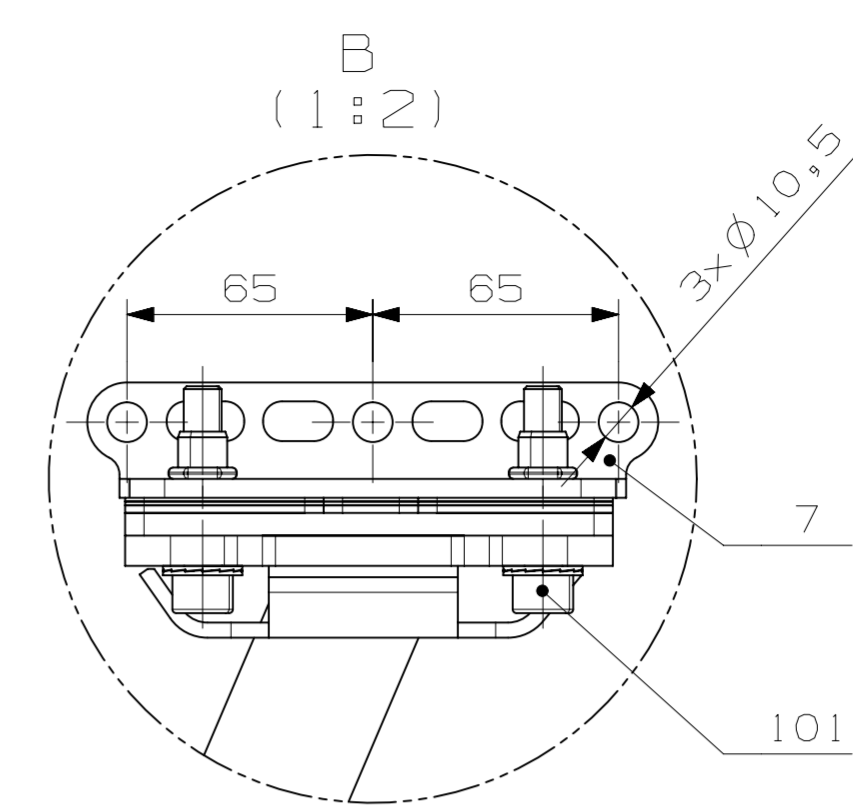
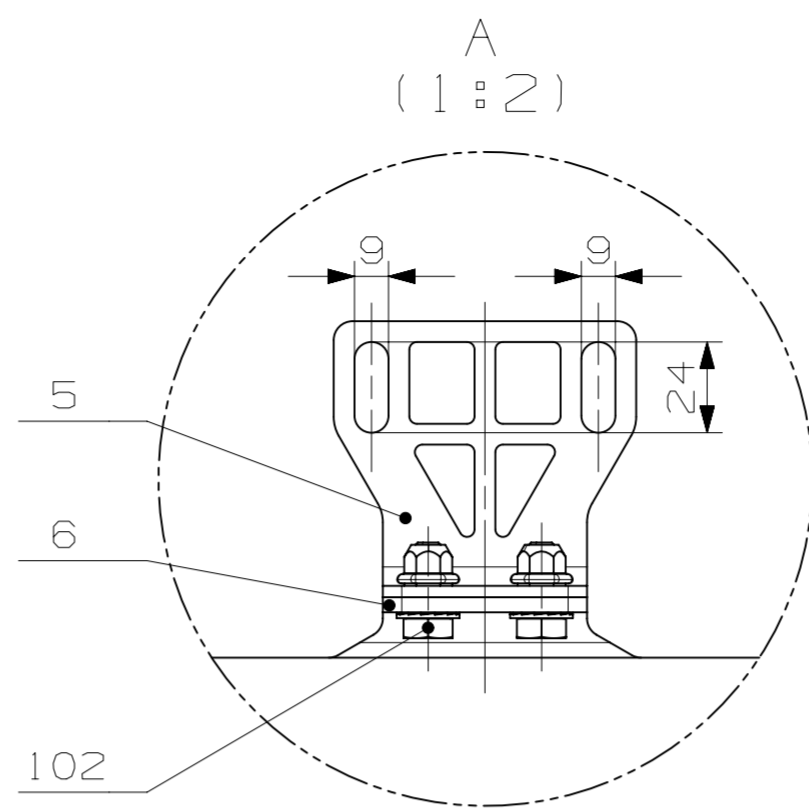
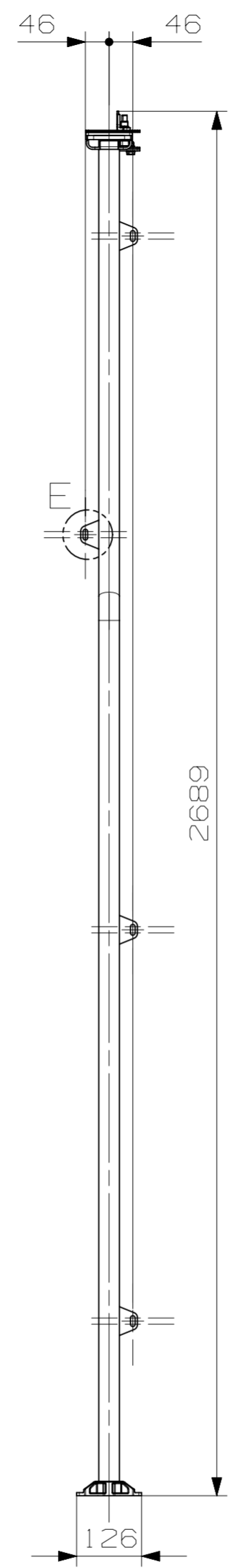
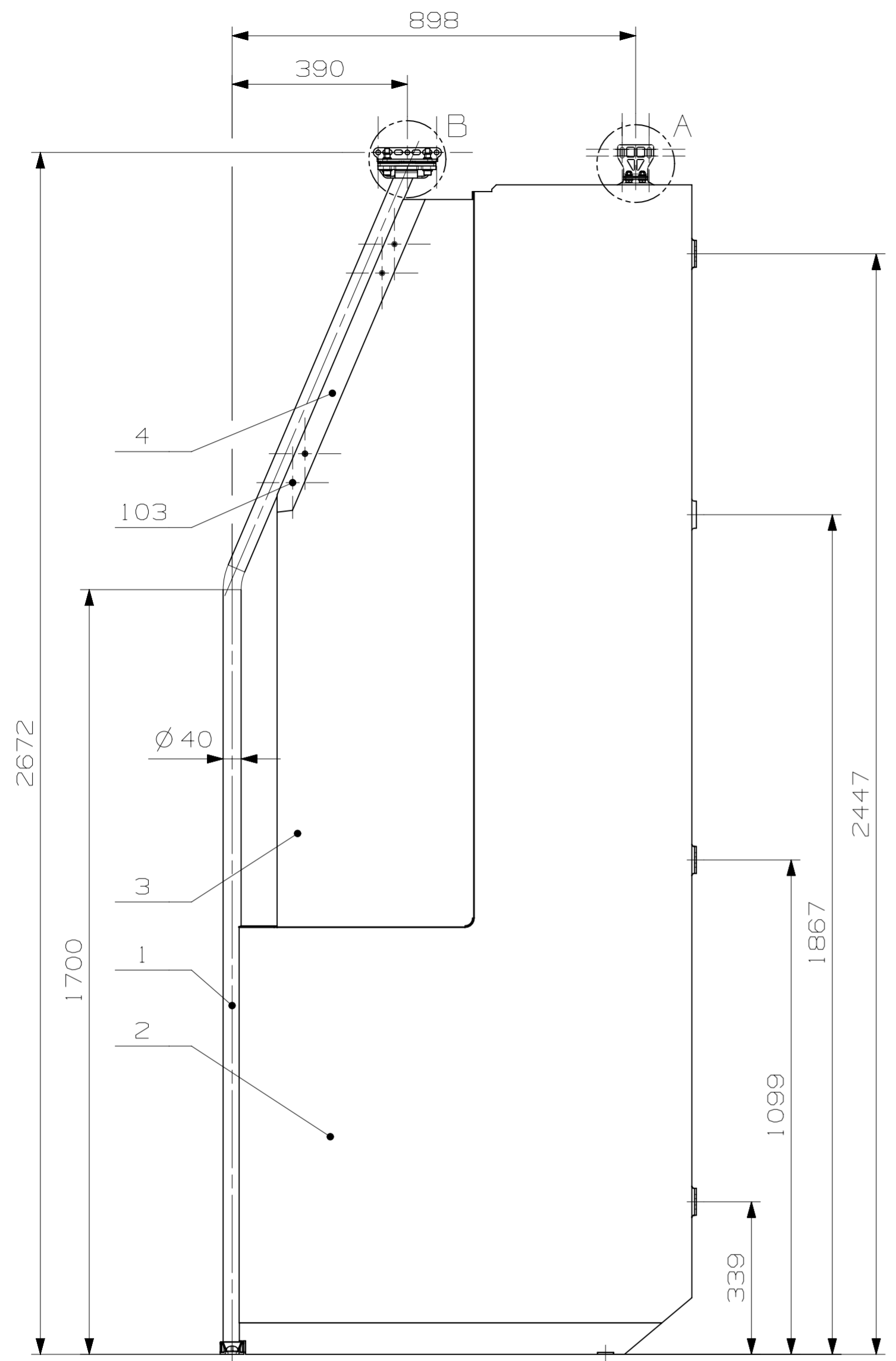
```
function Transformace_epsilon = T_epsilon(x,prostorova)
    if (prostorova == true)

        Transformace_epsilon = ...
        [cos(x).^2      sin(x).^2      0 0      0      sin(x)*cos(x);
         sin(x).^2     cos(x).^2     0 0      0      -sin(x)*cos(x);
         0             0             1 0      0      0;
         0             0             0 cos(x) -sin(x) 0;
         0             0             0 sin(x)  cos(x) 0;
         -2*sin(x)*cos(x) 2*sin(x)*cos(x) 0 0      0      cos(x).^2-sin(x).^2];
    else

        Transformace_epsilon = ...
        [cos(x).^2      sin(x).^2      sin(x)*cos(x);
         sin(x).^2     cos(x).^2     -sin(x)*cos(x);
         -2*sin(x)*cos(x) 2*sin(x)*cos(x) cos(x).^2-sin(x).^2];
    end
end
```

## **PŘÍLOHA B**

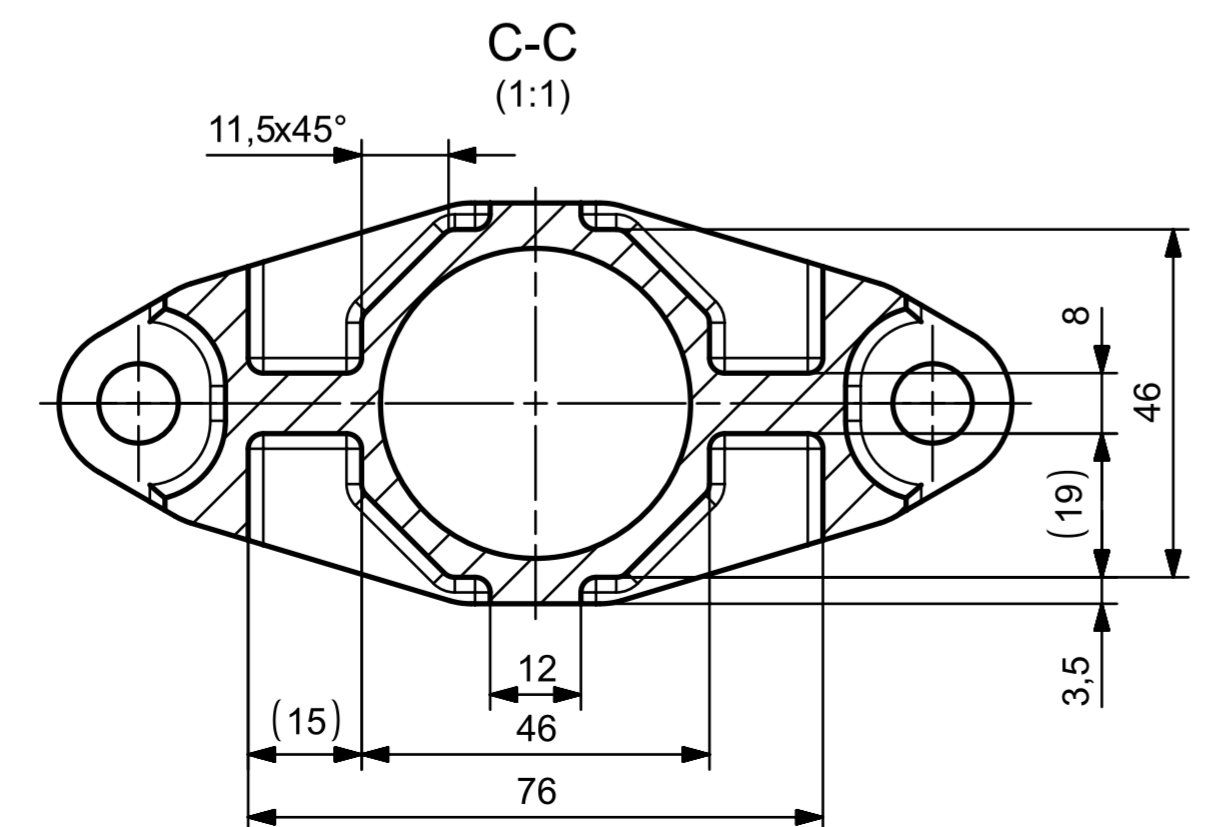
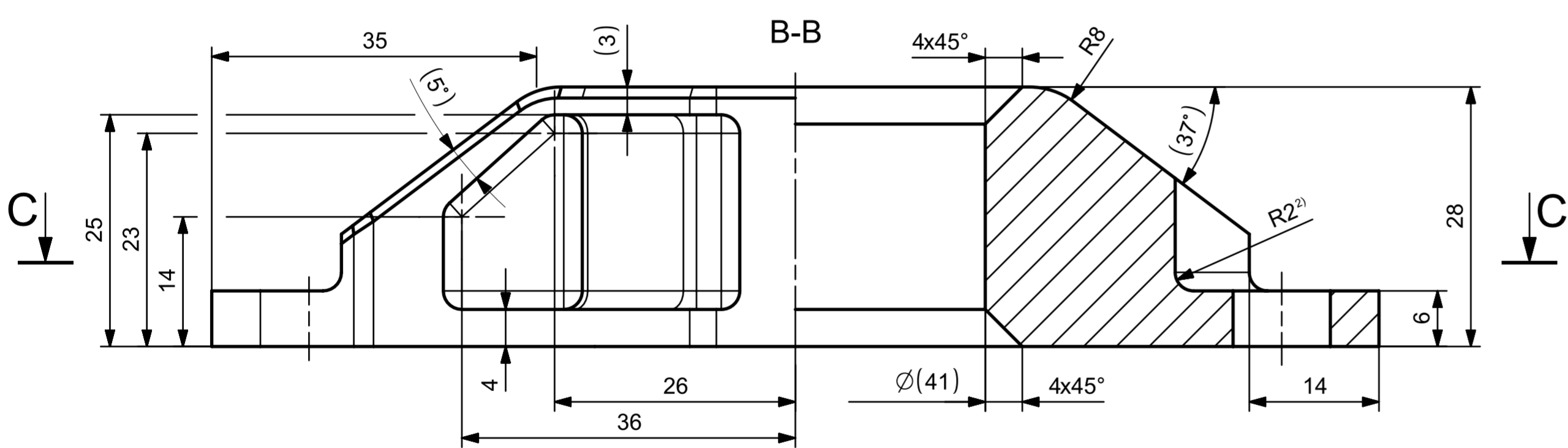
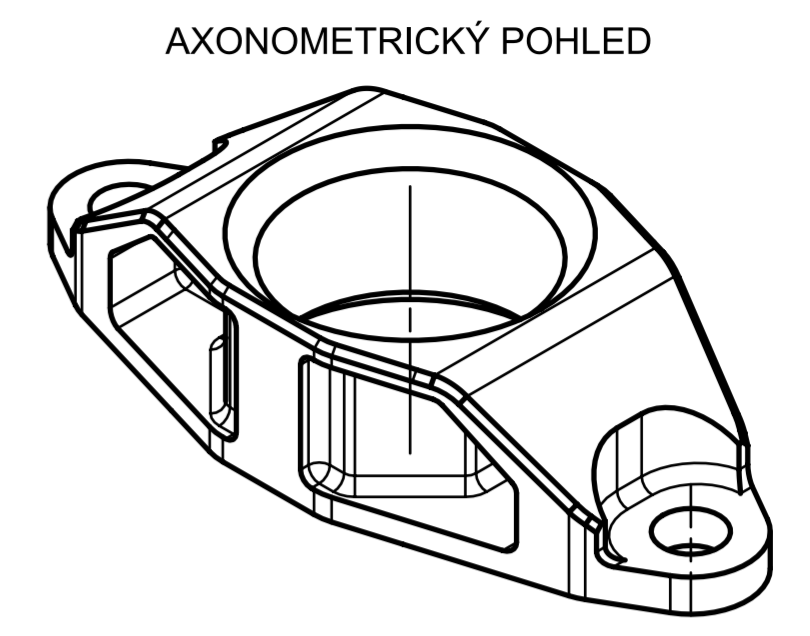
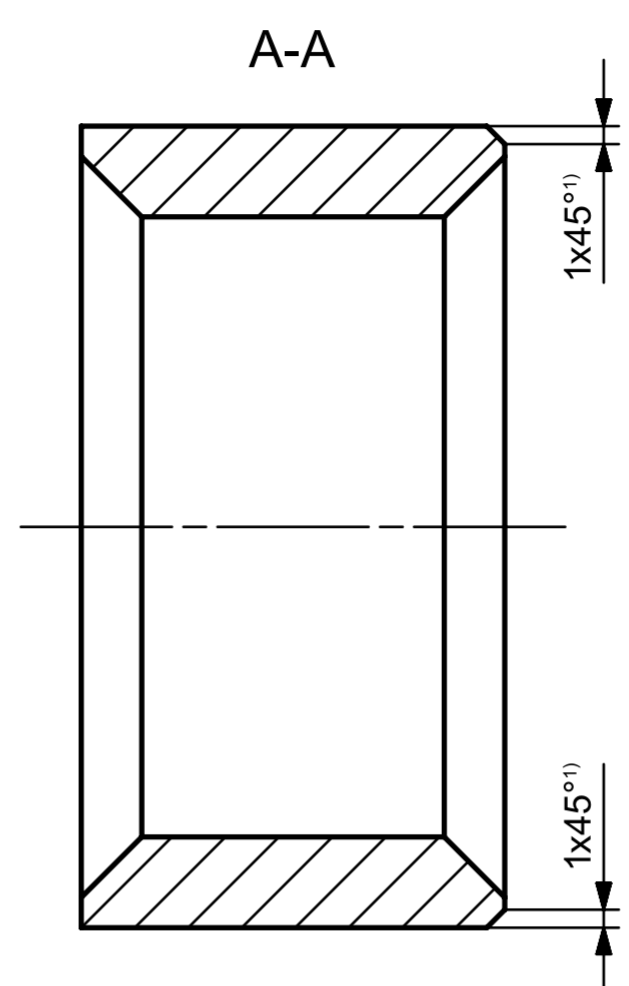
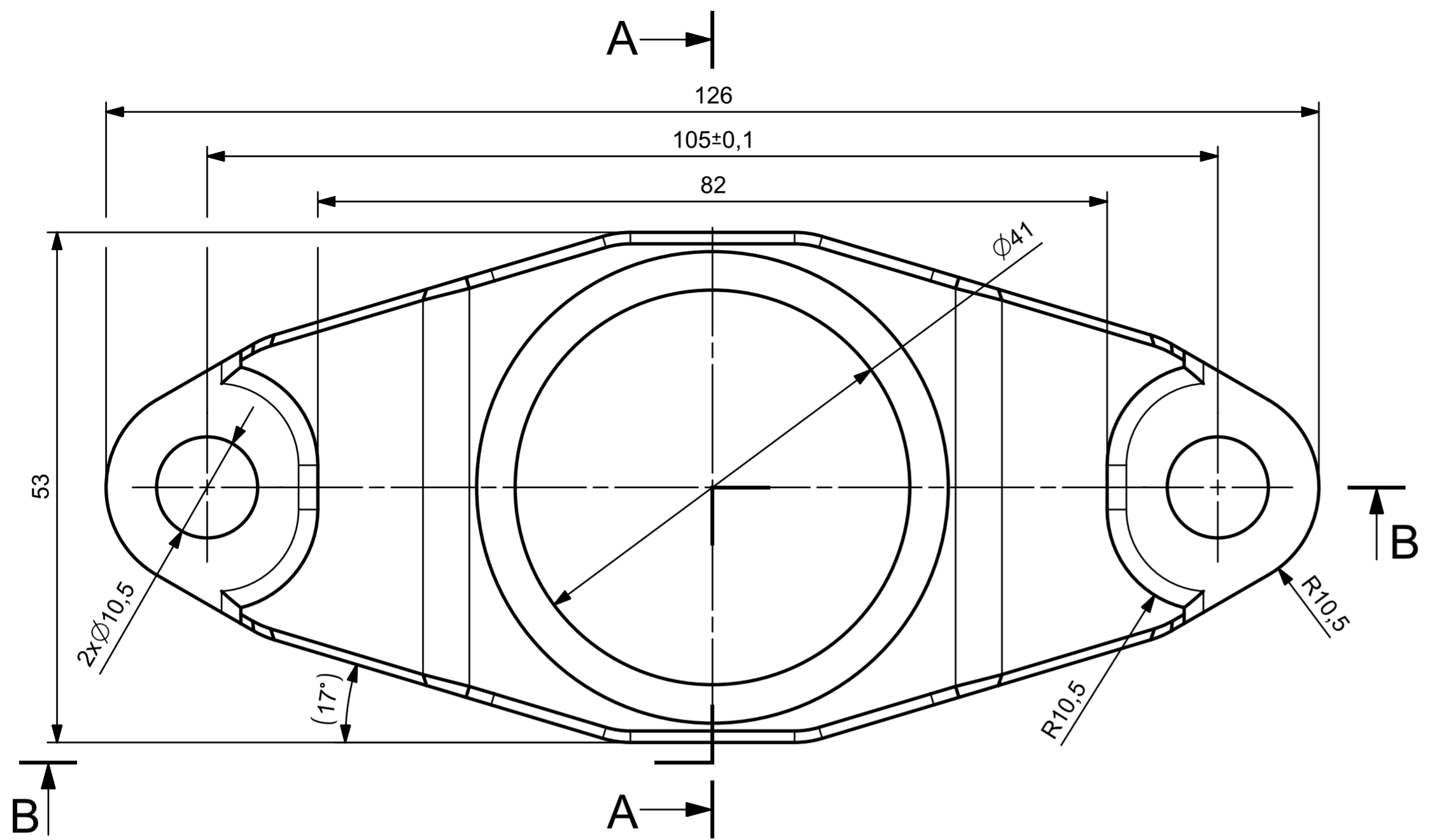
**Základní výkresová dokumentace optimalizované zástěny  
s madlem**



Pos.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot	Hr.hmot	Cislo vykresu	Pocet ks.
103	SROUBOVY SPOJ M6	-	-	-	-	-	-	4
102	SROUBOVY SPOJ M8	-	-	-	-	-	-	2
101	SROUBOVY SPOJ M10	-	-	-	-	-	-	2
9	PATKA BOCNI	VYPALEK	S355J2	-	0,28	-	ZM-09-000	4
8	DRZAK DOLNI	VYPALEK	1.4301+1D	-	0,12	-	ZM-08-000	1
7	DRZAK HORNI	VYPALEK	S355J2	-	0,04	-	ZM-07-000	1
6	PROTIKUS	VYPALEK	AW 6082-T6	-	0,09	-	ZM-06-000	1
5	UCHYT HORNI	VYPALEK	AW 6082-T6	-	0,20	-	ZM-05-000	1
4	USTAVENI SKLA	-	-	-	-	-	ZM-04-000	2
3	SKELNY PANEL	-	-	-	-	-	ZM-03-000	1
2	SENDVICOVY PANEL	-	-	-	-	-	ZM-02-000	1
1	MADLO	SVARENEC	1.4301+1D	-	-	-	ZM-01-000	1

Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
cad 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	20.5.2023	STEJSKAL						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file zastena_s_madlem_opt		Soubor-vykres / DRW-file zastena_s_madlem_opt		Projekt / Project: DIPLOMOVA PRACE		Meritko / Scale 1:10
Nazev / Title <b>ZASTENA S MADLEM</b>			Rev. 0	Cislo vykresu / Drawing No. <b>ZM_00-000</b>		Format A2		
			List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1				

√ Ra 6,3 (√)



POZNÁMKY:  
 1) SRAŽENÍ PROVĚST PO CELÉ HRANĚ  
 2) ZAUBLNÍ PROVĚST PO CELÉ HRANĚ

NEKÓTOVANÁ ZAUBLNÍ R2  
 NEKÓTOVANÉ ROZMĚRY DLE CAD DAT

-	PLO 60x30-130	EN 10058	1.4301+1D	-	0,35	1,85	-	1
Poz.	Název - rozměr	Polotovár	Material konečný/výchozí	T.0	C.hmot	Hr.hmot	Císlo výkresu	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W	Weight	R.weig	Drawing No.	Quant.
CAD	Datum / Date	Jméno / Name						
Kresil / Drahty	20.5.2023	STEJSKAL						
Projevit / Dávkový	---	---						
Stáhl / Kreslil	---	---						
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
Tolerance / Tolerování	Soubor-model / ASM-File	Projekt / Project		DIPLOMOVA PRACE		Měřítko / Scale		
	patka_dolni_opt	Základní / Assembly No.		ZM_01-000		2:1		
ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-vykres / DRW-File	C.hmot.sest / Weight		5,90				
Název / Title	PATKA DOLNI		Rev. / Císlo výkresu / Drawing No.		0 / ZM_01-001		Format / List / sheet no. / sheets	
							A2	