

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Cisternový třinápravový návěs pro přepravu sypkých materiálů

Bc. Tomáš Gajdoš

Diplomová práce

2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Gajdoš**
Osobní číslo: **D18426**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Téma práce: **Cisternový třínápravový návěs pro přepravu sypkých materiálů**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

V práci proveďte základní návrh konstrukce cisternového návěsu pro přepravu sypkých materiálů. Pro daný návrh zkontrolujte bezpečnost vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity případně ztráty stability pro dané zatížení. U konstrukčního návrhu se zaměřte na vyhodnocení nízkocyklové únavy u nestandardních částí návěsu a z toho vyplývající provedení konstrukčních vrubů tzv. koncentrátorů napětí vzhledem k požadované životnosti návěsu (počet naplnění a vyprázdnění návěsu). Vyhodnocení nízkocyklové únavy vypracujte u standardních tak i u nestandardních konstrukčních uzlů. Pro analýzy a vyhodnocení výsledků použijte metody a poznatky současné vědy a techniky. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci.

Vypracovat:

1. Úvod
2. Rozbor současného stavu a požadavků na dopravní prostředky z hlediska přepravy sypkých materiálů s využitím uzavřených nádob na pozemních komunikacích.
3. Návrh koncepce třínápravového návěsu (materiál, objem, rozměry, hmotnost, použití standardních homologovaných částí návěsu apod.).
4. Stanovení vstupních parametrů zatížení (nakládka, vykládka nákladu, provoz)
5. Základní konstrukční návrh válcové skořepiny pro přepravu sypkých hmot, kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity případně ztráty stability.
6. Vyhodnocení nízkocyklové únavy vybraných částí návěsu a stanovení kritických míst z hlediska rizika vzniku únavových trhlin.
7. Navržení a porovnání konstrukčních úprav vrubů (koncentrátorů) napětí na kritických místech konstrukce.
8. Návrh dalších možných technologií pro zvýšení únavové životnosti konstrukce.
9. Závěr

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

1. ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). *Navrhování ocelových konstrukcí*. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.
2. EN ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla – výpočet pevnosti*. Český normalizační institut.
3. Shigley, J.,E.,Mischke,Ch.,R.,Budynas,R.,G. *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
4. Voňka, T.: *Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů*. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, 2009.
5. Dražan, F., Kupka, L. a kolektiv. *Transportní zařízení*. SNTL, Praha, 1966.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.**
Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání diplomové práce: **18. února 2020**
Termín odevzdání diplomové práce: **18. května 2020**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 15. 1. 2021

Bc. Tomáš Gajdoš

Poděkování

Je mi milou povinností na tomto místě poděkovat panu doc. Ing. Petru Tomkovi, Ph.D., vedoucímu této diplomové práce, za příkladný přístup a nevšední ochotu k řešení procesních nesnází, které doprovázely vývoj této práce a jež byly v rámci konzultačních schůzek vždy v plném rozsahu vyřešeny. Děkuji za příležitost zpracování zajímavého tématu a možnost využití moderních technologií, které dopomohly ke zdárnému dokončení takto odborně zaměřeného textu.

ANOTACE

Tato práce se zabývá základním návrhem koncepce sklopného cisternového návěsu pro přepravu sypkých hmot a kontrolou bezpečnosti z hlediska mezního stavu plasticity, ztráty stability a nízkocyklové únavy jeho tenkostěnné nádoby pro kterou je navržena konkrétní konstrukce. Práce je členěna do tří základních částí. První část je zaměřena na teoretický rozbor současného stavu a požadavků na přepravu sypkých hmot v rámci silniční dopravy. V první části je dále pojednáno o základním návrhu koncepce uvažovaného třinápravového návěsu a stanoveny vstupní parametry. Ve druhé části je pojednáno o kontrole bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity a ztráty stability navržené tenkostěnné nádoby. Poslední část je zaměřena na kontrolu bezpečnosti nádoby z hlediska nízkocyklové únavy a jsou zde uvedeny konstrukční ideje pro zvýšení únavové životnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

sklopný třinápravový návěs, sypké hmoty, tenkostěnná skořepinová konstrukce, pevnost, plasticita, ztráta stability, nízkocyklová únava, metoda konečných prvků (MKP)

TITLE

Three axle silo semi-trailer design

ANNOTATION

The work deals with a tipping silo semi-trailer concept design and plasticity, stability and fatigue failure control of a thin-walled vessel whose design is made. The work is split into three fundamental parts. The first part describes the theoretical background of the bulk goods transport via road vehicle. The first part also deals with basic three-axle semi-trailer design and basic parameters set up. In the second part is the plasticity and stability control of the vessel made. The last part deals with a vessel life prediction and a low-cycle fatigue control and includes improvement ideas for fatigue limit rise.

KEYWORDS

tipping silo semi-trailer, bulk solids, thin-walled shell structure, strength, plasticity, loss of stability, low-cycle fatigue, finite element analysis (FEA)

OBSAH

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	14
Seznam symbolů	16
Seznam zkratk	21
1 Úvod	22
2 Rozbor současného stavu a požadavků	23
3 Návrh koncepce třínápravového návěsu	32
3.1 Hlavní parametry	32
3.2 Koncepce	40
4 Stanovení vstupních parametrů zatížení	45
4.1 Teorie zatížení od sypké hmoty	45
4.2 Nakládka	48
4.3 Vykládka	51
4.4 Provoz	53
5 Základní konstrukční návrh válcové skořepiny, kontrola bezpečnosti	56
5.1 Základní konstrukční návrh	56
5.1.1 Základní návrh	56
5.1.2 Materiál	59
5.1.3 Základní výpočet	63
5.1.4 Výpočtový model	66
5.2 Vymezení zatěžujících stavů	68
5.3 Kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity	70
5.3.1 Zatěžující stav 1.2	71
5.3.2 Zatěžující stav x.2	74
5.3.3 Shrnutí výsledků	75

5.4	Kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu ztráty stability	76
5.4.1	Orientační odhad v podobě kritického zatížení	76
5.4.2	Zatěžující stav 1.1	77
5.4.3	Zatěžující stav x.1	78
5.4.4	Zatěžující stav 5	78
5.4.5	Shrnutí výsledků	79
6	Vyhodnocení nízkocyklové únavy vybraných částí	80
6.1	Stanovení únavového zatížení	82
6.2	Určení posuzovaných míst nádoby	83
6.3	Shrnutí výsledků	84
7	Navržení a porovnání konstrukčních úprav koncentrátorů napětí	85
8	Návrh dalších možných technologií pro zvýšení únavové životnosti	89
9	Závěr	91
	Použitá literatura	92
	Seznam příloh	96
A	Objemové sypné hmotnosti	97
B	Cisternové návěsy vybraných výrobců	98
C	Sypné úhly vybraných hmot	99
D	Odvození podmínky pro délku návěsu	100
E	Silové poměry – nakládka	102
F	Silové poměry – vykládka	106
G	Rozložení podpor pro stejné ohybové momenty nad podporami	110
H	Nákres koncepce válcové nádoby	112
I	Reakční síly CAD modelu	113

J	Ilustrace výsledků analýzy: mezní stav plasticity	115
K	Ilustrace výsledků: analýza LBA	129
L	Ilustrace výsledků analýzy: mezní stav ztráty stability	130
M	Lineární regrese pomocí metody nejmenších čtverců	132
N	Odvození funkce Goodmanovi přímky ve Smithově diagramu	134
O	Vyhodnocení únavy: ekvivalentní napětí	135
P	Výkresová dokumentace	138

SEZNAM OBRÁZKŮ

1	Tvary nádob cisteren	24
2	Zástupci přepravy sypkých hmot otevřenými nádobami	25
3	Nakládka sypkých hmot	28
4	Rozdělovač tlakového vzduchu sklopného návěsu od výrobce Kässbohrer	30
5	Cisternový návěs NSG 48 společnosti ZVVZ GROUP	31
6	Výběr maximálních dovolených rozměrů a hmotností podle směrnice 96/53/ES	33
7	Kontrola manévrovací schopnosti jízdní soupravy podle předpisu EHK 36	34
8	Kontrola manévrovací schopnosti jízdní soupravy – analytické řešení	36
9	Limitní tvar přední části návěsu („husího krku“) – podle ISO 1726	37
10	Schéma uvolněného návěsu ze soustavy těles soupravy	38
11	Prvky koncepce	41
12	BPW – Ochrana proti podjetí s koncovou svítilnou	42
13	Řešení podvozku Airlight II od společnosti BPW	43
14	Řešení podvozku Airlight II od společnosti BPW	44
15	Mohr–Coulombův diagram	46
16	Schéma zatížené nádoby ve vodorovné poloze	50
17	Schéma zatížené nádoby ve sklopené poloze	52
18	Schéma uvolněné nádoby po odpoutání od sedlových podpor	53
19	Whitworthův mechanismus	57
20	Závislost mechanických vlastností slitiny AlMg4,5Mn W28 na teplotě	62
21	Koncepce nádoby na sypké hmoty	64
22	Koncepce nádoby na sypké hmoty	65
23	Prvková síť uvažovaného modelu nádoby	66
24	von Misesův bilineární model chování materiálu	67
25	Schématické znázornění uvažovaných okrajových podmínek	69
26	Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA)	71
27	Redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro ZS 1.2 (MNA)	72
28	Křivka rovnovážných stavů pro zatížení pláště při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)	72
29	Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA)	73

30	Horního redukována uzlová napětí (HMH) pláště při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)	73
31	Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA)	74
32	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 1.2 (MNA)	75
33	Vlastní tvar ztráty stability z analýzy LBA pro ZS 1.1	77
34	Celková posunutí pro ZS 1.1 (GMNA)	77
35	Celková posunutí předního dna pro ZS 5 (GNA)	78
36	Základní napěťová charakteristika pro symetrický a mĳivý cyklus pro vzorek ze za studena válcovaného plechu z materiálu AlMg4,5Mn	80
37	Smithův diagram pro zatížení v tahu	81
38	Kontrolovaná místa konstrukce z hlediska únavové pevnosti	83
39	Pole ekvivalentních napětí hrdla při zatížení tlakem	84
40	Konstrukční úprava – hrdlo – zatížení tlakem	85
41	Konstrukční úprava – sedlová podpora – ZS 1.1	86
42	Konstrukční úprava – D1 – zatížení tlakem	87
43	Navĳení kompozitních vláken na válcovou nádobu	90
44	Schéma úlohy vyšetření vnitřních účinků nádoby/nosníku při nakládce	102
45	Schéma úlohy vyšetření vnitřních účinků nádoby/nosníku při nakládce	103
46	Průběh ohybového momentu a posouvající síly po délce L_{SV} – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)	105
47	Průběh ohybového momentu a posouvající síly – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)	107
48	Průběh ohybového momentu a posouvající síly po délce L_S – Vykládka – po odpoutání od sedlových podpor	109
49	Seznam reakčních sil CAD modelu v uvažovaných zatěžujících stavech	113
50	Seznam reakčních sil CAD modelu v uvažovaných zatěžujících stavech	114
51	Membránová uzlové napětí předního dna při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)	115
52	Membránová uzlové napětí zadního dna při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)	115
53	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 1.2 (MNA)	116
54	Celková posunutí předního dna pro ZS 2.2 (MNA)	117

55	Redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA)	117
56	Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA)	118
57	Křivka rovnovážných stavů pláště pro ZS 2.2 (MNA)	118
58	Pole celkových posunutí pláště pro ZS 2.2 (MNA)	118
59	Redukovaná uzlová napětí (HMH) pláště pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA)	119
60	Celková posunutí zadního dna pro ZS 2.2 (MNA)	119
61	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA)	120
62	Celková posunutí předního dna pro ZS 3.2 (MNA)	121
63	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA)	121
64	Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA)	122
65	Celková posunutí předního dna pro ZS 3.2 (MNA)	122
66	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA)	123
67	Celková posunutí zadního dna pro ZS 3.2 (MNA)	124
68	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA)	124
69	Celková posunutí předního dna pro ZS 4.2 (MNA)	125
70	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA)	125
71	Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA)	126
72	Křivka rovnovážných stavů pláště pro ZS 4.2 (MNA)	126
73	Celková posunutí pláště pro ZS 4.2 (MNA)	126
74	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA)	127
75	Celková posunutí zadního dna pro ZS 4.2 (MNA)	128

76	Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA)	128
77	Vlastní tvar ztráty stability (LBA) při ZS 2.1	129
78	Vlastní tvary ztráty stability (LBA)	129
79	Celková posunutí pro ZS 2.1 (GMNA)	130
80	Celková posunutí pro ZS 4.1 (GMNA)	130
81	Celková posunutí pro ZS 3.1 (GMNA)	131
82	Pomocný obrázek pro odvození rovnice Goodmanovi přímky	134

SEZNAM TABULEK

3	Objemové sypné hmotnosti vybraných materiálů	26
4	Nejčastěji vyráběné objemy sklopných silocisteren	27
5	Typické sypné úhly některých materiálů	29
6	Výběr z rozměrů směrodatných vozidel podle TP 171	35
7	Limitní vzdálenost místa spojení od střední nápravy návěsu	36
8	Doporučená výška točnice – podle ISO 1726	37
9	Shrnutí důležitých hodnot z kapitoly 3.1	40
10	Limitní síly působící na náklad při standardním provozu (ČSN EN 12 195–1) .	54
11	Přehled doporučených materiálů – hliník a slitiny hliníku pro tváření	60
12	Výčet typických hodnot parametrů plechů ze slitiny EN AW 5083	61
13	Výsledky řešení z přílohy E – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)	65
14	Výsledky řešení z přílohy F – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)	65
15	Výsledky řešení z přílohy F – vykládka (horiz. poloha) (ZS 2.1)	65
16	Výsledky řešení – vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)	66
17	Definice základních zatěžujících stavů	68
18	Výsledky řešení – mezní stav plasticity	75
19	Výsledky analýzy LBA	76
20	Výsledky řešení – mezní stav ztráty stability	79
21	Vyhodnocení nízkocyklové únavy	84
22	Konstrukční úpravy – shrnutí	87
23	Objemové sypné hmotnosti nejčastěji přepravovaných materiálů	97
24	Objemové řady vybraných výrobců	98
25	Parametry vybraných sypkých materiálů	99
26	Zadané hodnoty pro základní výpočet	104
27	Výsledky řešení – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)	105
28	Výsledky řešení – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)	107
29	Výsledky řešení – vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)	107
30	Výsledky řešení – vykládka (horiz. poloha) (ZS 2.1)	108
31	Vstupní data pro konstrukci základní napětové charakteristiky	132
32	Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa]	135

33	Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa] – pokračování . . .	136
34	Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa] – úprava	137

SEZNAM SYMBOLŮ

Latinská abeceda

Symbol	Jednotka	Význam
A	%	tažnost
a_1	m	vyložení točnice tahače
a_{NT}	mm	vzdálenost těžiště návěsu od místa spojení (točnice)
b_N	m	šířka návěsu
b_T	m	šířka tahače
c	–	součinitel adheze
D_N	m, mm	vnější průměr nádoby
E	MPa	Youngův modul, modul pružnosti v tahu
E_T	MPa	tangenciální modul pružnosti
f	–	součinitel tření
F_{3N}	N	výsledná reakční síla trojnápravy
F_{HV}	kN	osová síla hydraulického zvedáku
F_{NT}	kN	dovolené zatížení točnice
G_N	N	tíha plně naloženého návěsu
g	$m\ s^{-2}$	gravitační zrychlení
h_{PD}	mm	výška předního dna
h_T	m	výška těžiště plně naložené nádoby
h_{ZD}	mm	výška zadního dna
I_o	m^4	kvadratický moment průřezu v ohybu (k dané ose)
K	–	násobitel zatížení
K_A, K_P	–	konstanty úměrnosti napětí v sytké hmotě v Rankinově teorii
K_{cr}	–	násobitel zatížení při dosažení rozdvojení (bifurkace) podmínek rovnováhy
K_{lim}	–	mezní násobitel zatížení při dosažení ztráty stability (GNA, GMNA)

Symbol	Jednotka	Význam
$K_{\text{lim,d}}$	–	návrhový mezní násobitel zatížení při dosažení ztráty stability (GNA, GMNA)
K_{mez}	–	mezní násobitel zatížení (mezní stav plasticity)
$K_{\text{mez,d}}$	–	návrhový mezní násobitel zatížení (mezní stav plasticity)
K_{σ}	–	efektivní součinitel koncentrace napětí
k_d	–	součinitel bezpečnosti zohledňující dynamické vlivy
k_{dh}	–	součinitel bezpečnosti zohledňující dynamické vlivy při sklápění nádoby
k_{dj}	–	součinitel bezpečnosti zohledňující dynamické vlivy při jízdě
L_{DR}	m, mm	dílčí rozvor návěsu (mezi nápravami trojnápravy)
L_{HV}	m	maximální délka hydraulického zvedáku (měřeno od středů otáčení)
L_{N}	m, mm	technický rozvor návěsu
L_{NC}	m, mm	celková délka návěsu
L_{S}	m	celková délka nádoby
L_{SV}	m, mm	délka válcové části nádoby
L_{T}	m	technický rozvor tahače
l_{PPN}	m	délka předního převisu návěsu
l_{PPT}	m	délka předního převisu tahače
M_0, M_1, M_2	kN m	ohybové momenty nad podporami (vnitřní účinky)
$M_{\text{O}(x)}$	N m, kN m	ohybový moment (vnitřní účinek)
M_{Q}	kN m	točivý účinek síly Q na rameni h_{T}
$M_{\text{F}_{3\text{N}}}$	kN m	moment síly $F_{3\text{N}}$
$M_{\text{F}_{\text{NT}}}$	kN m	moment síly F_{NT}
$M_{\text{G}_{\text{N}}}$	kN m	moment síly G_{N}
$m_{3\text{N}}$	kg	dovolené zatížení trojnápravy
m_{K}	kg	hmotnost prázdné nádoby
m_{NC}	kg	hmotnost návěsu – celková
m_{NPOH}	kg	hmotnost návěsu – pohotovostní
m_{NT}	kg	zatížení točnice

Symbol	Jednotka	Význam
m_S	kg	hmotnost sypké hmoty, nosnost návěsu
$N_{1,2,\dots,i}$	–	počet cyklů do poruchy na dané hladině amplitudy napětí
N_i	–	počet cyklů do iniciace trhliny
$n_{1,2,\dots,i}$	–	počet cyklů na dané hladině amplitudy napětí (požadovaná životnost)
n_{BN}	–	součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti
n_N	–	součinitel bezpečnosti k počtu dovolených cyklů
n_T	–	součinitel bezpečnosti k dosažení mezního stavu plasticity
n_u	–	součinitel bezpečnosti k dosažení mezního stavu ztráty stability
p	MPa	tlak působící na stěny nádoby
p_g	Pa, MPa	tlak vznikající vlivem působení vlastní tíhy sypké hmoty na dno nádoby
p_S	MPa	tlak vznikající vlivem setrvačných sil na dno nádoby
Q	kN	výslednice spojitého zatížení q_S po délce L_{SV}
q_S	kN m	spojité vertikální statické zatížení nádoby
R_1	kN	výsledná reakční síla zadních podpor (nohou) v podélné svislé rovině nádoby
$R_{1x,1y,1z}$	kN	výsledné složky reakčních sil zadních podpor (nohou) v podélné svislé rovině nádoby
R_2	kN	výsledná reakční síla sedlové podpory umístěné blíže ke středu nádoby v podélné svislé rovině nádoby
$R_{2x,2y,2z}$	kN	výsledné složky reakčních sil sedlové podpory umístěné blíže ke středu nádoby v podélné svislé rovině nádoby
R_3	kN	výsledná reakční síla krajní sedlové podpory v podélné svislé rovině nádoby
$R_{3x,3y,3z}$	kN	výsledné složky reakčních sil krajní sedlové podpory v podélné svislé rovině nádoby
R_e	MPa	mez kluzu
R_{LIM}	m	Limitní poloměr kruhové dráhy (EHK 36)
R_m	MPa	mez pevnosti v tahu

Symbol	Jednotka	Význam
R_N	m	vnější poloměr kruhové dráhy návěsu
$R_{p0,2}$	MPa	smluvní mez kluzu
R_T	m	vnější poloměr kruhové dráhy tahače
r	mm	poloměr válcové části (určený z D_N)
r_S	m	vnitřní poloměr kruhové dráhy soupravy
s_1	m	vodorovná vzdálenost výsledného účinku Q od zadní podpory měřená v osovém směru nádoby
s_2	mm	vodorovná vzdálenost střední sedlové podpory od zadní podpory měřená v osovém směru nádoby
s_3	mm	vodorovná vzdálenost mezi sedlovými podporami měřená v osovém směru nádoby
s_4	m	vodorovná vzdálenost působíště dvojice M_Q od zadní podpory měřená v osovém směru nádoby
s_a	mm	vodorovná vzdálenost zadní podpory od zadního dna měřená v osovém směru nádoby
s_b	mm	vodorovná vzdálenost krajní sedlové podpory od předního dna měřená v osovém směru nádoby
$T_{(x)}$	kN	posouvající síla (vnitřní účinek)
t	mm	tloušťka stěny
t_T	mm	výrobní (technologická) tloušťka stěny
t_V	mm	výpočtová tloušťka stěny, tloušťka t_T zmenšená o zápornou výrobní úchylku a přídavek na abrazi
V_N	m ³	vnitřní objem nádoby/objem nákladu
W_o	m ³	modul průřezu v ohybu

Řecká abeceda

Symbol	Jednotka	Význam
α	$^{\circ}, \text{rad}$	úhel sklopení nádoby
β	$^{\circ}, \text{rad}$	úhel odklonění hydraulického zvedáku
γ	$^{\circ}, \text{rad}$	úhel svírající podélnou osou nádoby a osou hydraulického zvedáku
μ	–	Poissonovo číslo
ξ	–	součinitel druhu svarového spoje
ϱ	–	součinitel zohledňující opracování svaru
ϱ_S	kg m^{-3}	sytná hmotnost
σ	MPa	normálové napětí
$\sigma_{1,2,3}$	MPa	hlavní napětí při prostorové napjatosti (mohrova kružnice)
σ_A	MPa	osové (axiální) napětí v plášti tenskostěnné nádoby
σ_a	MPa	amplituda napětí
σ_{AKT}	MPa	Rankinovo aktivní napětí
σ_D	MPa	dovolené napětí v tahu
σ_d	MPa	dolní napětí kmitu
σ_h	MPa	horní napětí kmitu
σ_m	MPa	velikost střední složky napětí při cyklickém zatěžování
σ_N	MPa	časová únavová pevnost při symetricky střídavém cyklu
σ_{N_m}	MPa	časová únavová pevnost při mívivém symetrickém cyklu
σ_o	Pa, MPa	napětí vznikající při čistém ohybu
σ_P	MPa	špičkové napětí
σ_{PAS}	MPa	Rankinovo pasivní napětí
σ_T	MPa	obvodové (tangenciální) napětí v plášti tenskostěnné nádoby
$\sigma_{x,y,z}$	MPa	normálová napětí ve směrech souřadnicových os x, y, z
τ	MPa	smykové (tečné) napětí
φ	–	součinitel svaru
φ_S	–	úhel vnitřního tření sytké hmoty
φ_{SM}	–	sbíhavost Smithova diagramu

SEZNAM ZKRATEK

ADR	Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí
CAD	Computer Aided Design, počítačem podporované projektování
ČSN	Česká technická norma
FEA	Finite element analysis, metoda konečných prvků
FEM	Fédération Européenne de la Manutention, European materials handling federation
GMNA	Nelineární analýza respektující materiálovou a geometrickou nelinearitu
GNA	Analýza respektující geometrickou nelinearitu (velké posuvy)
HMH	Misesova hypotéza měrné energie napjatosti pro změnu tvaru
ISO	International Organization for Standardization
LBA	Analýza rozdělení (bifurkace) podmínek rovnováhy (zobecněný problém vlastních čísel a tvarů)
MKP	Metoda konečných prvků
MNA	Nelineární analýza respektující materiálovou nelinearitu
NDT	Nedestruktivní testování
PE	Polyethylen
PP	Polypropylen
ST	Strojnické tabulky
TP	Technické podmínky
TRESCA	Guestova (Trescova) hypotéza maximálního tečného (smykového) napětí
ZS	Zatěžující stav

1 ÚVOD

Tato diplomová práce je zaměřena na problematiku přepravy sypkých hmot v rámci provozu na pozemních komunikacích. Co se zařazení týče, jedná se o speciální nákladní návěs svou konstrukcí určený k přepravě sypkých hmot. V práci je proveden koncepční návrh cisternového návěsu a konstrukční návrh jeho nádoby tenkostěnné skořepinové konstrukce.

V druhé kapitole je diskutována problematika přepravy sypkých hmot v silniční dopravě, a to jak z hlediska konstrukčního, tak také legislativního. V této části jsou stanoveny obecně přijímané podmínky, které by měly být splněny pro každý návrh konstrukce tohoto typu. Od diskutovaných problémů v této kapitole jsou odvíjeny další části práce.

Ve třetí kapitole jsou podrobněji projednány důležité parametry a teoretické podklady, kterými by se měl návrh návěsu obecně řídit. Dále jsou na tomto místě diskutována možná řešení jeho důležitých částí, které jsou pojaty jako návrh samotné koncepce. Shrnutí důležitých parametrů zvoleného návěsu je uvedeno na konci první podkapitoly.

Další části práce jsou zaměřeny zejména na návrh konstrukce a kontrolu bezpečnosti tenkostěnné nádoby zvoleného návěsu.

Čtvrtá kapitola je zaměřena na stanovení rizik přepravy sypkých hmot a jejich vliv na životnost nádoby. Dále je proveden rozbor důležitých vlivů, které mohou být v životním cyklu vozidla předpokládány a které mají významný vliv na jeho celkovou spolehlivost.

V kapitole páté je zvolena konkrétní geometrie nádoby návěsu v návaznosti na teorii a parametry diskutované v předcházejících částech práce. Je zvolen materiál nádoby a proveden základní výpočet analytickými metodami pro účely ověření okrajových podmínek numerického výpočtu. V polovině kapitoly je popsán zvolený numerický model pro účely výpočtu metodou konečných prvků. Ve druhé polovině je pak provedena kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity a ztráty stability.

Šestá, sedmá a osmá kapitola je věnována problematice nízkocyklové únavy. V šesté kapitole je popsán zvolený postup řešení a následně provedeno vyhodnocení nízkocyklové únavy. V kapitole sedmé je na základě kapitoly šesté proveden návrh konstrukčních úprav vybraných míst konstrukce za účelem zvýšení únavové životnosti. Kapitola osmá je následně věnována technologickým možnostem dalšího zvýšení únavové životnosti.

2 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU A POŽADAVKŮ

V oblasti pozemní přepravy sypkých hmot je využíváno především nákladních automobilů se sklápěčkovou nebo valníkovou karoserií a speciálních cisternových vozidel. Nádoby cisternových automobilů bývají řešeny jako sklopné nebo nesklopné.¹ U nesklopěcích cisternových vozidel probíhá vykládka zpravidla gravitačním tokem materiálu otvorem ve stěně válcové části nádoby pod vozidlo, nebo pneumaticky skrze potrubí vyvedené za vozidlo. U sklopných variant jsou výpustné otvory umístěny zpravidla v zadním dně nádoby a jejich vykládka probíhá tokem sypké hmoty při sklopení nádoby a za přetlaku plynu. V kombinované dopravě je využíváno ISO kontejnerů² na sypké materiály. Pro jejich přepravu je využíváno speciálních nákladních návěsů nebo automobilů pro výměnné nástavby. Jsou přepravovány nejrůznější produkty těžebního a zpracovatelského průmyslu.

Nákladní motorová vozidla mají zákonem daná omezení, která definují maximální celkovou hmotnost motorového vozidla na 26 tun, maximální délku 12 m, šířku³ 2,55 m a výšku 4,00 metru. Tím je definována přímá úměrnost mezi pohotovostní hmotností vozidla a jeho nosností a také požadavek, aby pro největší přepravní výkon byla pohotovostní hmotnost vozidla co nejmenší. Pro přepravu objemnější nebo těžších nákladů je proto potřeba, aby bylo využito spojení motorového vozidla do soupravy s nákladním návěsem. Takové návěsové soupravy mají dovolen provoz na pozemních komunikacích až do jejich celkové délky 16,50 metru a celkové hmotnosti⁴ 40 tun.

Návěsy používané v soupravách za účelem přepravy sypkých hmot mají koncepce otevřených a uzavřených nádob různých tvarů. Z pohledu jízdní stability a zatížení náprav je důležité, aby těžiště nákladu bylo umístěno v podélné rovině vozidla a nejbližší k povrchu vozovky. Prvnímu požadavku je snadno vyhověno nádobou, která je symetrická podle podélné roviny vozidla. Druhý požadavek je ovlivněn samotným tvarem nádoby.

Jiného hlediska hodnocení může být dosaženo je-li pohlíženo na návěs čistě jako na silniční vozidlo, pro které je nevyhnutelným provozním stavem dopravní nehoda. I když

¹V anglické literatuře nazýváno termíny „tipping“ a „non-tipping“.

²Tzv. „bulk“ kontejner.

³Mimo automobily s chladírenskou nástavbou (tzv. vozidla s klimatizačním zařízením).

⁴V oblasti použití kontejnerů ISO je dovoleno i více.

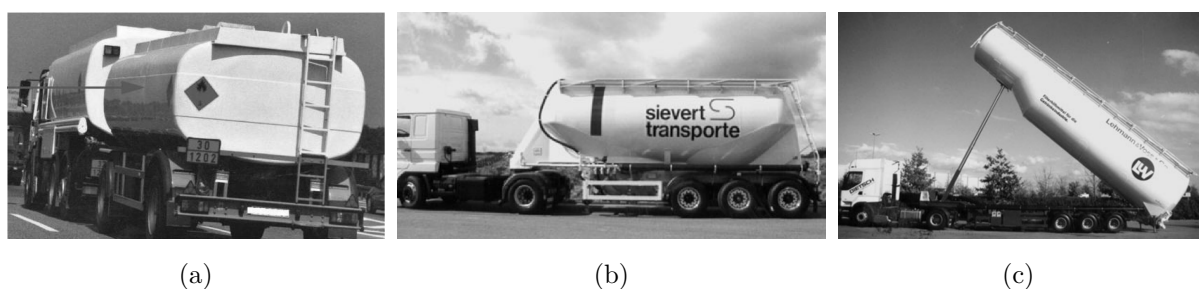
je dopravní nehoda pro samotnou konstrukci návěsu mezním stavem, je nutné aby její koncepce byla provedena v určitém ohledu na pasivní bezpečnost. Z možných koncepcí nádob by proto měla být obecně vybrána taková, která má nejmenší vliv na závažnost následků nehody a to obecně jak nehody dopravní, tak průmyslové.

Uzavřené nádoby jsou využívány tam, kde může dojít k znehodnocení nákladu během jeho přepravy nebo kde může mít náklad negativní vliv na své okolí.

V koncepci uzavřených nádob je možné se setkat s následujícími tvary cisteren:

- skříňový (tzv. kufrový),
- eliptický („čočkový“),
- válcový,
- válcovo – kónický.

Při použití válcových nádob je umožněno jejich zapuštění mezi podélníky. Tímto je snížena poloha těžiště a výška celého vozidla. Dalšího snížení těžiště je dosaženo úpravou válcové nádoby na válcovo – kónický¹ tvar. Kufrovitý tvar nádoby je nejstarším řešením, u kterého je dosaženo velkého vnitřního objemu při malé zástavbové výšce. Nádoby kufrovitého tvaru mají ale ve srovnání s ostatními nejmenší jízdní stabilitu. Mimo to měli kufrovité cisterny v minulosti těžké následky dopravních nehod a proto bylo původním provedení (viz obr. 1a) s ochranným bezpečnostním pásem² Evropskou unií od roku 2002 zakázáno. Kompromisu mezi vnitřním objemem nádoby a zástavbovou výškou bylo dosaženo eliptickou koncepcí, která je využívána doposud. Těžiště tak bylo umístěno níže než u nádoby válcové, avšak odolnost vůči mechanickému namáhání byla vždy nižší. [1]



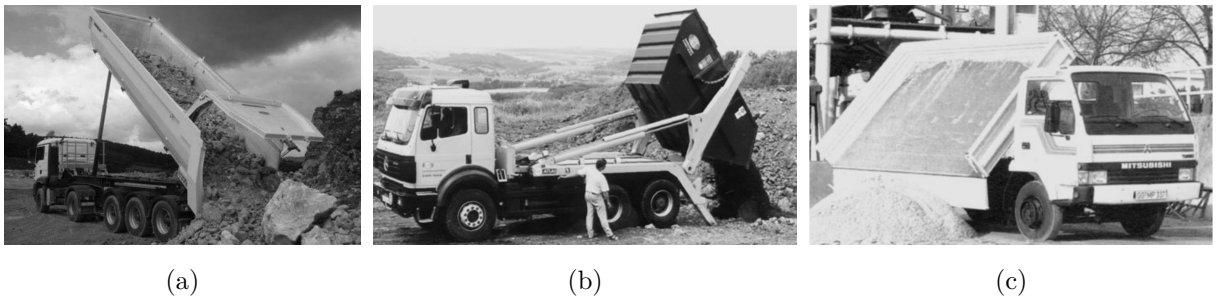
Obrázek 1: Tvary nádob cisteren: (a) Kufrový tvar s ochranným pásem („Bauchbinde“) [2];
(b) Válcový tvar–nesklonná nádoba [3]; (c) Válcovo – kónický tvar–sklonná nádoba [3].

¹Zde ale dochází k posunu těžiště nákladu dále od točnice a tím se v podstatě snižuje nosnost vozidla.

²Z německého „Bauchbinde“.

U vozidel určených pro přepravu sypkých hmot s malým rozměrem zrna jsou zpravidla využívány tenkostěnné uzavíratelné nádoby válcového tvaru. Důvodem může být ten fakt, že nádoby mohou být ve svém provozu zatíženy mimo jiné vnitřním přetlakem. Je známo, že takovému charakteru namáhání dobře odolávají tenkostěnné skořepinové konstrukce. Využitím tenkostěnných konstrukcí je dosaženo malé pohotovostní hmotnosti vozidla a z pohledu zákona zvýšena jeho nosnost. Tím je zvýšen přepravní výkon a nepřímo snížena celková produkce emisí za jeden přepravní cyklus. Koncepce válcových nádob jsou využívány jak v provedení nesklopném¹, tak také jako nádoby sklopné².

Vozidla s otevřenými nádobami jsou automobily se sklápěčkovou nebo valníkovou karoserií, valníkové nákladní návěsy a valníkové přívěsy. Náklad přepravovaný těmito vozidly je takového typu, že pro jeho zabezpečení je postačující pouze zaplachtování. Sklápěčkové automobily často mívají pro účel přepravy sypkých hmot ložný prostor řešen v podobě vanového profilu. Vykládka sklápěčkových nebo valníkových automobilů probíhá zpravidla otevřeným zadním čelem nebo jednou z bočnic při sklopení korby. Povrchy korby jsou vystaveny značnému abrazivnímu opotřebení a musí být vyráběny z velmi povrchově tvrdých otěruvzdorných plechů. Otevřenými nádobami je přepravován například štěrk, zemina, písek, kamenná drť, kůrový mulč nebo kačírky.



Obrázek 2: Zástupci přepravy sypkých hmot otevřenými nádobami [3]: (a) Sklápěčkový aut. s korbou, (b) Speciální automobil–kontejnerový, (c) Sklápěčkový aut. s valníkovou karoserií

Z technologického a ekonomického hlediska bývá většinou obecně vyžadována jednoduchá a levná výroba. V tomto směru je dosaženo dobrých výsledků s použitím válcových nádob. Jejich výroba spočívá zpravidla ve skroužení plechů a jejich následném svaření. U dlouhých nádob je tak prováděno zpravidla svary v obvodovém a osovém směru.

¹V německém jazyce nazývané jako „drucksilo“.

²V češtině je často používáno z němčiny převzaté označení „kippsilo“.

Jiné hledisko hodnocení je nabízeno typem přepravovaného materiálu. Materiály u kterých hrozí znehodnocení při přepravě musí být přepravovány v uzavřených nádobách a často také nakládány v ochranné atmosféře (materiály s velkou afinitou ke kyslíku). Také se může jednat o materiály, u kterých se vzhledem k objemu požadovaného spotřebitelem nevyplatí jejich balení, nebo materiály velmi prašné.¹ Jsou to například sypké omítkové a maltové směsi, cement, vápno nebo jiné stavební materiály. Dále to mohou být křemičité písky, popílek, pelety, práškový cukr, krmné směsi, soda nebo hliníkový prášek. Své místo zde mají také nebezpečné materiály přepravované v rámci dohody ADR.

Nesklopné cisterny mohou být provedeny jako jedna nádoba nebo rozděleny na více částí (komor). Sklopné varianty bývají zpravidla řešeny jako jedna nádoba. Za hlavní důvod může být pokládán vztah objemu nádoby k nosnosti návěsu a způsob vykládky. Vozidla pro přepravu sypkých hmot mohou být rozdělena podle měrné objemové hmotnosti přepravovaného nákladu. Pro základní materiály můžou být dohledány hodnoty v ČSN 26 0070 (podle ISO 3435:1997). Lehké materiály jako mouka, chmel, řezanka jsou přepravovány po velkých objemech ve sklopných návěsech, těžší pak v nesklopných a nejtěžší materiály jako je písek, štěrk na zaplachtovaných korbách a valnicích. Omezení je dáno v závislosti na zákonem dovolené celkové hmotnosti vozidla nebo soupravy vozidel. S narůstajícím požadovaným objemem nákladu vzrůstají vnější rozměry konstrukce a klesá dovolená užitečná hmotnost vozidla.

Tabulka 3: Objemové sypné hmotnosti vybraných materiálů [4] (podrobněji viz příloha A)

Sypká hmota	[kg m ³]	Sypká hmota	[kg m ³]
Piliny	200	Krmné směsi, šroty	450–650
Mouka krmná	400–500	Řezanka (seno, sláma)	150
Oves	400–530	Otruby podle druhu	200–600
Pšenice	720–850	Smíšená krmiva sypká	500
Krupice, kroupy	600	Pivovarské mláto sušené	250–330
Řízky řepné sušené	350–400	Cukrovarské řízky	820–1050
Dřevní prach, piliny	120–180	Senná, jetelová, vojtěšková moučka	170–185

Důležitá je tedy měrná hmotnost nákladu a jeho objem určený k přepravě. Obecně se změnou vnějších rozměrů konstrukce změní užitečná hmotnost vozidla a tím se změní také

¹Způsob balení zboží, které se neuzavírá do balení po určitém objemu, se nazývá „volně ložené“.

objem, který je možné přepravit v závislosti na jeho měrné hmotnosti. Ze zákona musí být dodrženo dovolené zatížení náprav. Důležitá je tedy také poloha těžiště návěsu, která je mimo jiné určena délkou a tvarem nádoby. Stanovení ideálního poměru objemu přepravovaného materiálu a jeho měrné hmotnosti je proto obtížný úkol a musí být řešen především podle požadavků zákazníka. Konkrétní požadavek může být dán např. velikostí zásobníku, u kterého probíhá nakládka, resp. vykládka. Na trhu se sklopnými cisternovými návěsy může být dohledána základní objemová řada, jejíž zastoupení je poskytnuto u většiny výrobců. Jiné varianty jsou řešeny zpravidla podle požadavků zákazníka. Tabulka 4 obsahuje výběr nejčastěji vyráběných variant. Šedé hodnoty značí varianty dostupné u většiny výrobců (podrobnější přehled je uveden v příloze B).

Tabulka 4: Nejčastěji vyráběné objemy sklopných silocisteren

Objem nádoby [m ³]									
38	40	42	45	48	52	58	60	63	65

Nakládka hromadně skladovaných sypkých hmot ze zásobníků¹ do uzavřených nádob vozidel je realizována nejčastěji gravitačním tokem (vlastní tíhou), pneumatickou dopravou² nebo řetězovými dopravníky, především redlerovými. První z uvedených je nejlevnější a proto je využíván přednostně. Přejechod materiálu z dopravníku do nádoby je uskutečněn zpravidla jednoduchými látkovými nebo plastovými³ rukávy, nebo speciálními teleskopickými plnicími hubicemi („teleskopické rukávy“). Látkové nebo plastové rukávy se využijí např. při nakládce ze zásobníků s moukou, teleskopické plnicí hubice v případech, kdy je požadována absolutní bezprašnost. U teleskopických plnicích hubic je výhodou možnost úplné automatizace. Po přistavení nádoby s otevřeným plnicím otvorem je automaticky řízeno dosednutí rukávu na hrdlo nádoby a také samotné plnění na požadovaný objem. Často bývají také vybaveny rozmetadlem, kterým je zajištěno rovnoměrné rozložení materiálu v nádobě. Příklady způsobů nakládání materiálu je možné vidět na obrázcích 3.

Mimo jiné stojí za pozornost konstrukční odlišnost zásobníku na obr. 3a od běžně známých zásobníků na kapaliny. Je možné si povšimnout, že i značně vysoká síla na sypké hmoty nemívají v praxi vyztužující obruče jako najdeme například u zásobníků na pitnou

¹Zásobníky rozděluje norma ČSN 73 5570 podle poměru výšky k šířce na síla a bunkry.

²Obecně nazývána jako „doprava v potrubí“.

³Materiály podobné jako pro pytle a vaky („big bagy“) (jutová tkanina, PE nebo PP).

vodu¹. To je dáno charakteristickým chování sypkých hmot u kterých jsou vnitřní síly² složeny z tlakových a smykových složek. Tím se zásadně liší od kapalin, kde jsou přítomny pouze³ síly tlakové. Důsledek je takový, že od určité výšky, kterou zaujme sypká hmota v silu, je výsledná smyková složka v reakci se stěnou zásobníku natolik velká, že je tlak na dno nádoby s dalším nárůstem hloubky téměř neměnný. Jednotlivé vrstvy materiálu se tedy „zavěšují“ jedna na druhou a jejich prostřednictvím až na stěnu zásobníku.



(a)

(b)

Obrázek 3: Nakládka sypkých hmot: (a) Nakládka z podjezdového („expedičního“) zásobníku [5],
(b) Nakládka mobilním řetězovým dopravníkem [6]

Vykládka sypkého materiálu z cisternového vozidla je realizována zpravidla vlastní tíhou sypké hmoty za podpory tlakového vzduchu. Úhel sklopení nádoby není libovolný a závisí na sypném úhlu a také tedy na úhlu vnitřního tření sypkého materiálu. Jeho velikost musí být větší než je velikost sypného úhlu, aby tak došlo k pohybu pouze vlivem vlastní tíhy. Velikost tangenciální složky tíhy částice tak přesáhne velikost síly adhezní mezi touto a dalšími částicemi. V tuto chvíli adhezní síla zaniká a namísto ní začíná působit síla třecí a dochází k uvedení do pohybu. Obecně záleží také na další charakteristice sypké hmoty a to úhlu vnějšího tření. Ten je závislý na struktuře povrchu nádoby po které materiál klouže. Tabulka 5 uvádí orientační typické hodnoty sypných úhlů pro vybrané materiály. Další materiály jsou uvedeny v příloze C. Podle těchto dat může být usouzeno, že sklopný úhel nádoby návěsu bude „univerzální“, pokud jeho hodnota bude větší než $\frac{\pi}{4}$. Protože ale charakteristiky sypkých hmot závisí na vlhkosti, je vhodné aby byly uvažo-

¹Zajímavý je také poznatek, že jsou obruče blíže ke dnu nádoby umísťovány s menším odstupem.

²Termín vnitřní síly je uvažován na síly mezi částicemi v objemu sypké hmoty – sypkého tělesa.

³Jsou myšleny kapaliny nacházející se v klidu.

vány úhly o něco větší. Volbou úhlu $\frac{\pi}{4}$ jsou tak uvažovány veškeré sypké materiály, které jsou podle rozdělení FEM¹ charakterizovány (viz [7]) jako normálně a lépe tekoucí.

Tabulka 5: Typické sypné úhly některých materiálů [8]

Materiál	Sypný úhel [°]	Materiál	Sypný úhel [°]
Popel	40	Žula	35–40
Asfalt (drcený)	30–45	Štěrk	45
Kůra (odpad), Křída	45	Štěrk (přírodní s pískem)	25–30
Jetelové semeno	28	Slad	30–45
Kokos (drcený)	45	Písek (suchý)	34
Kávová zrna (čerstvá)	35–45	Písek (mokrý)	15–30
Zemina	30–45	Písek (vlhký)	45
Kukuřičná mouka	30–40	Sníh	38
Pšeničná mouka	45	Pšenice	27

Pro urychlení vykládky je často využíváno tlakového vzduchu. Tím je umožněna spolehlivá vykládka i těžko tekoucích nebo hygroskopických materiálů. Stlačený vzduch je přiváděn od tahače, který má ve své výstroji speciální kompresor zajišťující přísun čistého² tlakového vzduchu. Využití tlakového vzduchu je založeno na několika principech:

- vnitřním přetlaku v nádobě,
- čerání (fluidizace) sypké hmoty,
- pneumatické dopravě potrubím.

Usnadnění toku sypké hmoty z nádoby se dosahuje vnitřním přetlakem v nádobě, který působí na povrch sypké hmoty. Přívodní otvory jsou tak z princip umístěny v nejvyšším místě nádoby, nejčastěji u předního čela. Dále je využíváno principu fluidizace (česky „provzdušnění“, „čerání“ nebo „nakypření“), který pracuje na stejném principu jako dopravníky s čeracími žlaby. V principu jde o přivádění vzduchu perforovanou přepážkou, kterým je provzdušňován sypký materiál. Sypký materiál potom získává přerušením vazeb mezi částicemi vlastnosti podobné kapalinám a snáze tak vytéká z nádoby. V nádobě musí být za tím účelem navrženy speciální kypřicí žlaby³ nebo využity provzdušňovací trysky. Řešení s kypřicími žlaby může být pozorováno u cisternových návěsů pro přepravu

¹Fédération Européenne de la Manutention

²U cist. automobilů Tatra 111 pro přepravu cementu se v minulosti využívaly i výfukové plyny.

³V angl. lit. nazýváno „fluid bed“.

cementu nebo uhelného prachu, které mají specifický kónický¹ tvar spodní části nádoby. Použití provzdušovacích trysek v místech výtoku sypké hmoty z nádoby je naopak běžné pro sklopné koncepce. Poslední uvedené využití tlakového vzduchu je pro pneumatickou dopravu hmoty, která již opustila prostor nádoby na vozidle.



Obrázek 4: Rozdělovač tlakového vzduchu sklopného návěsu od výrobce Kässbohrer [9]

Pneumatická doprava za výpustným otvorem nádoby je řešena zpravidla jako běžné přetlakové pneumatické systémy. Směšovač je tvořen odtokovým kolenem s dvěma přívody, kde větší slouží k přívodu sypké hmoty a druhý k přívodu tlakového vzduchu. Tlakový vzduch je přiváděn přes zpětný ventil. Při takovém konstrukčním řešení je možné, že může dojít k nadměrnému nárůstu tlaku uvnitř nádoby vlivem nashromáždění velkého množství sypké hmoty v odtokovém kolenu a jemu navazujícímu potrubí. Nejvhodnějším postupem je proto přísun sypké hmoty vhodně regulovat a usnadnit tak její unášení v proudícím médiu. Pokud v průběhu vykládky, kdy je přiváděn vzduch i do prostoru nádoby, dojde k zablokování odtoku, začne uvnitř nádoby narůstat tlak a hrozí její roztržení. Proto je v rozdělovači tlakového vzduchu zařazen přetlakový ventil, nastavený na hodnotu pracovního přetlaku. Vykládka je tedy nesnadný úkol a vyžaduje pro různé materiály individuální postup a nepřetržitý dozor. Ideální vykládka probíhá při plném otevření ventilu výtoku z nádoby (nejrychlejší) při konstantním přetlaku, tj. doprava sypké hmoty má konstantní rychlost. Tlak může být regulován ventilem pro přívod vzduchu k odtokovému kolenu, ventilem provzdušňovače (čeřící trysky), ventilem přívodu vzduchu do nádoby a otáček kompresoru, které jsou závislé na otáčkách motoru vozidla².

¹V něm. lit. se používá termín „bananenform“.

²Pokud není poháněn elektricky.

Podle uvedeného principu je možné usoudit, že jedním z důležitých stavů nádoby bude zatížení přetlakem v kombinaci se zatížením od vlastní tíhy nákladu při jejím sklopení. Podrobněji jsou uvažované zatěžující stavy probrány v nadcházející částech této práce zabývajících se stanovením vstupních parametrů zatížení. Důležitá je také změna teploty. Při zvyšování tlaku v nádobě se podle Charlesova zákona pro izochorický termodynamický děj nutně zvyšuje také teplota plynu. Zejména u materiálů s nízkou teplotou tavení jako PE, PP je proto potřeba průběžně kontrolovat teplotu tlakového vzduchu. Z tohoto důvodu musí být v pneumatickém obvodu zařazen teploměr, popř. také chladič vzduchu.

Při výtoku sypké hmoty z nádoby může také docházet k tzv. triboelektrickému jevu. Tento jev má zásadního významu, jelikož přepravované materiály typu PP, PE aj. jsou v triboelektrické řadě značně vzdáleny od materiálů samotných nádob typu hliník nebo ocel. Navíc tento jev snáze probíhá v prostředích s velmi suchým¹ vzduchem, které je v této problematice přepravy naopak žádoucí. Vlivem odevzdávání a přijímání elektrických nábojů opačných polarit mezi materiály může následně dojít k elektrickému výboji. Takový provozní stav je zejména při přepravě výbušných hmot velmi nebezpečný a musí být proto učiněna nutná bezpečnostní opatření k zamezení jeho vzniku. Nebezpečí hrozí také při přepravě obilnin nebo dřevěných produktů, kdy je přítomen výbušný hořlavý prach. Vozidlo proto musí být z principu vodivě spojeno s výložním zásobníkem, nebo být uzemněno jiným předepsaným způsobem. Za tím účelem jsou většinou na rámech vozidel připevněny odvinovací cívky s dostatečně dlouhým vodičem.



Obrázek 5: Cisternový návěs NSG 48 společnosti ZVVZ GROUP [10]

¹Jak je známo ze zimních měsíců, kdy k tomuto jevu snadno dochází svlékáme-li si polyesterový svetr.

3 NÁVRH KONCEPCE TŘÍNÁPRAVOVÉHO NÁVĚSU

3.1 Hlavní parametry

Pro práci byla zvolena koncepce velkoobjemového návěsu pro přepravu sypkých hmot o celkovém objemu přibližně 65 m³, kterých se u konstrukcí tohoto typu a účelu běžně používá. S ohledem na manévrovatelnost je vhodné, aby bylo vozidlo co nejkratší. Proto je zvolena nádoba válcová o typizovaném průměru $D_N = 2\,550$ mm. To je zároveň zákonem stanovená limitní šířka silničního vozidla určeného k provozu na pozemních komunikacích.

S ohledem na provozní zatížení od přetlaku vzduchu se zařízení tohoto typu pro účely výpočtu posuzují obdobně jako tlakové nádoby. Jelikož je ale tlakového vzduchu využíváno jen v některých provozních stavech, tzn. nádoba není pod stálým tlakem, o tlakovou nádobu se v daném slova smyslu nejedná. Z pohledu konstrukce se jedná o tenkostěnnou skořepinovou konstrukci.

Pro orientační výpočty v rámci návrhu koncepce byla zatím předpokládána nádoba jako válcová s půlkulovými dny. Tím je určena orientační délka nádoby a šířka návěsu. šířka návěsu odpovídá průměru nádoby a orientační délka je dána ze vztahu

$$V_N = \frac{\pi D_N^2}{4} \cdot L_{SV} + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{D_N^3}{8} \Rightarrow \quad (1)$$

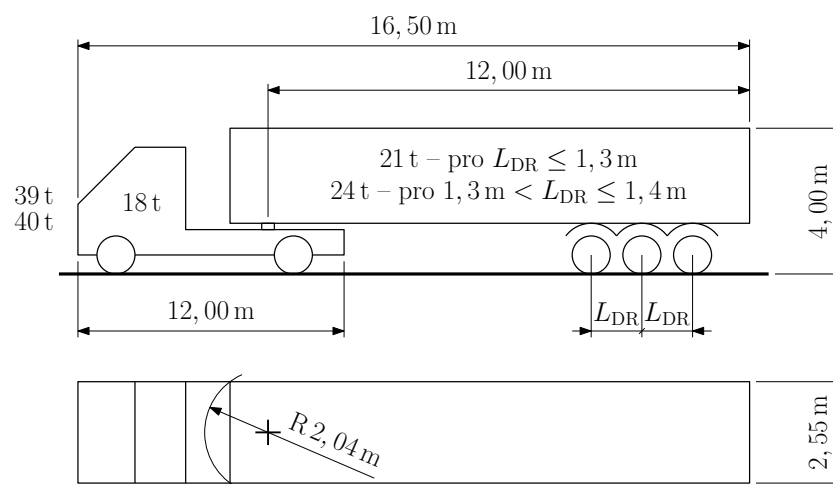
$$\Rightarrow L_{SV} = \frac{12V_N - 2\pi D_N^3}{3\pi D_N^2} = \frac{12 \cdot 65 - 2\pi \cdot 2,55^3}{3\pi \cdot 2,55^2} \doteq 11 \text{ m} \Rightarrow \quad (2)$$

$$\Rightarrow L_S = D_N + L_{SV} = 2,55 + 11,00 = 13,55 \text{ m} . \quad (3)$$

Technické požadavky na zkoušení a schvalování vozidel upravují pro země Evropské unie soustavy předpisů EHK/OSN a ES/EU. Hlavní rozměry vozidel jsou určeny vyhláškou č. 209/2018 sb. v souladu se směrnicí 96/53/ES. U nepoháněné nápravy nesmí být překročeno zatížení 10 t, u poháněné nápravy pak zatížení 11,5 t. Přípustná hmotnost dvounápravového motorového vozidla je stanovena na nejvýše 18 t. Maximální přípustná hmotnost návěsové soupravy¹ je omezena na 40 tun. Výčet důležitých parametrů² pro tuto práci je uveden na obrázku 6.

¹Kromě návěsů pro přepravu 40 ft dlouhých ISO kontejnerů.

²Hodnoty v oblasti návěsu (24 t, 21 t) značí součet zatížení trojnápravy.



Obrázek 6: Výběr maximálních dovolených rozměrů a hmotností podle směrnice 96/53/ES

Musí být poznamenáno, že zákonem udané hodnoty se vztahují na statické zatížení pro vozidlo na vodorovné vozovce. Tedy v rámci platnosti I. Newtonova zákona¹. Skutečné provozní podmínky se proto mohou v určitých provozních stavech lišit. Orientační hodnoty zrychlení při brzdění mohou být určeny například podle podmínek uvedených v normě ČSN EN 12 195-1.

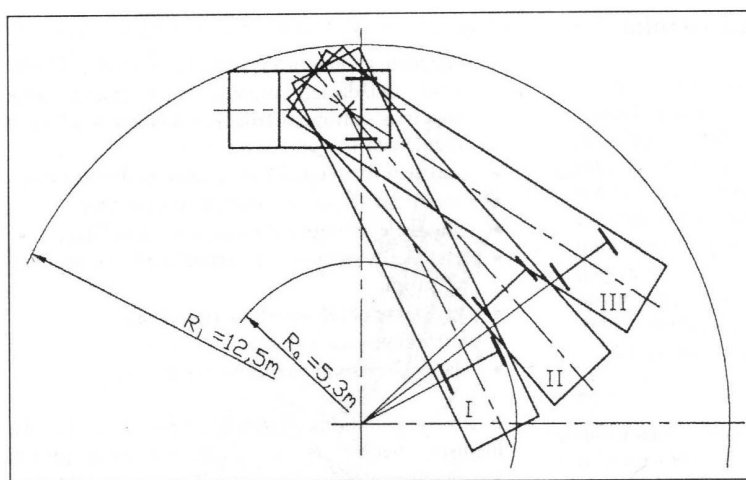
Z pohledu manévrovatelnosti musí být jízdní souprava schopna jízdy po kruhové dráze² o rozměrech $\varnothing 12,50 \times 5,30$ metru. Grafické ověření je uvedeno v předpisu EHK 36. Jedná se o zkoušku prováděnou při malých rychlostech. Skutečnost, že střed otáčení může být v této situaci umístěn na prodloužené ose neřízené nápravy, je podmíněna zanedbáním směrových úchylek kol, které vznikají při působení bočních reakcí kol vlivem deformace kostry pláště a běhounu pneumatiky. Aby bylo možné směrové úchytky kol zanedbat, musí se vozidlo pohybovat velmi malou rychlostí. Za těchto podmínek platí a mohou být sestaveny Ackermanovi kinematické podmínky a střed kruhové dráhy tak splyne s teoretických středem zatáčení. U vozidel s více nápravami to znamená, že pro splnění těchto podmínek musí být všechny nápravy kromě jedné řízené, aby jejich prodloužené osy mohly procházet jedním bodem v rovině. Pro koncepci třínápravového návěsu tedy tyto podmínky splněny být nemohou a nemohou být sestavy ani Ackermanovy podmínky. Aby bylo řešení možné, může být přibližně předpokládáno, že střed otáčení leží na ose rovnoběžné s osami náprav návěsu, která leží ve střední rovině³ mezi nápravami. Střední osou jsou tak

¹Při ustálené jízdě nebo v klidu.

²Dohledatelné také pod termínem „BO-Kraftkreis“.

³Odtud odvozen často používaný název střední osa.

nahrazeny osy všech tří neřízených náprav. Řešení je potom z principu o to více přesnější, čím jsou osy náprav blíže u sebe. Pro třínápravový návěs to znamená, že při malých rychlostech se ideálního valení může dosáhnout pouze na střední nápravě, jejíž prodloužená osa prochází teoretickým středem otáčení. Zbylé nápravy tak budou z principu zatíženy navíc reakčními silami od vozovky, které je budou nutit při absolutním pohybu vzhledem k zemskému povrchu opisovat stejné trajektorie¹, jako opisují body střední nápravy, resp. jeho kol, při tomto pohybu. To bude nutně provázeno větším opotřebením běhounů pneumatik vozidlových kol těchto náprav, než jaké nastává při valení kol střední nápravy.



Obrázek 7: Kontrola manévrovací schopnosti jízdní soupravy podle předpisu EHK 36 [11]:

I – příliš velký rozvor, II – zmenšený rozvor, III – s nuceným řízením náprav

Z důvodů uvedených v předcházejícím odstavci se v některých případech nápravy řeší jako zdvižné a často zůstává v kontaktu pouze jedna z nich. To je samozřejmě možné jen za situace, kdy nebude u této nápravy překročeno dovolené zatížení, které je pro jednu nepoháněnou nápravu legislativně omezeno na 10 t. Pro tandemové nápravy s dílčím rozvorem v intervalu od 1,3 do 1,8 metru je součet nejvyššího dovoleného zatížení roven hodnotě 18 t a pro délky nad 1,8 metru je dovoleno až 20 tun. Z jedné strany je tak postavena podmínka s požadavkem na co nejmenší dílčí rozvor neřízených náprav za účelem snížení opotřebenění pneumatik, z druhé je naopak požadována velikost dílčího rozvoru co nejbližší k dolnímu zákonnému limitu nejvyšší kategorie zatížení aby tak byl zajištěn maximální přepravní výkon. Zpravidla je mezi výrobci snaha o splnění obou těchto pod-

¹Trajektorie budou soustředné kružnice se středem v teoretickém středu otáčení.

mínek a tak jsou v návrhu voleny hodnoty o málo vyšší, než je dolní zákonem stanovená mezní hodnota. Těchto teoretických poznatků je využito a bude na ně odkázáno později v další části práce zabývající se návrhem dílčích rozvorů návěsu.

Z pohledu stavby pozemních komunikací jsou v souladu s dříve uvedenou směrnicí technické podmínky (TP) ministerstva dopravy. Technické podmínky TP 171 definují tzv. směrodatná vozidla a jejich rozměry, které by měly být mezními pro zajištění průjezdnosti zvláště při velkých změnách směru v malých rychlostech a při malých poloměrech zatáčení. Směrodatná vozidla reprezentují 85% kvantil souboru vozidel a jsou určena podle Směrnice rady 96/53/ES, vyhlášky č. 341/2014 sb. a TP 171 a představují vozidla největších možných rozměrů při zachování průjezdnosti, která jsou podkladem pro navrhování pozemních komunikací.[12]

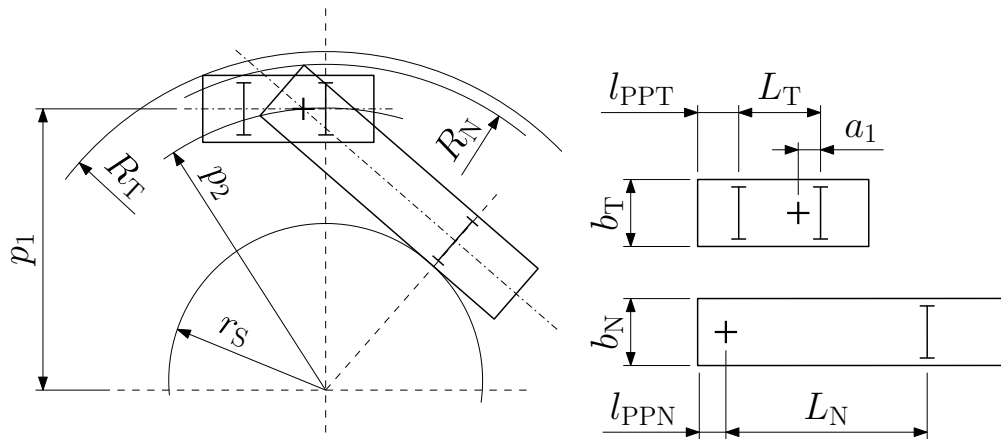
Tabulka 6: Výběr z rozměrů směrodatných vozidel podle TP 171 [13]

Druh vozidla	Vnější rozměry [m]						
	Délka	Rozvor	Převis		Šířka	Výška	Obrysový poloměr zatáčení vnější
			Vpředu	Vzadu			
Nákladní automobil:							
Dodávka/obytný	6,89	3,95	0,96	1,98	2,17	2,70	7,35
Malý nákladní(2 nápr.)	9,46	5,20	1,40	2,86	2,29	3,80	9,77
Návěsová souprava:	16,50						12,50
Tažné vozidlo (2 nápr.)	6,08	3,80	1,43	0,85	2,50	4,00	7,90
Návěs (3 nápravy)	13,61	7,75	1,61	4,25	2,50	4,00	7,90

Podle obrázku 6 může být odvozena maximální délku návěsu¹ (13,60 m), vzdálenost čela návěsu od návěsného čepu (1,60 m) a vzdálenost místa spojení od roviny kolmé k podélné ose tahače a dotýkající se předního konce motorového vozidla (4,50 m). Z tabulky 6 může být pro návěsovou soupravu určeno² vyložení točnice (730 mm). Trigonometrickou úlohou může být také ověřeno, že délka předního převisu návěsu v tabulce 6 je ve shodě s rozměrem uvedeným na obrázku 6.

¹Vzdálenost dvou rovin kolmých k podélné ose vozidla a dotýkající se jeho předního a zadního konce.

²Od zákonné limitní délky soupravy 16,50 m odečítáme (3,80 + 1,43 + 7,75 + 4,25) m.



a_1 – vyložení točnice, b_N – šířka návěsu, b_T – šířka tahače, L_N – rozvor návěsu, L_T – rozvor tahače, l_{PPN} – délka předního převisu návěsu, l_{PPT} – délka předního převisu tahače, p_1 , p_2 – pomocné kóty, R_N – vnější poloměr kruhové dráhy návěsu, R_T – vnější poloměr kruhové dráhy tahače, r_S – vnitřní poloměr kruhové dráhy soupravy

Obrázek 8: Kontrola manévrovací schopnosti jízdní soupravy – analytické řešení

Podle obrázku 7 může být graficky ověřena předepsaná manévrovatelnost vozidla nebo jízdní soupravy. Ověření může být provedeno také analyticky podle obr.¹ 8 splněním rovnic

$$(r_S + b_N)^2 + (L_N + l_{PPN})^2 = R_N^2 \leq R_{LIM}^2 = 12,5^2 \text{ m} , \quad (4)$$

$$\left(p_1 + \frac{b_T}{2}\right)^2 + (L_T + l_{PPT})^2 = R_T^2 \leq R_{LIM}^2 = 12,5^2 \text{ m} . \quad (5)$$

$$\text{Kde } p_1 = \sqrt{p_2^2 - a_1^2} = \sqrt{\left(r_S + \frac{b_N}{2}\right)^2 + L_N^2 - a_1^2} . \quad (6)$$

Pokud je vyjádřena délka L_N , může být určena její limitní hodnota. Z podmínek (4 ÷ 6) mohou být získány hodnoty, kterými je omezena vzdálenost místa spojení vozidel od střední nápravy návěsu z hlediska manévrovací schopnosti jízdní soupravy. V tabulce 7 jsou uvedeny výsledky pro soupravu směrodatných rozměrů s různou šířkou návěsu. Jejich výpočet je uveden v příloze D.

Tabulka 7: Limitní vzdálenost místa spojení od střední nápravy návěsu – podle podmínek (4 ÷ 6)

	Šířka návěsu 2,50 m	Šířka návěsu 2,55 m
Rov. (4):	$L_N \doteq 8,158 \text{ m}$	$L_N \doteq 8,118 \text{ m}$
Rov. (5):	$L_N \doteq 7,727 \text{ m}$	$L_N \doteq 7,706 \text{ m}$

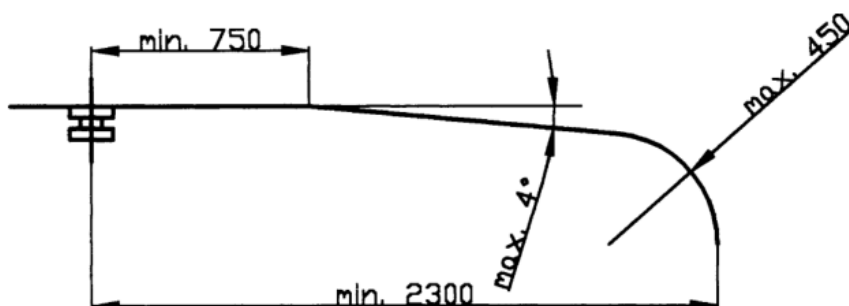
¹Rozměr a_1 – tzv. „vyložení točnice“ (vzdálenost středu točnice od středu zadní nápravy)

Z pohledu zaměnitelnosti motorových a přípojných vozidel je rozumné, aby byly respektovány doporučené rozměry definované normou ISO 1726. Důležité parametry pro tuto práci jsou shrnuty na obrázku 9 a v tabulce 8. Hodnota 2300 mm na obrázku 9, vyjadřuje rádius myšlené kružnice¹ se středem na ose návěsného čepu. Její hodnota je minimální možná pro zamezení kolize vozidel a je doporučeno, aby skutečná hodnota byla o 100 mm větší. [3]

Tabulka 8: Doporučená výška točnice – podle ISO 1726 [3]

Výška dosedací plochy točnice [mm]		
Tahače pro běžné návěsy	Souprava (zatížené vozidlo)	1 150 ÷ 1 300
	Odpojený (nezatížené vozidlo)	max. 1 400

Pro standardní návěsy je definována výška dosedací desky návěsu typu „Euro-standard semitrailer“ pro 95 m³ na 1 100 mm a pro typ „High-capacity semitrailer“ s ložným prostorem výšky 3 metry na 930 mm. Tahače bývají uzpůsobeny tak, aby bylo možné vytvořit soupravu s oběma typy. Korekce je prováděna v pracovním rozsahu odpružení vozidla. [14]



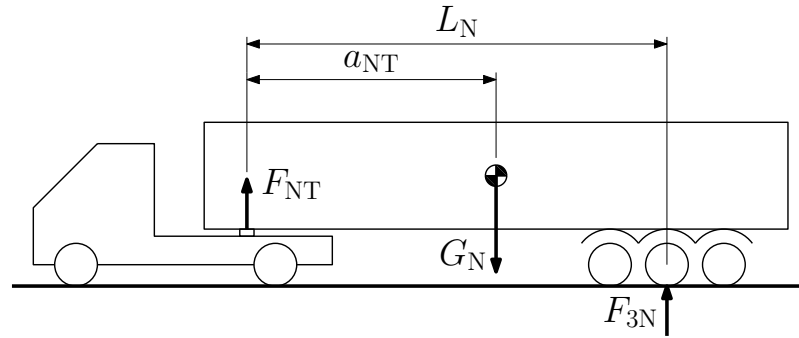
Obrázek 9: Limitní tvar přední části návěsu – („husího krku“) – podle ISO 1726 [3]

Bez ohledu na zatížení náprav specifikují výrobci maximální délku zadního převisu vozidla. Její hodnota je 60 % délky rozvoru pro jednonápravová vozidla a 70 % délky rozvoru pro vozidla dvou, tří a čtyřnápravová (měřeno od středu náprav nebo od středu mezi dvěma, třemi a čtyřmi nápravami²). [3]

¹Tzv. obrysový poloměr.

²To znamená od normalizovaného místa pro měření rozvoru.

Průzkumem trhu motorových vozidel pro tažení návěsu bylo zjištěno, že nosnost tahačů o celkové hmotnosti do 18 t je zpravidla od 9 tun výše¹. S ohledem na zaměnitelnost byla zvolena tato minimální nosnost tahače pro další návrh za směrodatnou. Potom je podle maximální dovolené celkové hmotnosti (viz obr. 6) určena za předpokladu maximálního využití zatížení náprav nejvyšší dovolená celková hmotnost návěsu na 33 tun.



Obrázek 10: Schéma uvolněného návěsu ze soustavy těles soupravy

$$\sum_{(i)} \mathbf{F}_i = \mathbf{0}; \mathbf{F}_{NT} + \mathbf{G}_N + \mathbf{F}_{3N} = \mathbf{0} \quad (7)$$

$$F_{NT} - G_N + F_{3N} = 0 \Rightarrow \quad (8)$$

$$\Rightarrow G_N = F_{NT} + F_{3N} = g(m_{NT} + m_{3N}) = 9,81 \cdot (9\,000 + 24\,000) = (9,81 \cdot 33 \cdot 10^3) \text{ N} . \quad (9)$$

Hlavním parametrem únosnosti návěsu je jeho pohotovostní hmotnost. Ta je ovlivněna samotným konstrukčním řešením a použitým materiálem. V této práci je cílem konstrukční návrh nádoby na sypké hmoty a proto je pohotovostní hmotnost návěsu konzervativně odhadnuta podle dostupných informací a kritérií. Podle těchto hodnot je předpokládáno, že nádoba nebude² zatížena nákladem o vyšší hmotnosti, než je zvoleno za směrodatné. Dynamické vlivy od rázů hydraulického zvedáku při jeho činnosti byly zohledněny dynamickým součinitelem. Podrobněji je o tomto tématu pojednáno v nadcházející kapitole 4.

Běžné cisternové návěsy mají pohotovostní hmotnost v rozsahu 6 ÷ 10 tun. Srovnání je uvedeno v příloze B. Dolní meze je v praxi běžně dosahováno s využitím konstrukcí z hliníkových slitin. Vozidlo s takovou pohotovostní hmotností má zjevně vyšší nosnost než vozidlo těžší. Z tohoto důvodu je nadále konzervativně předpokládáno, že pohotovostní hmotnost návěsu je 6 tun. Pokud by ve skutečnosti byla hmotnost vyšší, sníží se tím

¹Tzn. pohotovostní hmotnost vozidla je 11 t (doplňek do 18 t).

²Legálně být nesmí, na takový pracovní režim nebyla v této práci navržena.

nosnost návěsu. Nádoba tak bude zatížena menšími silami a celý výpočet bude stále na straně bezpečnosti.

Podle stanovené pohotovostní hmotnosti návěsu může být omezena oblast sypkých hmot, které je možno v navržené konstrukci přepravovat. Sypná hmotnost tedy může být stanovena jako

$$\varrho_S = \frac{m_S}{V_N} = \frac{m_{NC} - m_{NPOH}}{V_N} = \frac{33\,000 - 6\,000}{65} \doteq 415 \text{ kg m}^{-3}. \quad (10)$$

Při návrhu délky rozvoru návěsu musí být stanoveny vnější síly působící na návěs. Rozměry je vhodné volit tak, aby nejvyšší zatížení připadalo na hnací nápravu. Tím je na této nápravě dosaženo vlivem vyšší tangenciální reakce v kontaktu kol s vozovkou lepší trakce. Z momentové rovnice rovnováhy může být určen limitní rozvor a poloha těžiště. Těžiště návěsu potom může být umístěno už jen blíže k místu spojení soupravy. V opačném případě by došlo k překročení zákonem dovoleného zatížení náprav návěsu. Rozložení zatížení na nápravy tahače je záležitostí velikosti vyložení točnice. Čím dále bude točnice od zadní nápravy tahače, tím větší bude radiální reakce kol přední nápravy. Velikost dílčího rozvoru návěsu je v souladu s teorií¹ z kapitoly 3.1 vyžadována co možná nejmenší. Aby však bylo možné dosáhnout podle zákona největšího zatížení trojnápravy, musí být dílčí rozvory náprav v intervalu² ($1,3 \leq L_{DR} \leq 1,4$) metru. Potom může být součet zatížení trojnápravy až 24 tun. Mezi výrobci třínápravových návěsů pro přepravu sypkých hmot je pro tento rozměr zažita hodnota 1,31 m, která je při návrhu zpravidla ctěna. Může být ukázáno, že dostatečná rezerva je tím získána i s ohledem na rozměr pneumatik. Přepočtem z označení pneumatiky 385/65 R 22,5 může být určeno, že jmenovitý poloměr kola je 536 mm. Hodnota 1,31 m je tedy pro takový případ vyhovující a je proto zvolena jako základní i v této práci.

Podle obrázku 10 je možné sestavit momentovou rovnici rovnováhy a určit polohu těžiště. Rozměr L_N je omezen podmínkami (4) a (5) pro jízdu po kruhové dráze.

$$\sum_{(i)} \mathbf{M}_i = \mathbf{0}; \quad \mathbf{M}_{F_{NT}} + \mathbf{M}_{G_N} + \mathbf{M}_{F_{3N}} = \mathbf{0} \quad (11)$$

$$\sum_{(i)} M_i = 0; \quad G_N \cdot a_{NT} + F_{3N} \cdot L_N = 0 \quad (12)$$

$$a_{NT} = \frac{F_{3N}}{G_N} \cdot L_N = \frac{m_{3N}}{m_{NC}} \cdot L_N = \frac{24\,000}{33\,000} \cdot 7\,499 \doteq 5\,454 \text{ mm} \quad (13)$$

¹Viz „Ackermanova kinematická podmínka“.

²Směrnice 96/53/ES a vyhláška č. 209/2018 Sb. uvádí hodnoty s přesností na desetiny metru.

Běžné uznávané konstrukční zásady si žádají, aby byla zvolena hodnota z řady „normálních délkových rozměrů“, jak je uvádějí strojnické tabulky[15] (dále jen ST) nebo norma ČSN 01 0202. Tyto řady jsou sestaveny jako geometrické posloupnosti s kvocientem rovným jisté odmocnině z deseti. Stupeň odmocniny je určen počtem hodnot v řadovém rozsahu. Obecně se v zemích s metrickým systémem mají přednostně používat řady R5, R10, R20 a R40 kde hodnota za písmenem R^1 vyjadřuje počet hodnot v řadovém rozsahu a tedy stupeň odmocniny deseti pro určení zmíněného kvocientu. Jsou-li sestaveny uvedené posloupnosti je možné stanovit, že nejlépe odpovídá vypočítané hodnotě z podmínek jízdy po kruhové dráze délka 7 499 mm z řady R40. Pro další výpočty je proto tato hodnota zvolena za základní.

Tímto jsou stanoveny všechny potřebné rozměry a zatížení vycházející z návrhu koncepce vozidla. V tabulce 9 je uveden přehled důležitých hodnot, které budou využity v nadcházejících částech práce.

Tabulka 9: Shrnutí důležitých hodnot z kapitoly 3.1

Název	Označení	Rozměr	Jednotka
Celkový rozvor návěsu	$L_N + L_{DR}$	8 809	mm
Dílčí rozvor mezi nápravami	L_{DR}	1 310	mm
Maximální sypaná hmotnost nákladu	ρ_S	415	kg m^{-3}
Nosnost návěsu	m_S	27 000	kg
Objem nádoby	V_N	65	m^3
Průměr nádoby	D_N	2 550	mm
Vzdálenost těžiště návěsu od místa spojení (točnice)	a_{NT}	5 454	mm
Vnitřní objem nádoby/objem nákladu	L_N	7 499	mm

3.2 Koncepce

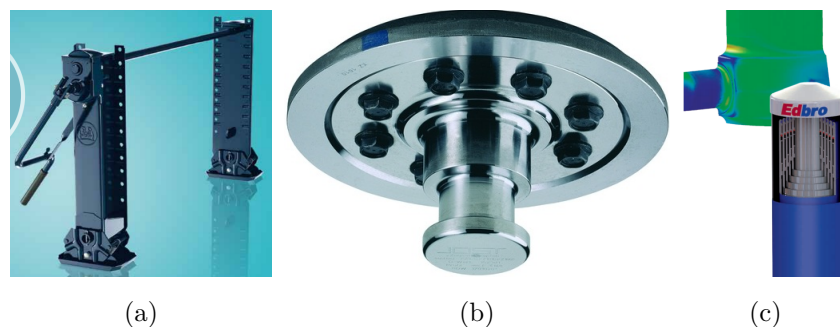
Koncepce rámu je navržena konvenčně jako svařovaná žebřinová konstrukce. Podélníky bývají voleny z válcovaných I-profilů, známých pro svou dobrou ohybovou tuhost a stabilitu vůči vybočení z roviny ohybu. Používané jsou také válcované U-profilky. Pro příčníky jsou zvoleny profily obdélníkové. Vhodné je konstrukční řešení, kdy jsou příčníky tvářeny ohybem do tvaru, který umožní zapuštění nádoby mezi podélníky. Tím je výhodně sní-

¹Písmeno R je podle francouzského konstruktéra Charlese Renarda. (Renardova vyvolená čísla)

žena poloha těžiště a zvýšena stabilita celého vozidla. Zatížení od nádoby je přenášeno na rám pomocí zadních podpor a sedlových podpor nebo v uchycení hydraulického zvedáku. Rozměry a varianty válcovaných profilů jsou obsaženy v ST nebo katalogách a atlasech.

Pro volbu materiálu jsou vhodné běžné konstrukční oceli jako S235JR nebo pro zvýšené namáhání oceli vysokopevné (např. S500MC), u kterých je však nutno zodpovědně volit technologii svařování v kombinaci s metodami kterými je dosaženo zvýšené pevnosti. Typické při požadavku na úsporu hmotnosti jsou také řešení z hliníkových¹ slitin, příkladem může být slitina AlMgSi0,5. Pro konstrukce rámců velkoobjemových návěsů jsou vzhledem k požadavku velké nosnosti vhodné spíše slitiny hliníkové. [3]

Pro požadovanou spolehlivost a životnost konstrukce musí být sledován také vliv provozních podmínek mimo mechanické namáhání. Vlivem působení agresivního prostředí dochází k degradaci materiálu chemickou a především elektrochemickou korozí. Prodloužení životnosti může být dosaženo volbou správné ochrany proti korozi. Za základní krok je vhodné uvažovat vhodnou povrchovou předúpravu, která má rozhodující vliv na výsledný účinek korozní ochrany. V případě nedostatečné adheze ochranného povlaku a pro snížení koroze pod nátěrem je možné, aby bylo využito konverzivních povlaků jakých je možné dosáhnout např. fosfátováním. Nejvíce je rozšířeno použití organických povlaků, jejichž funkce spočívá ve vytvoření membrány se selektivní propustností iontů různých velikostí, společně s využitím základních nátěrů, které korigují nedokonalosti předúprav povrchu a snižují pravděpodobnost podreznutí nátěru. Dlouhodobější ochrana může být poskytnuta technologií žárového zinkování, která je založena na principu difuze.



Obrázek 11: Prvky koncepce: (a) Návěsová podpora – BPW [16]; (b) Královský čep – JOST [17];
(c) Teleskopický válec – Edbro [18].

¹Hliník má v porovnání s ocelí cca 1/3 hustotu a Youngův modul.

V přední části rámu je upevněna nosná deska návěsu s vyměnitelným návěsným¹ čepem a návěsové podpěry. Spojovací zařízení jsou sjednocena v předpisu EKH 55 a pro výrobky z EU jsou stanovena směrnici 94/20/ES. V tomto předpisu jsou také uvedeny normalizované montážní rozměry a přípustná zatížení. Přední část dosedací plochy točny je vhodné uzpůsobit tak, aby při případném malém rozdílu výšek tahače a návěsu (rovina točnice je výše než deska návěsu) došlo k jejich vzájemnému navedení a zamezilo se tak tupému nárazu nebo jinému poškození. Taková situace by mohla nastat pokud by řidič nesprávně odhadnul výšku tahače.

Zadní část návěsu musí být vybavena zadní ochranou proti podjetí, které je schváleno podle EHK 58. Řešení je poskytováno společností BPW v podobě konstrukčního celku zadní ochrany proti podjetí, doplněné o předepsané koncové svítilny (viz obr. 12) od výrobce Ermax včetně veškeré kabeláže a příslušenství. V určitých případech může být požadována také ochrana boční.



Obrázek 12: BPW – Ochrana proti podjetí s koncovou svítilnou [19]

Výrobce BPW mimo to nabízí návěsové podpěry „BPW landing gear type 850 US“, které jsou svou konstrukcí zaměřeny na minimální hmotnost (viz obr. 12). Podpěry disponují speciálním mazivem, díky kterému mají být během prvních tří let používání naprosto bezúdržbové. Jejich statické zatížení je výrobcem udáváno až do 50 tun. U standardních řešení jsou k dispozici varianty se zdvihem od 350 mm až do 520 mm. Stejně podpěry jsou někdy připevňovány také na konec návěsu a využívány tak ke zvýšení stability při jeho sklápění.

Prvky hydraulického obvodu pro sklápění návěsu je možné realizovat z nabídky společnosti Edbro. V nabídce je možné nalézt kompletní řešení nesoucí název „Edbro Hydraulic Kit solution“. Pro oblast použití na silocisternách je výrobcem doporučeno využít hydraulických válců značení CS „ULTRA“ (viz obr. 11c), které jsou podle výrobce nejlehčími

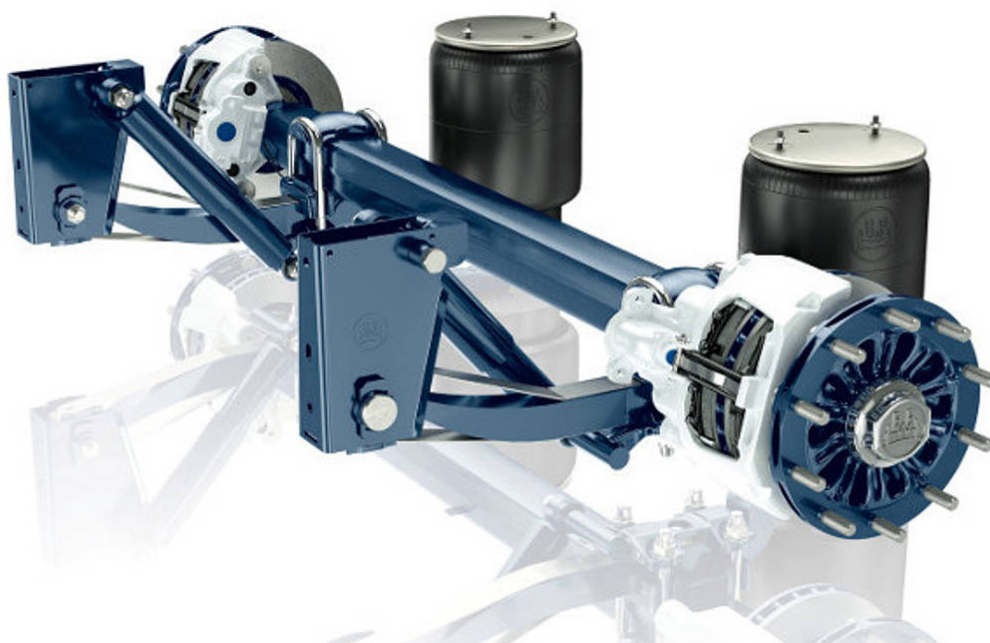
¹Tzv. „královský čep“; spojení je realizováno šroubovým spojem.

a nejpevnějšími teleskopickými hydraulickými zvedáky na trhu. Orientační velikost zdvihu může být určena za předpokladu limitní délky návěsu $L_{NC} = 13,60$ m a délky¹ nádoby $L_S = 13,55$ m. Potom podle kosinové věty platí, že

$$L_{HV}^2 = L_S^2 + L_{NC}^2 - 2L_S L_{NC} \cos \alpha . \quad (14)$$

Po úpravě a dosazení hodnot pro úhel sklopení $\frac{\pi}{4}$ dostáváme hodnotu

$$L_{HV} = \sqrt{13,55^2 + 13,60^2 - 2 \cdot 13,55 \cdot 13,60 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{4} \right)} \doteq 10,4 \text{ m} . \quad (15)$$



Obrázek 13: Řešení podvozku Airlight II od společnosti BPW [20]

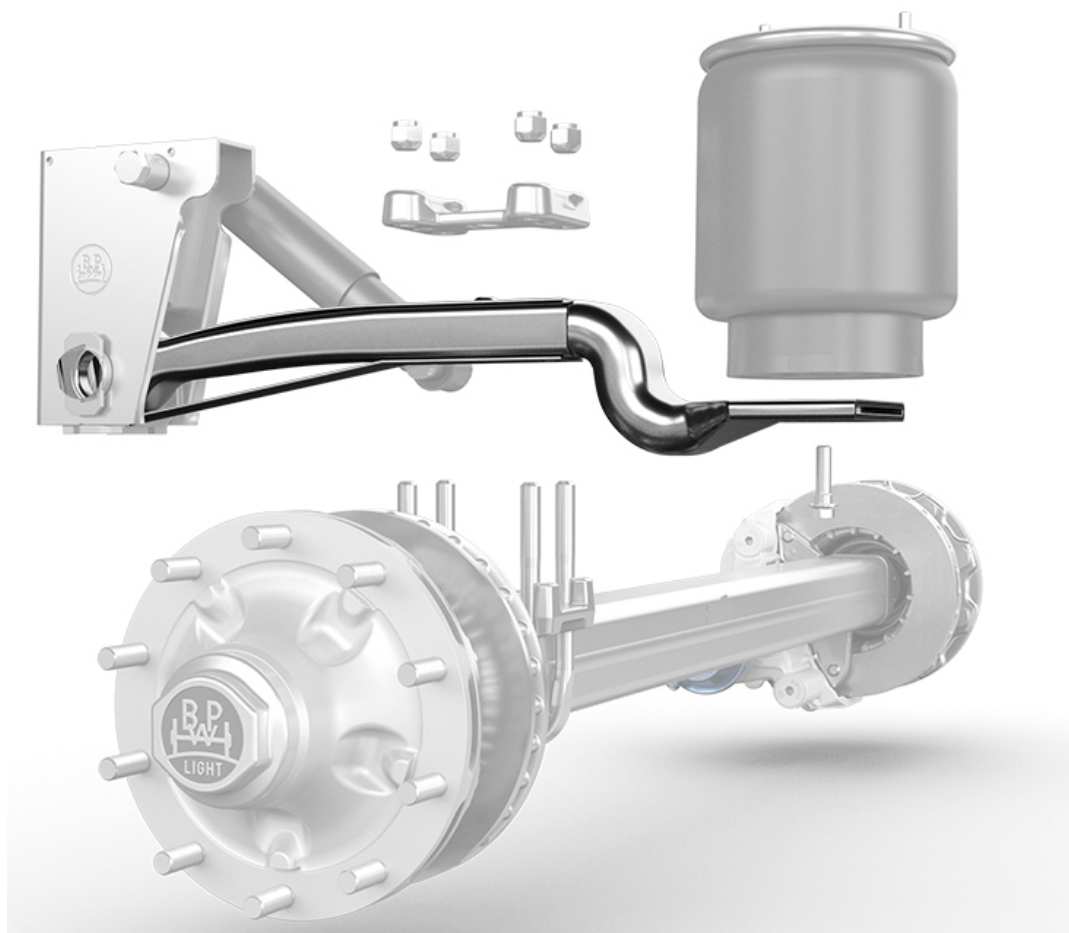
Části podvozku² a náprava byly zvoleny od společnosti BPW jako samostatný konstrukční celek s označením „BPW Airlight II“, které jsou výrobcem přímo určeny k použití na cisternových návěsech při požadavku zatížení nápravy v intervalu $9 \div 12$ tun. Výrobcem je vyzdvihována velmi nízká váha a jedinečnost na trhu s nápravami pro návěsy. Zavěšení kol je zde řešeno jako závislé³. Takové řešení je u přípojných vozidel běžné a je levnější než použití nezávislého zavěšení. Odpružení je provedeno vzduchovými vaky doplněnými o teleskopické tlumiče. Jednou z výhod plynového odpružení je schopnost řízené změny výšky

¹Určeno podle rovnice (3).

²Tzv. podvěsu.

³Tzv. tuhá náprava.

vozidla. U sklopných návěsů je tím přinášena schopnost snížit polohu těžiště. Motivací je zde minimalizace potenciální energie a zvýšení stability při vykládce. Mimo to je tak zajištěna vzájemná zaměnitelnost tahačů a návěsů různých výrobců. Vedení v podélném a příčném směru je zajištěno pomocí robustních podélných ramen. Spojení s rámem je uskutečněno pomocí držáku, s kterým je podélné rameno uloženo v masivním silentbloku. Brzdový systém je řešen kotoučovými brzdami „BPW disc brake ECO Disc TSB 3709“. Povrchové úpravy jsou uskutečněny pomocí kataforetického lakování (KTL) zinkovými povlaky. Je zde tedy hovořeno o použití základního povlaku (primeru), který je oproti základnímu materiálu (oceli) elektrochemický méně ušlechtilým¹ a je tím tak vytvářena katodická ochrana proti elektrochemické korozi.



Obrázek 14: Řešení podvozku Airlight II od společnosti BPW [20]

¹Tzn. anodičtejší.

4 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ ZATÍŽENÍ

4.1 Teorie zatížení od sypké hmoty [21][22]

V mechanice sypkých hmot je běžně předpokládáno, že sypká hmota utváří spojité prostředí ve kterém mohou vznikat stavy napjatosti. Tímto předpokladem je k určení napjatosti uvnitř sypké hmoty umožněno využít poznatků z mechaniky tuhých těles. Důležité jsou především poznatky o Mohrových kružnicích, jejichž body mohou být stanoveny kombinací smykového a normálového napětí na libovolné rovině v sypkém tělese.

Ve staticce sypkých hmot je vycházeno z Coulombových poznatků o závislosti mezi normálových a smykovým napětím. Jako výchozí model je uvažován ideální Coulombovský materiál u kterého je tato závislost lineární ve tvaru

$$\tau = f \sigma + c . \quad (16)$$

Kde f , c značí součinitel tření a koheze. Vztah (16) je nazýván Coulombovým kritériem tečení a vyjadřuje stav, kterého sypká hmota nabývá na hranici¹ klidu a pohybu. V grafickém znázornění (viz obr. 15) hovoříme o tokové čáře. Pro mnohé materiály je $c = 0$ a vztah může být po vynásobení obou stran rovnice plochou průřezu převeden na známou lineární závislost mezi normálovou a adhezní silou. Součinitel tření f musí být zřejmě roven směrnici této přímky²

$$f = \operatorname{tg} \varphi_S ,$$

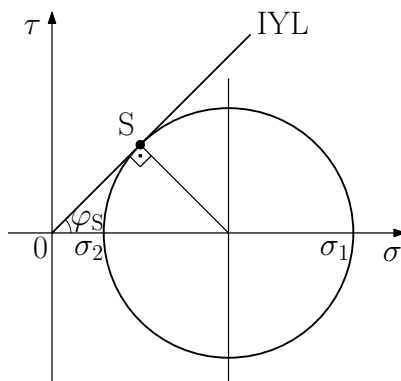
kde φ_S je nazýván úhlem vnitřního tření sypké hmoty.

Přímka (16) může mít s Mohrovou kružnicí pouze jeden společný bod. Nemají-li křivky společný žádný ze svých z bodů, znamená to pro sypkou hmotu statický stav. Protože se tato teorie zabývá pouze statikou sypké hmoty, nemohou mít křivky společných bodů více. V takovém případě by to znamenalo dosažení bodu iniciace smykové roviny ve více místech hmoty v jeden okamžik a tedy její jistý pohyb. Z principu tak vždy existuje přímka (16), která je tečnou k Mohrově kružnici a jejichž společný bod určuje svými

¹Tzn. začíná se utvářet smyková rovina.

²V literatuře je nazývána jako „toková čára“, resp. „Internal yield locus“ (IYL).

souřadnicemi napětí v rovině, ve které započne vzájemný pohyb sypké hmoty. Grafickým znázorněním přímky (16) spolu s Mohrovou kružnicí je tzv. Mohr–Coulombův diagram.



Obrázek 15: Mohr–Coulombův diagram

Velikost napětí v sypké hmotě může být určena podle Rankinovy teorie, která byla původně odvozena pro element nekonečně velké zemské půdy s rovným povrchem. Z tohoto důvodu nejsou na svislých stěnách tohoto elementu předpokládány smykové složky napětí, které musí být vzhledem k symetrii nulové. Svislý tlak na spodní vodorovný povrch elementu je v této teorii předpokládán jako lineární funkce vzdálenosti y od povrchu

$$\sigma_y = \rho_s g y . \quad (17)$$

Pro svislé stěny elementu nemůže být obecně nalezen horizontální tlak pouze z rovnic statické rovnováhy. S využitím Mohr–Coulombova diagramu tak mohou být nalezeny jen extrémní hodnoty, za kterých je zachován statický stav. Tato kritická napětí jsou nazývána jako Rankinovo aktivní napětí $\sigma_{\text{AKT}} < \sigma_y$ a Rankinovo pasivní napětí $\sigma_{\text{PAS}} > \sigma_y$. První z nich si je možné představit jako hodnotu, kdy dojde k samovolnému rozhrnutí sypké hmoty ohraničené svislými rovinami do stran, budeme-li tyto roviny od sebe oddalovat. Druhé napětí je kritickou mezí naopak při přibližování těchto rovin k sobě, kdy se sypká hmota vyhrne¹ vzhůru. Mezi těmito hodnotami k pohybu hmoty teoreticky nikdy nedojde. Při zanedbání koheze ($c = 0$) může být odvozeno, že

$$\sigma_{\text{AKT}} = K_A \sigma_y ; \sigma_{\text{PAS}} = K_P \sigma_y , \quad (18)$$

kde

$$K_A = \frac{1 - \sin \varphi_S}{1 + \sin \varphi_S} ; K_P = \frac{1 + \sin \varphi_S}{1 - \sin \varphi_S} . \quad (19)$$

¹Jak může být ostatně viděno při práci buldozerů.

Může být dokázáno¹, že úhel vnitřního tření φ_S je pro volně ložený sypký materiál bez koheze roven sypnému úhlu ρ_S . Potom může být koeficient K_A upraven do tvaru

$$\frac{\sigma_{\text{AKT}}}{\sigma_y} = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = \frac{1 - \sin \rho_S}{1 + \sin \rho_S} = \frac{1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} - \rho_S \right)}{1 + \cos \left(\frac{\pi}{2} - \rho_S \right)} = \frac{2 \sin^2 \left(\frac{\frac{\pi}{2} - \rho_S}{2} \right)}{2 \cos^2 \left(\frac{\frac{\pi}{2} - \rho_S}{2} \right)} = \text{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho_S}{2} \right). \quad (20)$$

Odkud vyplývá v literatuře často uváděný vztah

$$\sigma_{\text{AKT}} = \sigma_y K_A = \rho_S g y \text{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\rho_S}{2} \right), \quad (21)$$

kde y značí vyšetřovanou hloubku zásobníku, měřenou od povrchu sypké hmoty. Tento vztah bývá nazýván jako Rankinův a je využíván např. při konstrukci železničních vagónů se svislými stěnami pro přepravu sypkých hmot [23]. Využit byl také při řešení rovnováhy závěsných zásobníků na sypké hmoty, které byly pojaty jako případ obecně zatížené řetězovky [24].

Zmíněná teorie popisující určení napjatosti v sypké hmotě je platná i pro napětí na rovině, která je rovinou stěny zásobníku. Členy v rovnici (16) potom získají pouze dolní indexy „w“, označující jejich platnost pro povrch stěny. Příмка (16) je pak nazývána tokovou čarou sypké hmoty a stěny („Wall yield locus“ WYL). V těchto podmínkách už může existovat více jak jeden průsečík tokové čáry s Mohrovou kružnicí, jelikož je popisován pouze stav mezi sypkou hmotou a stěnou. Původní rovnice je však platná pro všechny roviny sypké hmoty. Každý ze dvou možných průsečíků potom značí stav, ve kterém dojde ke smyku sypké hmoty po rovině stěny.

Dosud uvedené poznámky hovořili o vyšetření napjatosti v sypkém tělese. V posledním odstavci byl zmíněn vliv tření sypké hmoty o stěnu nádoby. Vyšetření sil, které na stěnu působí, může být provedeno několika metodami. Nejznámějšími je metoda Coulombova, známá jako „Coulomb's method of wedges“ a metoda Janssenova známá pod názvem „method of differential slices“. Obě metody předpokládají tření mezi stěnou nádoby a sypkou hmotou. K vlivu těchto sil musí být přihlíženo hlavně u vysokých zásobníků, kde jednak snižují výsledný svislý tlak na dno, ale také vyvozují tlakové namáhání v jejich stěně. Coulombova metoda je vhodná spíše pro rovinné úlohy, které lze formulovat

¹Položením elementu sypké hmoty na nakloněnou rovinu s úhlem rovným sypnému úhlu této hmoty.

jako hledání síly působící na rovinnou stěnu nekonečné délky. Příkladem může být dlouhý závěsný zásobník (viz [24]) ve tvaru parabolického koryta u kterého zanedbáme změnu tuhosti u čelních stěn. Janssenova metoda je dobře použitelná pro osově symetrické svislé zásobníky jakými jsou například obilná sila.

4.2 Nakládka

Nakládka sypkých materiálů probíhá zpravidla gravitačním tokem z velkých podjezdových zásobníků přímo na vozidlo umístěné pod nimi. Jiné řešení je využíváno při nakládce balených sypkých hmot. Zde je používáno zpravidla mobilních redlerových dopravníků, které přepravují sypkou hmotu např. z velkých vaků¹ k plnicím otvorům cisterny. Nakládka sypké hmoty tak probíhá bez přetlaku rovnoměrným plněním postupně všemi otvory, čímž je zajištěno její rovnoměrné rozložení. Ve všech případech je nádoba v základní poloze, tzn. s podélnou osou rovnoběžnou s rovinou vozovky. Nakládka by měla probíhat až do doby, než je využita celá kapacita nádoby. Tím je předcházeno možnému nestabilnímu² chování vozidla při jízdě.

Návěs je v této části pracovního režimu podroben vnějším silám v podobě tíhy sypké hmoty a tíhy vlastní hmotnosti. Na uvolněné těleso nádoby potom navíc působí síly reakční³ od sedlových podpor a otočného uložení zadní podpory. Pro účely výpočtu může být předpokládáno, že je nádoba zcela zaplněna. Podle tab. 9 může být nejvyšší dovolené zatížení od sypké hmoty stanoveno jako zatížení ve svislém směru o hmotnosti 27 tun.

Pro základní návrh může být nádoba uvažována jako tuhé těleso. Je-li zatížení v příčné rovině nádoby předpokládáno symetrické, může být svislé zatížení řešeno pouze v podélné rovině vozidla. Z úlohy se tak stává rovinný problém, který může být modelován jako spojitě zatížený nosník na určitém počtu podpor. Podpory představují sedlové podpory a kloubové uložení zadních podpor nádoby. V terminologii mechaniky tuhých těles se jedná o tzv. „spojitý nosník“. Do spojitého zatížení jsou zahrnuty vertikální síly od

1. hmotnosti nákladu v nádobě ($m_S \cdot g$),
2. vlastní hmotnost nádoby ($m_K \cdot g$),
3. vertikálního dynamického zatížení.

¹Tzv. „Big bagů“.

²Např. u cisternových vozidel HZS je jízda povolena pouze v plně naloženém nebo prázdném stavu.

³Tzv. druhotné.

Jak bude uvedeno v nadcházející kapitole 4.4, vertikální dynamické zatížení vzniká také při jízdě. Nádoba je v těchto provozních stavech podrobena svislému zatížení stejného charakteru, jako je uvedeno v této kapitole, pouze s rozdílem ve velikosti dynamických vlivů. Z tohoto pohledu budou tyto síly zřejmě významější při jízdě. Za účelem silového rozboru, který bude využit pro definici zatížení v numerickém výpočtu, je tedy jako nejnepříznivější dynamické zatížení předpokládáno zatížení takové, které může vznikat při jízdě. Je tedy předpokládáno, že dynamické vlivy v ostatních provozních stavech nebudou tak významné jako ty, které vznikají při jízdě vozidla. V této práci byl vliv dynamických sil zohledněn součinitelem bezpečnosti k_{dj} o velikosti 1,5 vzhledem k svislému zatížení. Uvažované vertikální zatížení je tak složeno ze součtu sil od vlastní tíhy sypké hmoty a nádoby, násobené dynamickým skoučinitelem k_{dj} , který dané zatížení zvyšuje o 50 %. Úplný výčet vybraných zatěžujících stavů je uveden v nadcházející kapitole 5.2.

Průběh spojitého zatížení od vertikálních sil po délce nádoby bývá u cisternových vozidel běžně uvažován konstantního průběhu. [25] Pro tuto práci je proto definován jako

$$q_S = \frac{(m_S + m_K) g k_d}{L_{SV}} ; Q = q_S L_{SV} . \quad (22)$$

Přitom pro jízdu platí $k_d = k_{dj}$. V uložení kloubu, který je středem otáčení při sklápění návesu, jsou přenášeny síly vodorovné a svislé. Sedlovými podporami jsou přenášeny pouze síly svislé. Každou sedlovou podporou je tak přinášena jedna neznámá. Pokud je počet sedlových podpor větší jak jedna, je úloha staticky neurčitá tolikrát, kolik je počet sedlových podpor bez jedné (počet vnitřních podpor). Každou další podporou je tak přinášěn jeden staticky neurčitý prvek, pro který je nutno předepsat okrajové aj. podmínky aby mohl být vyšetřen rovnovážný stav.

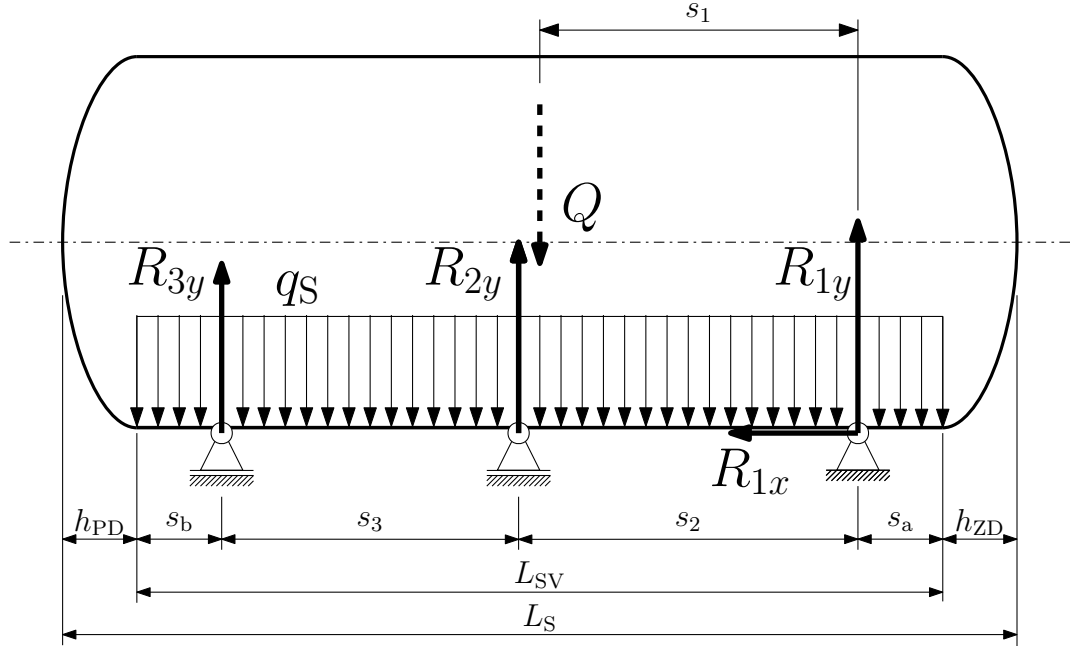
Podle obrázku¹ 16 mohou být sestaveny vektorové rovnice statické rovnováhy sil působících na nádobu. Rozepsáním do složek ve směru souřadnic může být získána soustava rovnic ve tvaru

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; R_{1x} = 0 , \quad (23)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; R_{3y} + R_{2y} + R_{1y} - q_S L_{SV} = 0 , \quad (24)$$

$$\sum_{(i)} M_i = 0 ; R_{2y} s_2 + R_{3y} (s_2 + s_3) - q_S L_{SV} s_1 = 0 . \quad (25)$$

¹Pozn.: V obrázku je zakresleno spojitě zatížení a jeho výsledný účinek v podobě osamocené síly. Nejedná se proto o zatížení v podobě osamocené síly a spojitěho zatížení.



Obrázek 16: Schéma zatížené nádoby ve vodorovné poloze

Ze vztahů je patrné, že pro obecné řešení musí být doplněna jedna rovnice. Ta může být formulována v podobě tzv. třímomentové rovnice, která je sestavena z deformační podmínky rovnosti natočení průhybové čáry po levé a pravé straně podpory. Natočení zde musí být takové, aby byla zachována spojitost průhybové čáry. Jako staticky neurčité veličiny jsou brány hodnoty momentů nad podporami. Tímto způsobem může být jednoduše řešena také soustava s více vnitřními podporami. Pro každou vnitřní podporu může být sestavena jedna takováto rovnice.

Pro tuto práci je obecný tvar třímomentové rovnice formulován s poněkud jiným tvarem pravé strany, než může být nalezeno v odborné literatuře. Její formulace je tedy interpretována jako

$$M_{n-1} \cdot \frac{l_n}{E_n I_n} + 2M_n \left(\frac{l_n}{E_n I_n} + \frac{l_{n+1}}{E_{n+1} I_{n+1}} \right) + M_{n+1} \cdot \frac{l_{n+1}}{E_{n+1} I_{n+1}} = -6 (\vartheta_{n,n}^E + \vartheta_{n,n+1}^E) \quad (26)$$

Kde je

- $\vartheta_{n,n}^E$ – natočení průhybové čáry nad podporou n od vnějšího zatížení (převodních sil) původní soustavy v n -tém poli,
- $\vartheta_{n,n+1}^E$ – natočení průhybové čáry nad podporou n od vnějšího zatížení (převodních sil) původní soustavy v $(n+1)$ -ním poli.

Natočení je považováno za kladné, pokud se děje ve stejném smyslu jako je smysl momentů nad podporou, u které je natočení vyšetřováno. V odvození je smysl momentů volen zásadně ke středu nosníku. V této podobě může být velikosti natočení $\vartheta_{n,n}^E$, $\vartheta_{n,n+1}^E$ pro

standardní úlohy snadno dohledána v tabulkách nebo příručkách (viz např. [26]). Běžně jsou natočení také určována pomocí metody momentové plochy.

Uvedených rovnic je nadále využito v kapitole 5 pro základní konstrukční návrh. Odvození příslušných vztahů pro neznámé je uvedeno v příloze E.

4.3 Vykládka

Vykládka sypké hmoty je u těchto zařízení realizována zpravidla gravitačním tokem sypké hmoty zadním dnem sklopené nádoby. V případech těžko tekoucích hmot nebo pro urychlení vykládky je využíváno tlakového vzduchu. Pro dimenzování nádoby má význam především tlakový vzduch, který působí na sypkou hmotu uvnitř nádoby a vyvolává tak vnitřní přetlak. V praxi je tento pracovní přetlak u většiny variant sklopných návěsů standardně okolo hodnoty 2 baru. Při vykládce je zařízení nejprve sklopeno, poté je přiveden tlakový vzduch do příslušného potrubí (viz kap. 2) a až v dalším kroku probíhá otevření výpustného ventilu sypké hmoty ve dně nádoby. Celá nádoba a zejména její zadní dno je tak až do vykládky veškerého materiálu podrobena postupně slábnoucímu účinku statického působení tíhy sypké hmoty, případně v kombinaci s vnitřním přetlakem. V pracovním režimu sklopení je tak nádoba značně namáhána a hrozí mimo jiné také ztráta stability.

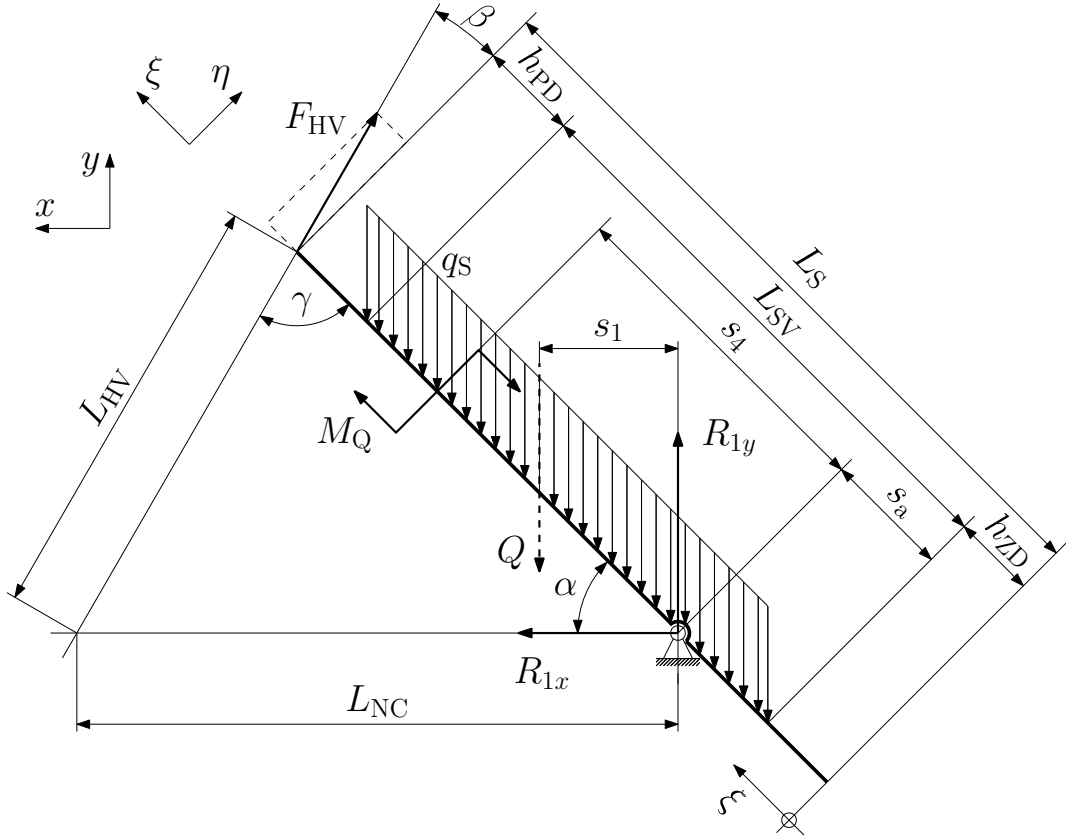
Za možný provozní stav je pro výpočet předpokládáno sklopení plné nádoby na nejvyšší možnou polohu 45° . Jako náklad je podobně jako v kapitole 4.2 uvažována sypká hmota o nejvyšší povolené sypké hmotnosti odpovídající váze 27 tun. Jak bylo zmíněno v kapitole 3.1, bude z principu funkce a konstrukce hydraulického zvedáku při zdvihání docházet k dynamickým rázům. Jejich vliv bude zohledněn dynamickým součinitelem k_{dh} o velikosti 1,5 vzhledem ke svislému zatížení nádoby. Pro stav vykládky tak bude ve vztahu (22) platit, že $k_d = k_{dh}$.

Těžiště soustavy rovnoběžných sil elementárních tíh sypké hmoty je položeno do těžiště nádoby¹. Při sklopení nabírá na významu také osová složka $Q \sin \alpha$, která má u skutečné nádoby k zadní podpoře momentový účinek na rameni rovném výšce těžiště nádoby nad podporami. Pro zavedený zjednodušený model v podobě přímého prutu je tedy daný účinek zohledněn zavedením silové dvojice

$$M_Q = Q h_T \sin \alpha . \quad (27)$$

¹Je tedy předpokládáno, že sypká hmota tvoří homogenní prostředí.

Pro účely výpočtu vnitřních účinků je tento silový moment položen přirozeně do poloviny délkového rozměru L_{SV} . Platí tedy, že $s_a + s_4 = \frac{L_{SV}}{2}$.



Obrázek 17: Schéma zatížené nádoby ve sklopené poloze

Podle obrázku¹ 17 mohou být sestaveny vektorové rovnice statické rovnováhy sil působících na nádobu. Rozepsáním těchto rovnic do složek ve směru souřadnic můžou být získány skalární rovnice ve tvaru

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; F_{HV} \sin(\alpha - \beta) - R_{1x} = 0 , \quad (28)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; F_{HV} \cos(\alpha - \beta) - Q + R_{1y} = 0 , \quad (29)$$

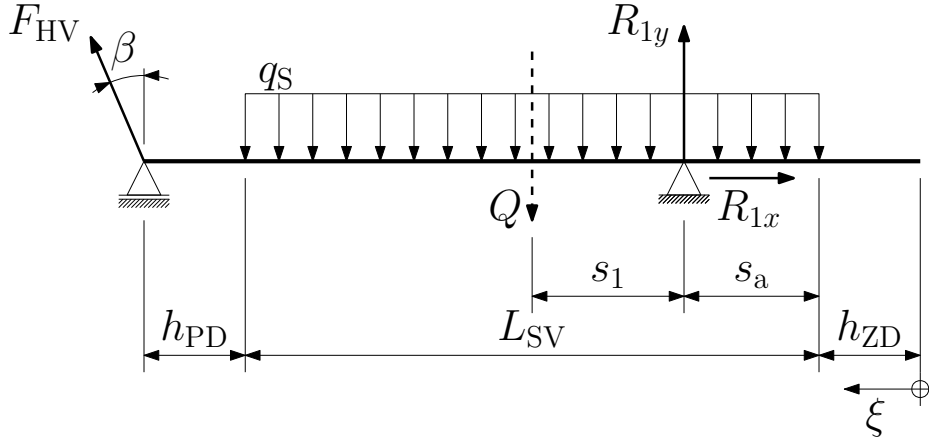
$$\sum_{(i)} M_i = 0 ; F_{HV} \cos(\alpha - \beta) (L_S - s_a - h_{ZD}) \cos \alpha + \\ + F_{HV} \sin(\alpha - \beta) (L_S - s_a - h_{ZD}) \sin \alpha + M_Q - Q s_1 = 0 . \quad (30)$$

Přitom platí rovnosti

$$\sin \gamma = \frac{L_{NC}}{L_{HV}} \sin \alpha ; \gamma = \frac{\pi}{2} - \beta ; s_1 = \left(\frac{L_{SV}}{2} - s_a \right) \cos \alpha . \quad (31)$$

¹Pozn.: V obrázku je zakresleno spojitě zatížení ale také jeho výsledný účinek.

Druhou důležitou polohou nádoby je stav, kdy osa hydraulického zvedáku zaujme svislou polohu. Pro její vyšetření může být použito stejných rovnic jako pro maximální polohu sklopení s tím rozdílem, že bude zaveden jiný úhel sklopení.



Obrázek 18: Schéma uvolněné nádoby po odpoutání od sedlových podpor

Další kritickou polohou je stav, kdy je nádoba odloučena od sedlových podpor. V takovém provozním stavu je nádoba v téměř horizontální poloze (viz obr. 18) a je podepřena v místě uchycení hydraulického zvedáku na předním dně a v kloubové podpoře, která je středem otáčení nádoby při sklápění. Nádoba je zatížena podobně jako při nakládce s tím rozdílem, že svislé síly jsou zvýšeny o dynamické rázy, které vznikají při činnosti hydraulického zvedáku. Podle zavedených označení můžou být při zanedbání malého natočení nádoby ve chvíli odpoutání od podpor sestaveny rovnice statické rovnováhy ve tvaru

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; R_{1x} - F_{HV} \sin \beta = 0 , \quad (32)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; R_{1y} - Q + F_{HV} \cos \beta = 0 , \quad (33)$$

$$\sum_{(i)} M_i = 0 ; F_{HV} (L_{SV} + h_{PD} - s_a) \cos \beta - Q s_1 = 0 . \quad (34)$$

Těchto rovnic je, podobně jako rovnic z předcházejících kapitol, nadále využito v kapitole 5 pro základní konstrukční návrh. Odvození příslušných vztahů pro neznámé je uvedeno v příloze F.

4.4 Provoz

Jako provoz je v životním cyklu zařízení uvažována jízda vozidla po pozemní komunikaci za účelem přepravy sypkých hmot.

Při ustálené jízdě po rovné vozovce je podle I. Newtonova zákona rozložení sil stejné jako v kapitole 4.2. Zatížení od vertikálních dynamických sil bylo zohledněno dynamickým součinitelem k_d vzhledem k součtu tíhových sil nádoby a nákladu (bylo zmíněno už dříve v kap. 4.2). Působením vertikálních dynamických sil může docházet k setřásání sypké hmoty a tak změně její sypané hmotnosti¹ a změně sypaného úhlu na dynamický sypaný úhel (je vždy menší). Výsledné zatížení však ovlivněno není².

Při časové změně hybnosti vozidla ve směru jízdy dochází ke vzniku dynamických sil, které mohou náklad uvést do pohybu. Důsledkem toho může docházet k pohybu sypké hmoty a jejímu působení na stěny nádoby. Největší význam má tento stav při intenzivním brzdění, jehož původem bývají zpravidla nepředvídatelné dopravní situace. Při tomto stavu tak bude namáháno zejména dno přední. Hodnoty zrychlení pro takové provozní stavy mohou být dohledány v již dříve zmíněné³ normě ČSN EN 12 195–1 (30 0080), která obsahuje výpočet zatěžujících sil pro účely zajišťování nákladu. Pro výpočet přivazovacích sil jsou definovány limitní síly působící na náklad během jízdy, které se poté zpravidla snižují o síly pracovní, vynaložené na tření mezi nákladem a povrchem vozidla. Tabulka 10 obsahuje základní informace z uvedené normy. Mimo uvedené můžou být hodnoty zrychlení při brzdění vozidla určeny z adhezních sil mezi koly a vozovkou.

Tabulka 10: Limitní síly působící na náklad při standardním provozu (ČSN EN 12 195–1)

Směr a smysl síly	Velikost síly	
ve svislém směru ($-z$)	100 %	tíhy nákladu
ve směru jízdy ($+x$)	80 %	tíhy nákladu
proti směru jízdy ($-x$)	50 %	tíhy nákladu
v příčném směru ($\pm y$)	50 %	tíhy nákladu

Jsou-li náklad a vozidlo uvažovány jako soustava těles⁴, může být sestavena pohybová rovnice pro relativní pohybu nákladu. Je-li nádoba zcela zaplněna, sypké těleso se nepohybuje. Z pohledu dynamiky tuhých těles se jedná o stav tzv. „relativní rovnováhy“. Pohybová rovnice nákladu v ose nádoby je tak zjednodušena na součet d’Alembertovy (setrvačné) síly unášivé translace a reakce od předního dna nádoby. Setrvačná síla je

¹Dochází ke změně objemu, který sypká hmota zaujímá.

²Za předpokladu nezměněného množství sypké hmoty

³Viz kapitola 3.1.

⁴Resp. soustava hmotných bodů.

v tomto případě dána součinem hmotnosti nákladu a zrychlení, které se při existenci zmíněné relativní rovnováhy velikostně shoduje se zrychlením vozidla. Pokud by bylo místo tohoto zrychlení dosaženo zemské tíhové zrychlení, jednalo by se tak z pohledu mechaniky o stejné namáhání, jako při statickém zatížení svisle postavené zcela zaplněné nádoby. Jak je ukázáno v nadcházející kapitole 5, stejného postupu může být použito také pro určení tlaku od vlastní tíhy nákladu, který bude působit na zadní dno při plném sklopení nádoby.

Hodnoty v tabulce 10 jsou při výpočtu sil uvazovacích prvků zmenšovány o síly adhezní, které způsobují disipaci energie a brání tak pohybu nákladu. Nejkritičtější namáhání vzniká v podélném směru kdy je předpoklad, že na náklad může působit zrychlení odhadem až 80 % velikosti zrychlení gravitačního. Ve studii [27] je pojednáno o pohybu sypké hmoty při změně hybnosti automobilu. Jednou ze sypkých hmot při experimentech byl cement, který má velmi nízký sypný úhel a je proto řazen mezi sypké materiály velmi tekuté. Takové sypké materiály se blíží svými vlastnostmi chování kapalin. Ve studii byla provedena série zkoušek kdy však ani při jedné nebylo intenzivním brzděním dosaženo zmíněného zrychlení o velikosti 80 % zrychlení gravitačního. S uvážením vlivu možné existence tření mezi sypkou hmotou a stěnou nádoby a toho, že při jízdě jistě dojde k byť třeba zanedbatelnému ztuhnutí vlivem kmitání vypružení vozidla, je tato hodnota považována za dostatečně konzervativní a pro účely dalšího výpočtu zvolena jako základní.

Studie [27] mimo jiné podává tvrzení, že k nejvýznamnějšímu přeskupení hmoty a posunu jejího těžiště dojde ihned po prvním intenzivnějším brzdění. Při opakovaném brzdění je pak změna polohy sypké hmoty vždy menší. [27] Z toho může být usouzeno, že pokud není dosaženo přetížení náprav po prvním brzdění, je velká pravděpodobnost že při dalším brzdění bude stále v zákonné toleranci.

5 ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH VÁLCOVÉ SKOŘEPINY, KONTROLA BEZPEČNOSTI

5.1 Základní konstrukční návrh

S cílem dosažení vhodné spolehlivosti konstrukce a zároveň předejití vzniku značně neekonomickému návrhu, jsou použita standardní konstrukční řešení a materiály pro tyto aplikace praxí ověřené, společně s uznávanými výpočetními metodami a zvyklostmi obsaženými v technické normalizaci a předpisech.

5.1.1 Základní návrh

Konstrukčně je nádoba řešena jako válcová. Základní geometrie zadního dna je zvolena půlkulová, ve které je umístěn vypustný otvor. Pro přední dno je vzhledem k zástavbovému prostoru zvoleno dno torosférické¹. Oproti původnímu návrhu tak musí být pro zachování vnitřního objemu nádoby prodloužena válcová část o přibližně 0,48 m. O vhodnosti tvaru dna rozhoduje velikost vzniklého napětí v průřezu, které následně ovlivňuje potřebnou tloušťku stěny dna. Ta by se neměla příliš vzdálit od tloušťky stěny válcové části.

Aby byla nádoba namáhána co nejpříznivěji i při sklápění, musí být síla od hydraulického zvedáku přenášena pokud možno tečně k jejímu povrchu. Tomuto požadavku je asi nejvhodněji vyhověno uchycením hydraulického zvedáku na předním dně. Tím je mimo to vyžadována nejmenší síla² válce ke zdvihu, avšak zvýšen ohybový moment na tělo nádoby. Pro zabránění kolize zvedáku s nádobou, je vhodné aby bylo spojení realizováno od středu ke spodní polovině dna³. Body tělesa nádoby vykonávají při sklápění absolutní⁴ kruhový pohyb po trajektoriích v podobě soustředných kružnic se středy umístěnými na ose rotace tělesa nádoby. Po kružnici se tedy bude pohybovat také bod uchycení hydraulického zvedáku k nádobě. Jelikož je ale válec kloubově uchycen také k rámu vozidla, bude vůči

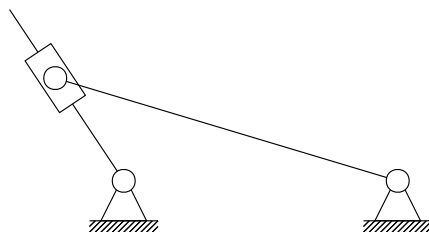
¹Podle DIN 28013. Je používáno jako náhrada za dno dle ČSN 42 5816.

²Moment sklápění narůstá se vzdáleností od osy rotace.

³Osa rotační symetrie dna je ztotožněna s osou válcové části.

⁴Za základní rám je považován rám návěsu.

nádobě vykonávat relativní rotační pohyb se středem otáčení v kloubu uložení hydraulického zvedáku k rámu vozidla. Z pohledu kinematiky se jedná o kulisový¹ mechanismus o 1° volnosti, který může být modelován jako čtyřčlenný. Aby nenastala kolize hydraulického zvedáku a nádoby, musí být jeho úhel natočení při relativním pohybu vůči nádobě v omezeném rozsahu.



Obrázek 19: Whitworthův mechanismus

V této práci je osa kloubu uchycení hydraulického zvedáku k nádobě odkloněna od podélné osy symetrie nádoby směrem ke spodní části dna. Odkloněním je zvýšena složka síly působící na nádobu v jejím osovém směru a sníženo její ohybové namáhání. Tímto odkloněním je však umožněna ještě jedna věc. Kinematickým rozbořem by bylo možné dokázat, že při zdvihu může hydraulický zvedák vykonávat kývavý pohyb se zvrtnou polohou v okamžiku, kdy jeho osa zaujímá vzhledem k zemi svislou polohu. Předkloněním je tak získáno rozložení, kdy bude osa zvedáku vykonávat při sklápění relativní rotaci vůči nádobě nejprve po směru chodu hodinových ručiček a po průchodu svislou polohou se bude pohybovat v opačném smyslu zpět k výchozí poloze. Při daných rozměrech může být nalezeno takové počáteční odklonění osy hydraulického zvedáku od nádoby, které bude existovat také ve chvíli maximálního úhlu sklopení. V této práci je využito tohoto poznatku a osa hydraulického zvedáku je pro vodorovnou polohu nádoby odkloněna o takový úhel, aby ve sklopeném stavu o úhel $\frac{\pi}{4}$ zaujala vzhledem k nádobě stejný směr, jako při stavu složeném. Pro výpočet jsou tak důležité krajní polohy a zvrtná poloha, kdy bude nádoba nejvíce ohybové namáhána. Konkrétní hodnoty byly zvoleny během tvorby parametrického CAD modelu podle reálné geometrie nádoby. Jejich velikosti jsou uvedeny v příloze na příslušné výkresové dokumentaci.

Plášť nádoby je složen z dílčích válcových částí², jejichž počet je určen požadovanou délkou válcové části a dostupnou velikostí vyráběných plechů. Pro snížení pravděpodob-

¹Tzv. Whitworthův.

²Tzv. „válcové luby“.

nosti porušení konstrukce vlivem inherentních vad z výroby je brán ohled na to, aby bylo použito co nejméně svarových spojů. Běžné varianty v praxi používaných úhlů opásání sedlových podpor jsou 60°, 90° a 120°. Pro základní návrh je zvolen úhel 120°. Optimální rozložení sedlových podpor může být stanoveno požadavkem, aby ohybové namáhání tělesa nádoby bylo mezi podporami stejné jako v místech sedlových podpor.

Pro otočné uložení nádoby v zadní podpoře je naopak důležité, aby byl střed otáčení v takovém místě, v jaké bude zabráněno možnostem kolize nádoby s rámem návěsu při sklápění, tzn. co nejbližší ke konci nádoby. Pokud by bylo požadováno, aby byl nad podporami ohybový moment rovnaké velikosti, může být tato podmínka vyjádřena ve tvaru

$$M_0 = M_1 ; M_1 = M_2 .$$

Odtud vyplývá, že musí platit

$$M_0 = M_2 \Rightarrow s_a = s_b = s_{a,b} .$$

Navíc také musí platit, že

$$s_b + s_a + s_3 + s_2 = L_{SV} .$$

Po dosazení a nezbytných úpravách (viz příloha G) může být doloženo, že pro splnění uvedených podmínek musí být krajní podpory ve vzdálenosti

$$s_{a,b} = L_{SV} \frac{\sqrt{6} - 1}{10} \doteq 0,145 L_{SV}$$

od začátku válcové části. Jsou-li pak dosazeny hodnoty podle kapitoly 3.1

$$s_{a,b} = 0,145 L_{SV} = 0,145 \cdot 11 \doteq 1,6 \text{ m} .$$

To je značně vzdáleno od požadavku na polohu středu otáčení. Proto je zvoleno řešení, při kterém jsou podpory umístěny co nejbližší k přilehlým dnům. Mimo to jsou v dalších částech práce uvedeny poznatky, proč je volba symetrického rozložení podpor¹ u tohoto typu konstrukce, kde dochází ke sklápění nádoby, značně nevýhodná² a je na úkor snížení nosnosti celé konstrukce nádoby.

Počtem plnicích hrdel na hřbetě nádoby je přímo ovlivněna možnost zaplnění nádoby do celkového objemu. V praxi jsou v podstatě u všech typů sklopných silocisteren používána hrdla vpustí s jmenovitou světlostí³ DN 450 a pro výpustě DN 800, která jsou

¹S tímto předpokladem byla vzdálenost pro stejné ohybové momenty nad podporami odvozena.

²Při základním návrhu nebyly tyto nevýhody zjevné a poukázal na ně až podrobnější pevnostní výpočet uvedený v následujících částech práce.

³Jmenovité světlosti jsou definovány v ČSN 13 0015.

zpravidla redukována na otvor světlosti DN 150 nebo DN 100, zakončený uzavírací klapkou¹. Používané pryžové hadice jsou zpravidla světlosti 80 nebo 100 mm. Katalogové provedení těchto materiálových hadic pro využití u vozidel na sypké hmoty je uváděno v délce 4,9 m. Počet vpustí může být určen podle objemu nádoby. Běžná provedení využívají pro objem nádoby do 49 m³ čtyři plnicí otvory, dále pak do objemu 63 m³ otvorů pět a zhruba do objemů 66 m³ otvorů buďto pět nebo šest. V této práci je s cílem dosažení optimálního rozložení hmotnosti na nápravy a zaplnění nádoby zvoleno otvorů šest o standardní² jmenovité světlosti DN 450. Rozložení otvorů je voleno rovnoměrně po délce nádoby. Jelikož číslo³ 13 550 není dělitelné sedmi beze zbytku, jsou okrajové otvory umístěny ve vzdálenosti 1 950 mm od konce nádoby, tzn. 675 mm od začátku válcové části. Zbylé otvory tak mohou být umístěny s odstupem 1 930 mm. S ohledem na poznámku o nutném prodloužení válcové části pro zachování původního objemu nádoby (viz str. 56) bude vzdálenost krajních hrdel od předního, resp. zadního dna zvolena 915 mm. Výpustný otvor je zvolen rovněž standardní, světlosti DN 800 s kuželovým přechodem ze zadního půlkulového dna.

5.1.2 Materiál

V této kapitole je pojednáno o volbě materiálu pro těleso nádoby s ohledem na faktory jako je rozsah pracovních teplot, hmotnost a technologie výroby. Je uveden zvolený materiál, odůvodněna jeho volba a shrnuty podstatné fyzikální a mechanické vlastnosti.

V podnebném pásu České republiky se od 1.11. do 31.3. používá motorová nafta se zaručenou filtrovatelností do teplot pod bodem tuhnutí vody. Ve výjimečných podmínkách jsou to paliva se zaručenou filtrovatelností až do -32°C . Při zvyšování tlaku v nádobě je podle Charlesova zákona (izochorický děj) pro ideální plyny závislost tlaku na teplotě lineárního průběhu⁴. Je-li uvažována změna tlaku z atmosférického (1 bar) na maximální běžný provozní přetlak (2 bary), dojde ke změně teploty o 50 %. Z pokojové teploty (například 24°C) to znamená změnu na 36°C . Je známo, že v horkých letních dnech teplota palubní desky automobilu přesahuje hodnoty, při kterých je na předmětech bez větších obtíží člověk schopen udržet ruku (cca $> 50^{\circ}\text{C}$). V takových podmínkách může teplota

¹ Angl. „butterfly valve“

² Je to zároveň nejmenší rozměr pracovních otvorů, který nádoba musí podle normy mít.[28]

³ Viz L_S v kapitole 3.1.

⁴ Tzv. přímá úměrnost.

v zaparkovaném vozidle dosahovat až 70 °C. Potom je při maximálním pracovním přetlaku teoreticky dosažena teplota až 105 °C. Jako nejnižší pracovní teplota je uvažována teplota –32 °C, při které motorová nafta už značně krystalizuje¹.

Podle uvážené pracovní teploty může být pro účely výpočtu nádoba zařazena do skupiny tlakových zařízení, která pracují pod teplotou bodu mrazu. Normou ČSN 69 0010–3.1 jsou určeny materiály, které by měly být pro konstrukce těchto tlakových nádob používány. S cílem dosažení nejnižší hmotnosti konstrukce může být jako materiál zvolena některá z hliníkových slitin, které jsou pro tyto aplikace standardně používány. Tabulka 11 uvádí přehled doporučených hliníkových slitin podle uvedené normy, doplněné o orientační hodnoty pevnosti. Hutnické výrobky v podobě plechů, pásů a desek z uvedených hliníkových slitin musí pro tyto aplikace odpovídat normě EN 485.

Tabulka 11: Přehled doporučených materiálů – hliník a slitiny hliníku pro tváření [29][30]

Označení	Číslo	Mez pevnosti [MPa]
Al 99,8	42 4002	70 (měkký)/130 (tvrdý)
Al 99,5	42 4005	
AlMg3	42 4413	170 – 280
AlMg5	42 4415	200 – 420
AlMn1	42 4432	130 – 220
AlMg5Si1Mn	42 4515	120 – 170

K dalšímu návrhu a výpočtům je potřeba, aby byl zvolen konkrétní materiál pro konstrukci nádoby. Pro konstrukce rozměrných nádob mají význam především kovy ke tváření. Nejdůležitější jsou tak slitiny AlMg a AlMn. Slitiny těchto soustav se zařazují mezi slitiny nízkopevnostní s dobrou odolností pro korozi a to díky absenci mědi, která má naopak zásluhu na vyšší pevnosti u jiných slitin hliníku. Tyto slitiny jsou charakterizovány jako dobře svařitelné, tvářitelné a s dobrou odolností proti vibračnímu zatížení. Vlivem vyšší afinity ke kyslíku musí být ale při svařování použito ochranné atmosféry. Slitinám s velkým obsahem hořčíku (> 6 hm. %) může však hrozit koroze pod napětím. Pevnost může být zvýšena například tvářením za studena, které je využíváno hlavně u slitiny AlMg5, kdy může být dosaženo řádově až 420 MPa. U slitin AlMn je tento účinek uváděn jako zpravidla nepodstatný. [29]

¹Do takové míry, že dochází k ucpání naftového filtru. – odtud termín „filtrovatelnost“

Pro konstrukce válcových nádob pro přepravu sypkých hmot jsou využívány zpravidla slitiny zmíněných soustav a to především AlMg. V této práci je zvolena hliníková slitina značená podle EN jako „EN AW 5083 H111“. Tato slitina je zařazena do stejné skupiny jako slitina „EN AW 5019“, která je ekvivalentní ke slitině značené¹ podle ČSN jako „42 4415“. Slitina „EN AW 5083 H111“ je využita například u válcových nádob cisternových vozidel pro přepravu sypkých hmot „NKA 46“ [31] nebo „NSA 62“ [32] vyrobené společností ZVVZ Machinery. Z uvedené slitiny jsou vyráběny plechy, pásy a desky splňující požadavky podle EN 485. V této práci je proveden základní konstrukční návrh podle typických parametrů materiálu udávaných technickými normami, odbornou literaturou nebo přímo výrobcem daných součástí. Obecně je možné považovat za nejvhodnější konzultovat konkrétní hutnický výrobek přímo s výrobcem a základní návrh následně podrobit sérii zkoušek pro ověření platnosti předpokládaného chování pod zatížením a odezvě na okolní prostředí. Základní vlastnosti hliníkových plechů ze slitiny EN AW 5083 podle EN 485-2 jsou uvedeny v tabulce 12. Vybrané mechanické vlastnosti materiálu mohou být rozdílné podle geometrie hutnického výrobku. Uvedené hodnoty platí pro tloušťky plechu do 50 mm, kdy mají být podle normy konstantní. Jedinou změnu vykazuje tažnost, která je zde uvedena jako interval minimálních hodnot.

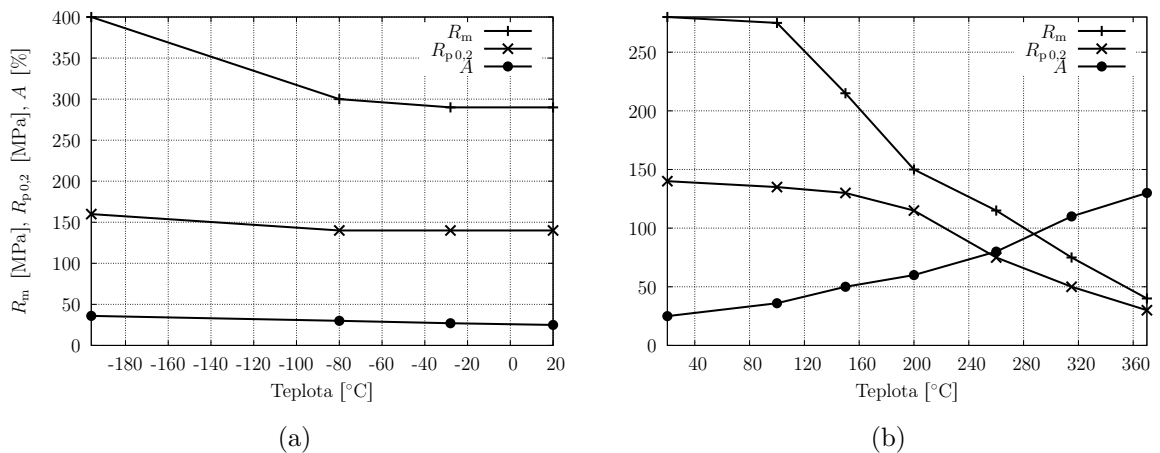
Tabulka 12: Výčet typických hodnot parametrů plechů ze slitiny EN AW 5083 [31][33][34]

Válcované desky ze slitiny EN AW 5083 H111 do tl. 50 mm			
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2}$	min. 125	MPa
Mez pevnosti v tahu	R_m	275 – 350	MPa
Tažnost	A_{50}	11 – 16	%
Tvrdość		75	HBS
Youngův modul	E	$7,25 \cdot 10^4$	MPa
Poissonovo číslo	μ	0,33	–
Měrná hmotnost (hustota) Al (20 °C)		2 700	kg m ⁻³
Standardní elektrodový potenciál Al		-1,662	V
Mezní úchytky a tolerance		EN 485-3	

Mechanické vlastnosti slitin hliníku nejsou za různých teplot konstantní a jsou závislé na teplotě a času, po který jsou dané teplotě vystaveny. Chování při nízkých teplotách má typický projev ve zlepšení mechanických vlastností. Na rozdíl od ocelí není u hliníkových

¹Další možné označení je AlMg4,5Mn.

slitin často vůbec nutné hledět na jejich chování při namáhání za nízkých teplot. Míra změny vlastností je zobrazena v grafu na obr. 20a. Za zvýšených teplot pevnost poměrně rychle klesá, přičemž dalším důležitým parametrem je čas. Podle grafu na obr. 20b je možné pozorovat, že k výrazným změnám mechanických vlastností dochází až při dlouhodobém namáhání za teplot nad 100 °C. Změna meze pevnost i smluvní meze kluzu je v tomto intervalu 5 MPa a změna tažnosti je 11 %. Vyráběné plechy jsou ve stavu H111, tzn. žíhaném a mírně deformačně zpevněném od po sobě následujících technologických operacích. Jejich pevnosti tak není dosaženo primárně procesy zpevnění, jejichž snažení by mohlo být zhačeno zotavením¹ a rekrytalizací materiálu za vyšších než pokojových teplot. Při teplotách pod bodem mrazu vody je možné pozorovat, že si materiál zachovává své vlastnosti až do teplot -80 °C. V tomto intervalu je změna meze pevnosti o 10 MPa a tažnosti 10 %. Mez kluzu zůstává stejná, jako za teploty 20 °C. Podle prezentovaných informací je možné aby bylo konstatováno, že si daná slitina zachovává své mechanické vlastnosti v intervalu teplot $(-80 \div 100)$ °C a můžou být v tomto pracovním režimu zjednodušeně pokládána za konstantní. [34]



Obrázek 20: Závislost mechanických vlastností slitiny AlMg4,5Mn W28 na teplotě – zpracované podle hodnot uvedených v [34]

¹Mizí poruchy krystalické mřížky („materiál se sám opravuje“).

5.1.3 Základní výpočet

Dovolené namáhání materiálu nádoby pro výpočet podle mezních stavů může být stanoveno podle ČSN 69 0010–4.3 ze vztahu

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_{P1,0}}{n_T} ; \frac{R_m}{n_{BN}} ; \frac{R_m/\tau}{n_D} \right\} , \quad (35)$$

odkud může být určeno, že

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_{P0,2}}{n_T} ; \frac{R_m}{n_{BN}} \right\} = \min \left\{ \frac{125}{1,5} ; \frac{275}{2,4} \right\} \text{ MPa} = 83,3 \text{ MPa} . \quad (36)$$

Pro další výpočty je tedy zvolen součinitel bezpečnosti ke smluvní mezi kluzu (tj. k meznímu stavu plasticity) o velikosti $n_T = 1,5$. Svary na konstrukci jsou uvažovány v provedení podle ČSN 69 0010, přičemž součinitel svaru je uvažován o velikosti $\varphi = 1$.

Zmíněnou normou je také doporučen součinitel bezpečnosti k dosažení mezního stavu ztráty stability $n_u = 2,4$.

Základní rozměry mohou být určeny analytickými metodami technické mechaniky. Podle kotlových vzorců pro napětí válcové části v obvodovém (tangenciálním) směru

$$\sigma_T = \frac{pr}{t} \quad (37)$$

a osovém (axiálním) směru

$$\sigma_A = \frac{pr}{2t} , \quad (38)$$

může být dokázáno, že napětí v osovém směru se shoduje s napětím v kulovém dně a má tedy oproti napětí v obvodovém směru poloviční velikost. Přitom je v této práci $r = \frac{D_N}{2}$.

Pro podmínky běžného provozu s výpočtním přetlakem o velikosti 2,1 bar může být orientačně určeno

$$\sigma_T = \frac{pr}{t} \leq \sigma_D \Rightarrow t \geq \frac{pr}{\sigma_D} = \frac{0,21 \cdot 1275}{83,3} \doteq 3,2 \text{ mm} . \quad (39)$$

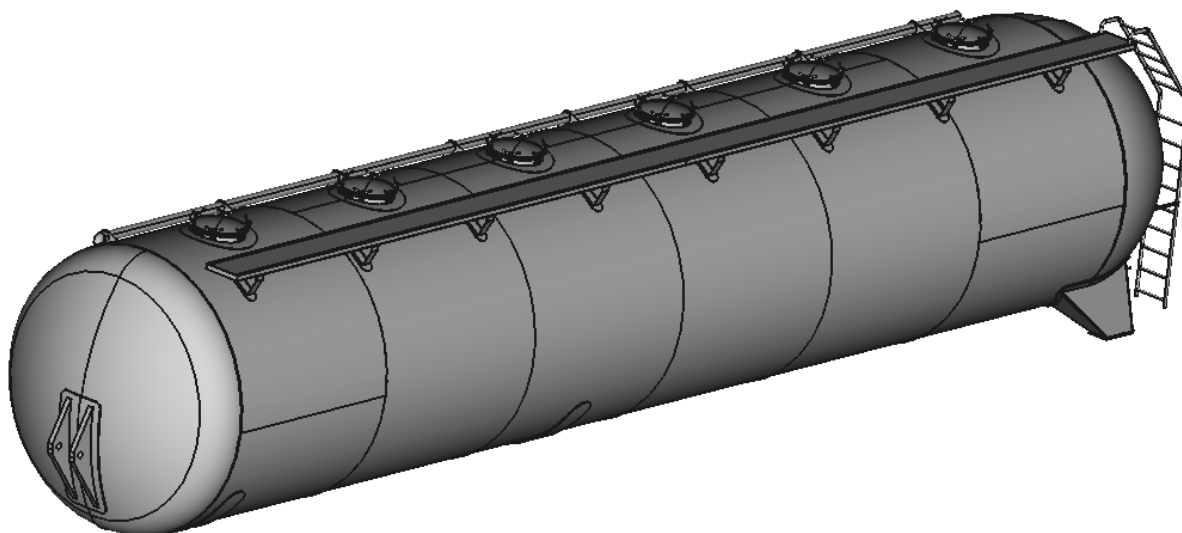
Jiné tlakové namáhání vzniká podle podmínek uvedených v kap 4.4 při intenzivním brzdění. Uvedené setrvačné síly vytvoří na dno nádoby tlak

$$p_S = \frac{0,8 \cdot m_{sg}}{\pi \cdot \frac{D_N^2}{4}} = \frac{0,8 \cdot 27 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{\pi \cdot 0,25 \cdot 2,55^2} \doteq 41\,491 \text{ Pa} \doteq 0,04 \text{ MPa} . \quad (40)$$

Jak bylo také zmíněno dříve, lze podobným způsobem určit tlak od sypké hmoty na zadní dno ve tvaru

$$p_g = \frac{m_{sg}}{\pi \cdot \frac{D_N^2}{4}} = \frac{27 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{\pi \cdot 0,25 \cdot 2,55^2} \doteq 51\,864 \text{ Pa} \doteq 0,05 \text{ MPa} . \quad (41)$$

To jsou hodnoty oproti provoznímu přetlaku zanedbatelné¹. Výrobní tloušťka stěny² válcové části je tak pro základní návrh předpokládán podle vztahu (39), zvětšený o přídavek na zápornou výrobní odchylku plechu pláště a přídavek na abrazi. Tloušťka stěny je tedy $t_T = 3,2 + 0,35 + 0,5 \doteq 4,1$ mm. K této hodnotě je dohledána nejbližší vyšší běžná výrobní tloušťka 5 mm. Výpočtová tloušťka t_V je tak ve výsledku $t_V = 5 - 0,35 - 0,5 = 4,15$ mm, přičemž po zaokrouhlení dolů na celé desetiny může být získán rozměr $t_V = 4,1$ mm.



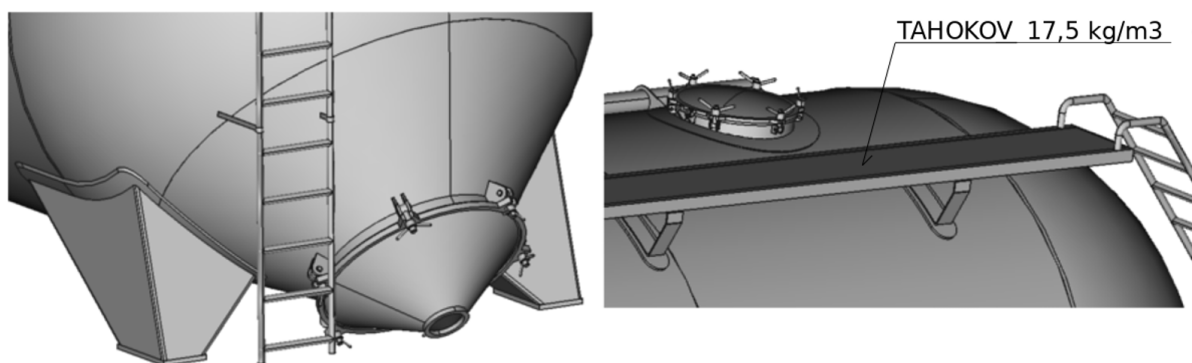
Obrázek 21: Koncepce nádoby na sypké hmoty

Pro účely numerických výpočtů byl sestaven koncepční návrh nádoby včetně některého jejího příslušenství významného zejména s ohledem na celkovou hmotnost nádoby. Jeho hlavním účelem tak byla predikce hmotnosti nádoby za běžném užívání. Podrobnější znázornění je uvedeno v příloze H. Na základě tohoto modelu byla celková hmotnost nádoby odhadnuta na 2 300 kg.

Pro zvolené hodnoty mohou být určeny reakční síly podle rovnic z kapitoly 4 v jednotlivých pracovních stavech nádoby. Tyto výsledky jsou důležité pro volbu okrajových podmínek numerického výpočtu při zatížení konstrukce od vlastní tíhy a tíhy nákladu, o nichž je pojednáno v nadcházejících částech práce. Příslušná odvození, zadané hodnoty a výpočty jsou uvedeny v přílohách E a F. V následujících tabulkách jsou na tomto místě vybrány některé z důležitých hodnot.

¹Při numerické analýze samozřejmě tyto účinky uvažovány byly, v tuto chvíli je tak myšleno za účelem určení orientační tloušťky pláště.

²To jest rozměr, ve kterém je objednávan hutní výrobek.



Obrázek 22: Koncepce nádoby na sypké hmoty

Tabulka 13: Výsledky řešení z přílohy E – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)

Nakládka – vodorovná poloha nádoby (ZS 1.1)					
Q	431,15 kN	R_{1y}	101,42 kN	R_{2y}	271,07 kN
R_{3y}	58,66 kN	R_{1x}	0 kN	α	0°

Pro podmínky stavu vykládky může být nádoba opět modelována jako spojitě zatížený nosník. Potom můžou být podle rovnic statické rovnováhy uvedených v kapitole 4.3 určeny druhotné síly (reakce), jejichž velikosti jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 14: Výsledky řešení z přílohy F – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)

Vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)					
Q	431,15 kN	R_{1x}	46,44 kN	R_{1y}	319,04 kN
F_{HV}	121,35 kN	α	$45,00^\circ$	β	$22,50^\circ$

Podobně může být vyšetřen rovnovážný stav pro okamžik odpoutání od sedlových podpor. Důležité hodnoty jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15: Výsledky řešení z přílohy F – vykládka (horiz. poloha) (ZS 2.1)

Vykládka – po odpoutání od sedlových podpor (ZS 2.1)					
Q	431,15 kN	R_{1x}	84,43 kN	R_{1y}	227,33 kN
F_{HV}	220,61 kN	α	0°	β	$22,50^\circ$

Podobné vývody budou platit také pro polohu nádoby, při které zaujme osa hydraulického zvedáku svislý směr. Pro toto rozložení jsou některé důležité hodnoty uvedeny

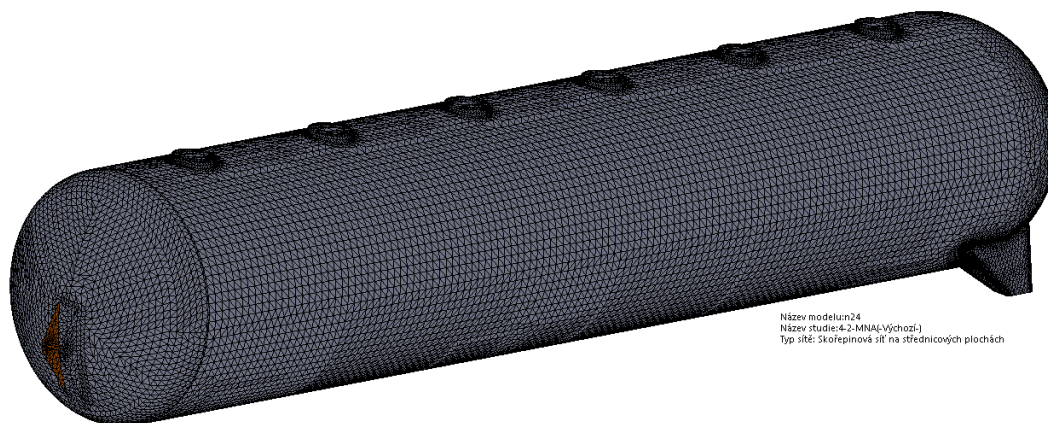
v tabulce 16. Podrobnější rozbor pro všechny uvedené případy je uveden v přílohách E a F spolu se všemi vypočtenými hodnotami.

Tabulka 16: Výsledky řešení – vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)

Vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)					
Q	431, 15 kN	R_{1x}	0 kN	R_{1y}	235, 84 kN
F_{HV}	195, 31 kN	α	10, 65°	β	10, 65°

5.1.4 Výpočtový model

Sít konečných prvků byla vytvořena ze skořepinových elementů SHELL6T¹. Při výpočtu byla uvažována materiálová a geometrická nelinearita. Geometrická nelinearita byla uvažována za účelem odhalení případné ztráty stability. Materiálový model byl uvažován jako ideálně pružno–plastický. O zvolených okrajových podmínkách je pojednáno v další kapitole 5.2. Výpočtový model byl uvažován jako ideální, bez počátečních imperfekcí. Podrobnějšímu pojednání jsou věnovány následující odstavce.



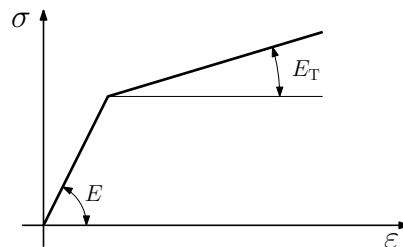
Obrázek 23: Prvková síť uvažovaného modelu nádoby

Sít elementů byla při tomto řešení umístěna na střední rovinu umístěnou uprostřed lícních povrchů skořepiny. Použité elementy mají v každém uzlu šest deformačních parametrů – tři posuvy a tři natočení. Tyto elementy byly použity ve variantě s celkovým počtem uzlů rovným šesti. Mimo to bylo pro tuto práci vztato v úvahu zohlednění vlivu posouvajících sil na borcení průřezu (tlustá skořepina) po tloušťce skořepiny. Bylo tak zo-

¹6-Node Triangular Thick Shell

hledněno skosení průřezu od smykové složky napětí, které je u volby tzv. tenké skořepiny, u níž je uvažováno že průřezy zůstávají po deformaci kolmé na neutrální osu¹, zanedbáno. Deformace při ohybu tak mohou ve výsledku nabývat absolutně vyšších hodnot, než při použití Bernoulliho teorie pro tenké skořepiny. Hrubost sítě byla zvolena na základě vzájemného porovnání napětí pro různé velikosti elementů sítě a ověření výsledků numerické analýzy v místech, pro která může být řešení stanoveno analytickými vztahy metodami pružnosti a pevnosti. Za vyhovující byla vzata taková síť, pro kterou se na zvolených místech napětí určená analytickými vztahy s dostatečnou přesností shodovala s výsledky numerické analýzy a při které se napětí s dalším zjemněním sítě nadále téměř neměnilo.

Zatížení od přetlaku bylo uskutečněno v podobě konstantního tlaku kolmého na příslušné plochy nádoby. V oblasti hrdel byl tlak na víka přepočítán na sílu po obvodu hrdla, která v hrdle vyvolá stejné namáhání, jako kdyby na dno působil daný tlak. Zatížení od vlastní tíhy nádoby a nákladu bylo realizováno předepsáním zrychlení ve skutečném směru a smyslu vektoru zemského tíhového zrychlení, při kterém jsou vyvolány stejné reakční síly jako při působení pole gravitačních sil od hmotnosti nádoby a nákladu. Síly byly kontrolovány podle výsledků z kapitoly 5.1.3. Určené reakční síly na CAD modelu jsou uvedeny v příloze I. V příloze I jsou uvedeny pouze zatěžující stavy bez zatížení přetlakem, kontrolovány byly ale všechny varianty zatížení.



Obrázek 24: von Misesův bilineární model chování materiálu

Numerický model chování materiálu byl zvolen s lineárním zpevněním nad mezí kluzu (von Misesův bilineární model). Směrnice v plastické oblasti byla zvolena podle běžně uznávaného vztahu o velikosti

$$E_T = \frac{E}{10^4} = \frac{7,25 \cdot 10^4}{10^4} \doteq 7 \text{ MPa} . \quad (42)$$

Pro strategii řízení výpočtového procesu byla zvolena metoda přírůstku délky oblouku zatěžující křivky.

¹Bernoulliho teorie čistého ohybu.

5.2 Vymezení zatěžujících stavů

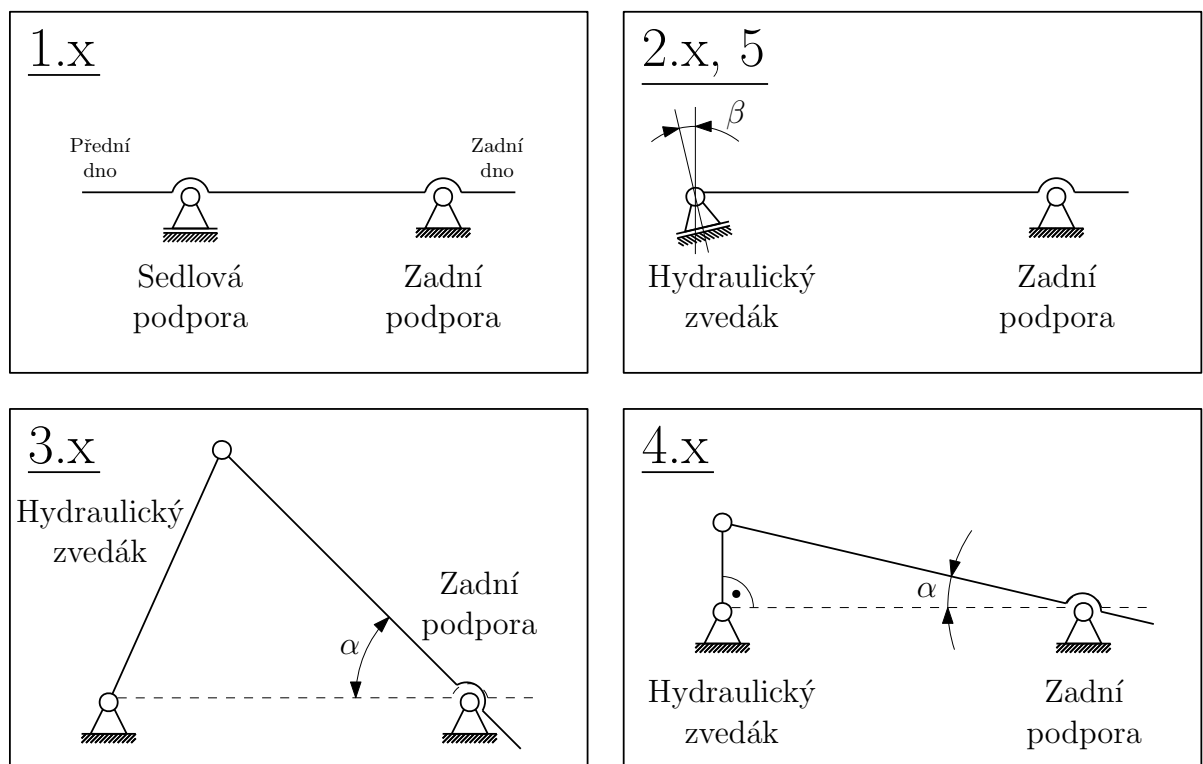
V předcházejících částech práce bylo pojednáno o různých provozních stavech, které mohou v provozu konstrukce nastat. Na jejich základě jsou v následující tabulce 17 sestaveny hlavní zatěžující stavy, na které je nádoba v následujících kapitolách navržena a posouzena z hlediska bezpečnosti.

Tabulka 17: Definice základních zatěžujících stavů

Zatěžující stav	Charakter zatížení	Charakter uchycení	Poznámka (viz obr. 25)
1.1	– Tíha nádoby – Tíha nákladu	– Sedlové podpory – Zadní podpory	Pouze přední sedlová podpora
1.2	– Tíha nádoby – Tíha nákladu – Vnitřní přetlak	– Sedlové podpory – Zadní podpory	Pouze přední sedlová podpora
2.1	– Tíha nádoby – Tíha nákladu	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Horizontální poloha
2.2	– Tíha nádoby – Tíha nákladu – Vnitřní přetlak	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Horizontální poloha
3.1	– Tíha nádoby – Tíha nákladu	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Maximální sklopení
3.2	– Tíha nádoby – Tíha nákladu – Vnitřní přetlak	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Maximální sklopení
4.1	– Tíha nádoby – Tíha nákladu	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Svislá poloha osy hydraulického zvedáku
4.2	– Tíha nádoby – Tíha nákladu – Vnitřní přetlak	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Svislá poloha osy hydraulického zvedáku
5	– Tíha nádoby – Tíha nákladu – Vnější přetlak	– Hydraulický zvedák – Zadní podpory	Horizontální poloha

Veškeré zatěžující stavy jsou aplikovány na nádobu uvolněnou od podvozku návěsu kdy při daných provozních stavech působí reakční síly podle charakteru uchycení uvedeném v tabulce 17.

Stavem 1.1 jsou reprezentovány okrajové podmínky vznikající při běžné jízdě vozidla nebo v klidu. V obou případech na nádobu působí pouze vnější zatížení od součtu vlastní hmotnosti nákladu a nádoby. Stavem 1.2 je modelován provozní stav nádoby při vykládce bez sklopení nádoby. V obou těchto stavech 1.x bylo s ohledem na výsledky numerické analýzy konzervativně předpokládáno podepření pouze v krajní sedlové podpoře. To bylo vynuceno rozdílnými reakčními silami, než jaké byly určeny v kapitole 5.1.3. Diferenciace výsledků byla způsobena oddálením od definice tuhého tělesa, pro které byly reakční síly určeny analyticky (viz kap. 5.1.3). S ohledem na velké deformace byla nádoba deformována takovým způsobem, při kterém vzniklo svislé posunutí nad střední podporou a celková deformace střední části nádoby. To mělo za následek odlehčení nádoby v místě střední sedlové podpory a přitížení ostatních podpor. Názorně může být toto chování pozorováno v příloze I na rozdílné velikosti vektorů reakčních sil.



Obrázek 25: Schématické znázornění uvažovaných okrajových podmínek

Zatěžujícími stavy 2.x je reprezentován provozní stav při počátku vykládky s nejmenším možným úhlem sklopení. V tuto chvíli je dosaženo odpoutání nádoby od sedlových podpor a reakční síly tak vzniknou jen v uchycení zadních podpor a v místě uchycení hydraulického zvedáku.

Zatěžujícími stavy 3.x a 4.x jsou reprezentovány nejkritičtější polohy nádoby při vykládce ve sklopené poloze. Ve stavu 4.x je nádoba sklopena o úhel, při kterém zaujme osa hydraulického zvedáku přibližně svislou polohu. V souladu s teorií z kapitoly 5.1.1 má v tento okamžik během celého sklápění reakční síla od hydraulického zvedáku největší účinek na ohybové namáhání nádoby. Ve stavu 3.x je nádoba sklopena do nejvyšší polohy kdy podle kapitoly 5.1.1 je reakční silou hydraulického zvedáku zaujmut stejný směr, jako při horizontální poloze nádoby.

Zatěžujícím stavem 5 je reprezentován předpokládaný nejnepríznivější případ, který při provozu zařízení může nastat. Nádoba je v tomto okamžiku na počátku sklápění při odpoutání od sedlových podpor přičemž je v nádobě vyvolán podtlak 1 bar. Nádoba je tak zatížena od vlastní tíhy, tíhy nákladu a vnějšího přetlaku.

5.3 Kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu plasticity

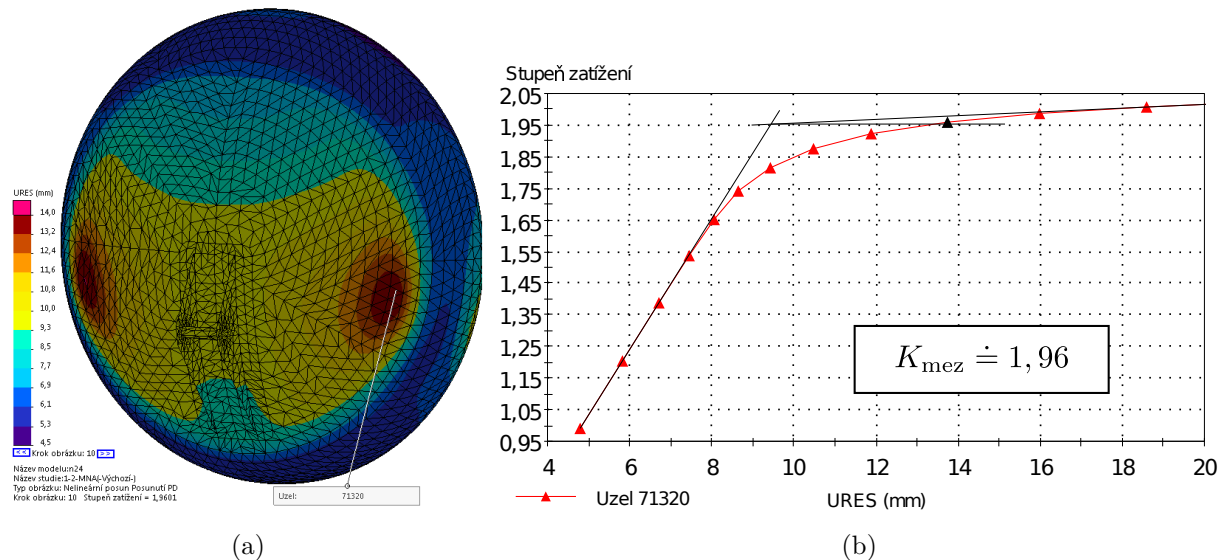
Tato část práce se zabývá výpočtem a vyhodnocením bezpečnosti k dosažení mezního stavu plasticity. Překročením meze kluzu dochází ke změně lineárního¹ chování materiálu na nelineární. V tomto okamžiku v konstrukci vznikají a začínají se rozvíjet plastické klouby, které při daných podmínkách zvyšují stupeň pohyblivosti konstrukce. To je doprovázeno snížením její tuhosti. K meznímu stavu plasticity dochází ale až při vytvoření takového množství plastických kloubů, kdy je dosaženo změny pohybového stavu konstrukce na mechanismus. Tento okamžik je nazýván mezním stavem a konstrukce se pak při nepatrném přírůstku zatížení hroutlí plastickým kinematickým mechanismem. Zatížení odpovídající této mezi únosnosti konstrukce je nazýváno analogicky zatížením mezním. Pro vyhodnocení bezpečnosti je tak stěžejní charakter odezvy konstrukce v podobě změny únosnosti, kterou je možné vyjádřit závislostí posunutí na účinku zatěžující síly² ve vhodně zvolených místech konstrukce. Z této charakteristiky je pak možné pozorovat postupné snižování tuhosti konstrukce v důsledku narůstajícího počtu plastických kloubů. Mezní zatížení může být nalezeno například jako souřadnice průsečíku tečen, které přiložíme k lineární a elastické oblasti křivky rovnovázných stavů.

¹Jedná se o oblast platnosti Hookeova zákona.

²Tzv. křivkou rovnovázných stavů.

5.3.1 Zatěžující stav 1.2

Pro zadané zatěžující stavy x.2 podle tab. 17 byla provedena statická numerická analýza metodou konečných prvků se zohledněním materiálové nelinearity (MNA). Násobitel zatížení $K = 1$ tak odpovídá zatížení od vlastní tíhy plně naložené nádoby podle parametrů stanovených v předcházejících kapitolách. Zároveň je toto zatížení uvažováno v kombinaci s vnitřním přetlakem. Celková hmotnost je tedy uvažována 27 000 kg a vnitřní přetlak 2,1 bar. Okrajové podmínky jsou definovány zamezením posuvu příčných os zadních podpor ve všech směrech s ponecháním volné rotace v podélné svislé rovině nádoby a zamezením svislého pohybu v uzlech nacházejících se na povrchu válcové části v oblasti přední sedlové podpory. Správnost okrajových podmínek byla kontrolována podle přílohy E a jsou s dostatečnou přesností shodné s výsledky uvedenými v příloze I.

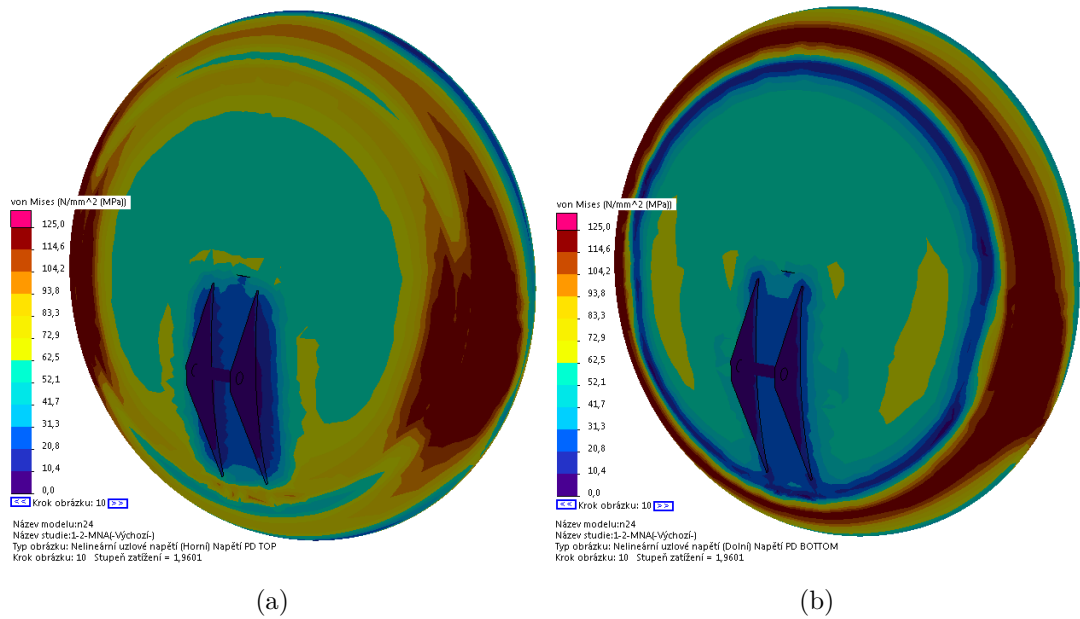


Obrázek 26: Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

Přední dno. Zatěžující křivka je vykreslena na obrázku 26b. Mezního zatížení bylo dosaženo v 10. kroku analýzy a jeho velikost dosáhla násobku hodnoty $K_{mez} = 1,96$.

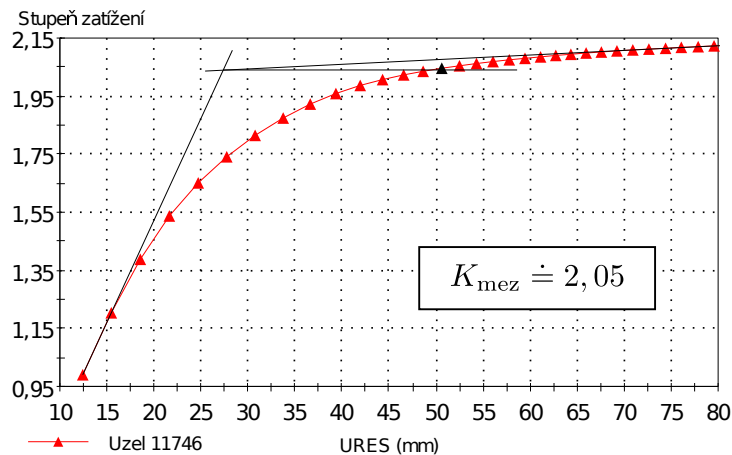
Pro vyhodnocení byl zvolen uzel vyznačený na obr. 26a. Na obrázku 27 je zobrazeno rozložení napětí při limitní hodnotě zatížení. Na obr. 27b jsou zobrazena napětí na vnitřním povrchu stěny nádoby. Zde je možné spatřit dosažení meze kluzu v místech přechodu

krajního zaoblení po obvodu dna do jeho střední části. V souladu s obr. 27a může být ale zjištěno, že ke vzniku a rozvoji plastických kloubů po celém obvodu nedošlo.

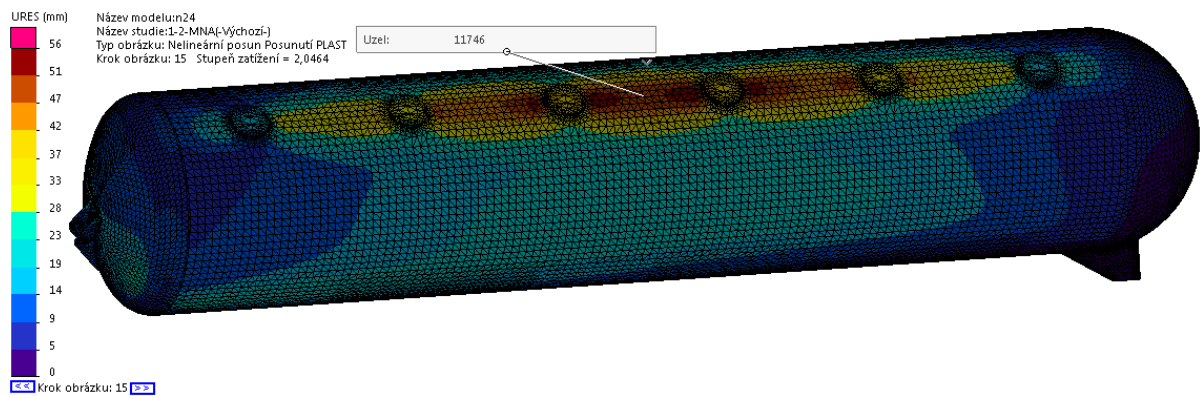


Obrázek 27: Redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro ZS 1.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.

Válcová část. Pro zadaná zatížení byla pro uzel ND_11746, umístěný v nejvyšším bodě řezu střední příčnou rovinou válcové části, vykreslena křivka rovnovážných stavů. Zatěžující křivka je zobrazena na obrázku 28. Mezního zatížení bylo dosaženo v 15. kroku analýzy a jeho velikost dosáhla násobku rovném hodnotě $K_{mez} = 2,05$.

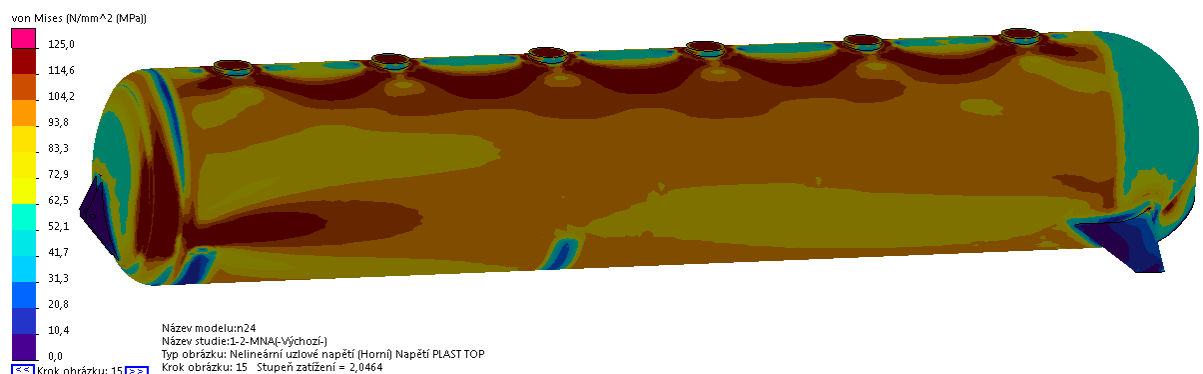


Obrázek 28: Křivka rovnovážných stavů pro zatížení pláště při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)



Obrázek 29: Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA)

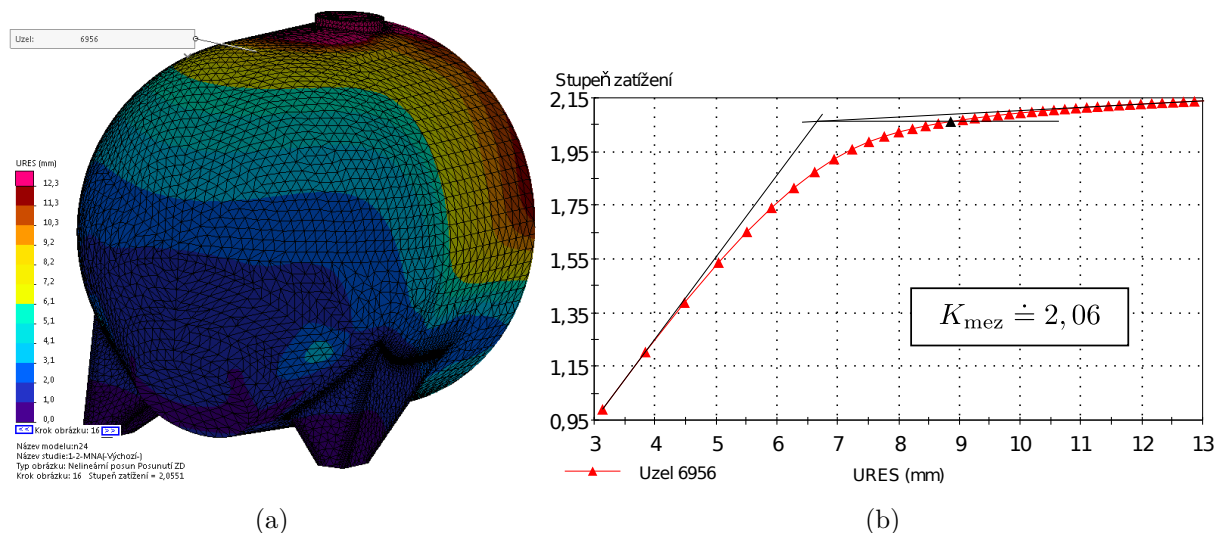
Rozložení napětí a místa dosažení meze kluzu pro limitní zatížení v 15. kroku je vykresleno na obr. 30. Vykreslena jsou horní uzlová napětí podle hypotézy HMM. Vykreslení redukovaných napětí a celková posunutí jsou upraveny pro interval hodnot, kterých je dosažováno v oblasti válcové části, tzn. nehledě na výsledky na předním, resp. zadním dně. Na obrázku může být také pozorováno, že k dosažení meze kluzu dochází podle výpočtu v horní části nádoby a v oblastech přední sedlové podpory. Srovnáním s výsledky (příloha J) na ostatních rovinách průřezu je ale možné zjistit, že ne všechna jsou místy vzniku plastických kloubů. Uvedené výsledky jsou určeny pro výpočtovou tloušťku stěny pláště rovné hodnotě 5,1 mm. Více informací je uvedeno v příslušné výkresové dokumentaci.



Obrázek 30: Horního redukovaná uzlová napětí (HMM) pláště při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)

V duchu myšlenky vztahu (39) může být pro zmíněnou tloušťku určeno, že primární membránové napětí, vznikající v reakci na vnitřní přetlak 2,1 bar, je pro daný průměr dna rovné hodnotě 52,5 MPa. Srovnáním tohoto výsledku s výsledky na obr. 30 je možné kontrolovat, že tohoto napětí je při uvážení stanoveného násobícího faktoru zatížení skutečně dosažováno.

Oblast zadního dna. V oblasti zadního dna byl pro vyhodnocení zvolen uzel ND_6956, který je dostatečně vzdálen od přechodu zadního dna do válcové části. Křivka rovnovážných stavů pro tento uzel je zakreslena na obrázku 31b. Přiložením tečen k elastické a pružně–plastické části křivky bylo stanoveno, že mezního zatížení je dosahováno v 17. kroku analýzy. Zatížení je v tomto kroku rovno násobku hodnoty $K_{mez} = 2,06$.



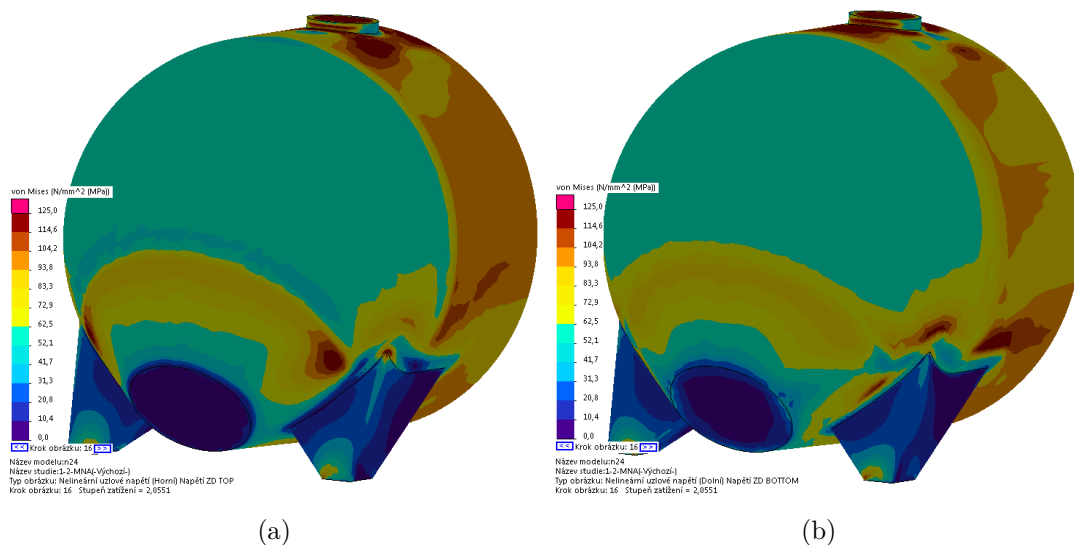
Obrázek 31: Celková posunutí předního dna pro ZS 1.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

Napětová pole pro horní a dolní uzlová napětí jsou vykreslena na obrázcích 32. Z těchto výstupů může být usouzeno, že v daném zatěžujícím stavu je zadní dno, do jehož geometrie zasahuje jistá část zadních podpor, namáháno nejméně. Také si je možné povšimnout, že i přes dosažení meze kluzu na horním povrchu (obr. 32a) je v těchto místech na spodním povrchu (obr. 32b) dosahováno hodnot napětí pod mezí kluzu. Pro dané zatížení tedy v těchto oblastech k proplastizování dna nedošlo. Stejně jako u válcové části si je možné i zde provést výpočet podle kotlových vzorců a pro daný násobitel zatížení dokázat, že namáhání v kulové části je primárně membránové.

5.3.2 Zatěžující stav x.2

Vzhledem k rozsahu práce jsou pro tento a další zatěžující stavy při vyhodnocení mezního stavu plasticity uvedeny příslušné ilustrace¹ v příloze J a na tomto místě jsou uvedeny jen důležité poznámky a výsledky.

¹Za účelem zobrazení ilustrací ve vyšším rozlišení je čtenář odkázán na digitální podobu práce.



Obrázek 32: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 1.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.

5.3.3 Shrnutí výsledků

Pro uvedené zatěžující křivky mohou být výsledné hodnoty mezního násobitele zatížení shrnuty do následující tabulky 18. Pro určení dovoleného zatížení je využít součinitel bezpečnosti k dosažení meze kluzu, který byl uveden již v kapitole 5.1.3.

Tabulka 18: Výsledky řešení – mezní stav plasticity

Zatěžující stav	K_{mez}			$K_{mez,d}$		
	PD	PL	ZD	PD	PL	ZD
1.2	1,96	2,05	2,06	1,29	1,37	1,37
2.2	1,67	1,64	1,67	1,11	1,09	1,11
3.2	2,14	2,11	2,15	1,43	1,41	1,43
4.2	1,94	1,83	1,91	1,29	1,22	1,27

(PD/ZD – přední/zadní dno; PL – plášť)

Podle tabulky 18 je zřejmé, že daná konstrukce má nejnižší únosnost při zatěžujícím stavu 2.2. V tento okamžik je nádoba zatížena přetlakem na počátku sklápění při plném naložení. Takový stav by mohl nastat například při vykládce na místech, kde není možné provést plné sklopení nádoby a vykládka tak primárně probíhá pouze účinkem přetlaku. Vynucení použití tohoto způsobu vykládky také může být způsobeno nepříznivými poryvy větru, které by mohly být důsledkem překlopení celé konstrukce.

Pro všechny zatěžující stavy je podle uvedených výsledků v tab. 18 konstrukce vyhovující. Dovolené zatížení je nadále určeno součinitelem svaru φ , který zohledňuje provedení a typ svarového spoje a jeho kontrolu. Jak již bylo uvedeno v kapitole 5.1.3, je tento součinitel pro tuto práci roven hodnotě $\varphi = 1,0$. Svarové spoje potom musí být provedeny a kontrolovány v souladu s ČSN 69 0010.

5.4 Kontrola bezpečnosti vzhledem k dosažení mezního stavu ztráty stability

Jako ztráta stability je označován okamžik, kdy dochází k náhlému poklesu únosnosti konstrukce. Vzhledem k povaze navrhované konstrukce vznikají zejména ve sklopených stavech příznivé podmínky pro dosažení mezního stavu ztráty stability. Pro jejich odhalení byla proto provedena úplná nelineární analýza (GMNA), ve které je zohledněna mimo materiálové nelinearity také nelinearita geometrická.

5.4.1 Orientační odhad v podobě kritického zatížení

Pouze pro hrubý odhad byla provedena také analýza s lineárním chováním materiálu¹ v podobě úlohy zobecněného problému vlastních čísel a tvarů, ze které byl určen násobitel zatížení odpovídající kritickému zatížení. Jedná se o úlohu zpravidla velmi jednoduše realizovatelnou, která může poskytnout rychlý prvotní obraz o chování konstrukce pod daným zatížením. Je známo, že u nestandardních konstrukčních uzlů vychází výsledný faktor zatížení z analýzy LBA vyšší, než jaký dávají výsledky úplné nelineární analýzy. Z tohoto důvodu nemůže být tato analýza v žádném případě použita v této práci jako definitivní.

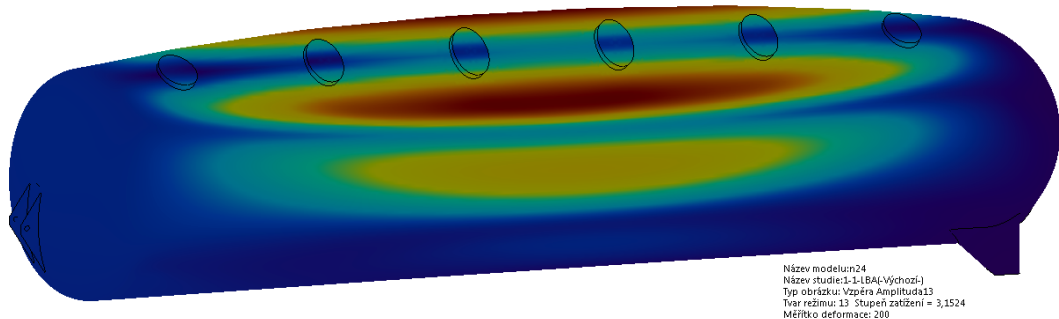
Tabulka 19: Výsledky analýzy LBA

Zatěžující stav	1.1	2.1	3.1	4.1
K_{cr}	3,15	3,12	4,39	3,16

Výsledné hodnoty kritického násobitele zatížení K_{cr} , při kterých byla určena bifurkace (rozdvojení) podmínek rovnováhy, byly zaneseny do tabulky 19. Uvedené hodnoty jsou prvními nalezenými (nejmenším) kladnými vlastními čísly z prvních dvaceti vykreslených

¹Matice tuhosti je v této úloze určena pro počáteční geometrii i modul pružnosti.

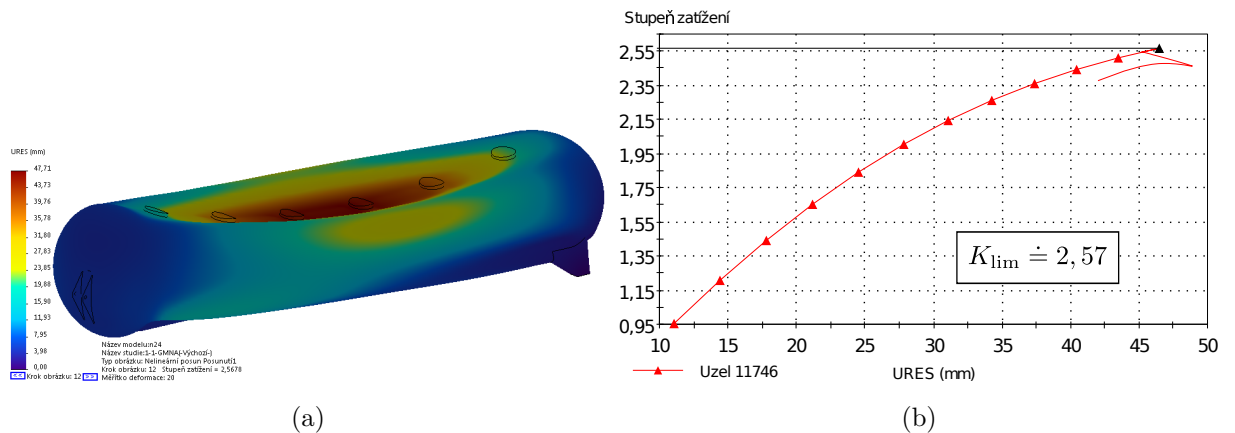
tvary, přičemž některá řešení vedla také na záporné hodnoty. Ilustrace důležitých tvarů ztráty stability pro dané zatěžující stavy jsou uvedeny v příloze K. Pro názornost je na obr. 33 uveden vlastní tvar při rozdělení podmínek rovnováhy pro zatěžující stav 1.1.



Obrázek 33: Vlastní tvar ztráty stability z analýzy LBA pro ZS 1.1

5.4.2 Zatěžující stav 1.1

Pro kombinaci zatížení od vlastní tíhy nádoby a sypké hmoty byla prokázána ztráta stability v oblasti válcové části. Největší posuvy byly vypočítány ve střední části pláště v okolí horních hrdel. Rovnovážné stavy zjištěné na základě analýzy GMNA jsou zakresleny na obrázku 34b. Zde může být pozorováno, že ztráta stability bylo dosaženo ještě před dosažením mezního stavu plasticity. Limitní násobitel zatížení $K_{lim} = 2,57$ byl zjištěn ve 12. kroku analýzy. Deformovaný stav v tomto kroku je s dvacetinásobným měřítkem vykreslen na obrázku 34a.



Obrázek 34: Celková posunutí pro ZS 1.1 (GMNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

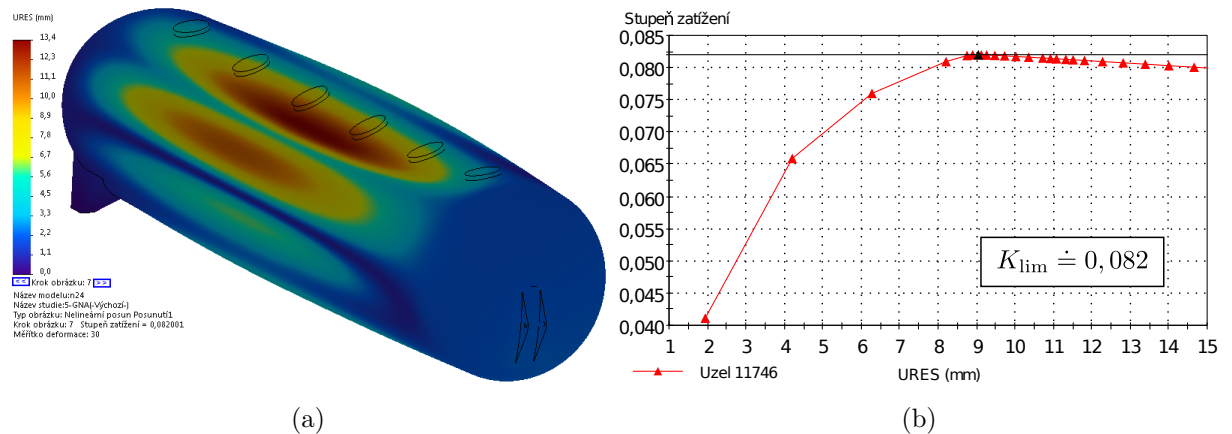
5.4.3 Zatěžující stav x.1

Stejně jako v předcházející části práce zabývající se vyhodnocení mezního stavu plasticity je i zde odvození výsledků demonstrováno pouze na prvním ze zatěžujících stavů. Ilustrace¹ výsledků pro další důležité zatěžující stavy jsou uvedeny v příloze L a vypočítané hodnoty jsou uvedeny v nadcházející kapitole o shrnutí výsledků.

5.4.4 Zatěžující stav 5

Zatěžující stav č. 5 byl vybrán jako nejnepříznivější případ zatížení, jaký může být v provozu předpokládán. Akční síly jsou tvořeny od účinku vlastní tíhy plně naložené nádoby a vnějšího přetlaku působícího na její stěny o velikosti 1 bar. Je očekáváno, že takový stav může nastat během vykládky volným tokem sypké hmoty, tzn. bez účinku vnitřního přetlaku, kdy je výtok sypké hmoty natolik markantní, že uvnitř nádoby dojde vůči vnějšímu prostředí k vyvolání podtlaku.

Pro tento stav bylo předpokládáno, že mezního stavu ztráty stability bude dosaženo bez velkého vlivu plasticity a byla provedena nelineární analýza pouze s uvažováním geometrické nelinearity.



Obrázek 35: Celková posunutí předního dna pro ZS 5 (GNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

Podle obrázků 35 může být vyhodnoceno, že při tomto zatěžujícím stavu nemůže být bez ztráty stability dosaženo ani uvažovaného zatížení o velikosti jednoho baru. Zatížení nádoby podtlakem je proto obecně vyhodnoceno jako havarijní stav a je tedy přísně za-

¹Opět je čtenáři doporučena digitální podoba práce, která obsahuje ilustrace ve vysokém rozlišení.

kázáno provádět vykládku sypké hmoty pouze gravitačním tokem bez otevření některého z horních hrdel nádoby. Uvedené omezení je míněno pro veškeré uvažované polohy nádoby. Zajímavý je také poznatek o počtu vznikajících podélných vln ve válcové části. Na obrázku je možné spatřit tyto vlny právě tři, což je více než kdyby se nádoba jednoduše sploštila za vzniku pouze dvou vln. Takové chování je typické pro krátké nádoby $\left(\frac{L_{SV}}{D_N} < 10\right)$ zatížené vnějším přetlakem a může být pozorováno také u jiných válcových tenkostěnných skořepinových konstrukcí.

5.4.5 Shrnutí výsledků

Nelineární analýzy GMNA za účelem vyšetření mezního stavu ztráty stability byly v této práci provedeny pro všechny zatěžující stavy označené podle tabulky 17 jako 1.1, 2.1, 3.1, 4.1 a 5. Pro ostatní zatěžující stavy nebyla ztráta stability prokázána. Výslední násobitelé zatížení pro uvažované zatěžující stavy jsou uvedeny v tabulce 20. Podmínkou pro ověření únosnosti byla platnost nerovnosti $K_{lim,d} \geq 1$.

Tabulka 20: Výsledky řešení – mezní stav ztráty stability

Zatěžující stav	K_{lim}	$K_{lim,d}$	Vyhovuje
1.1	2,57	1,07	ANO
2.1	2,55	1,06	ANO
3.1	3,21	1,34	ANO
4.1	2,55	1,06	ANO
5	0,08	–	NE

Z tabulky 20 je patrné, že nejnepříznivější, pomineme-li poslední z uvedených, jsou z hlediska ztráty stability zatěžující stavy vykládky na počátku sklápění.

Vznik zatěžujícího stavu 5 a obecně zatížení podtlakem není na základě vyhodnocení výsledků dovoleno. Při vykládce gravitačním tokem sypké hmoty bez podpory přetlaku tak musí být vždy otevřeno alespoň jedno z horních hrdel, nejlépe hrdlo nacházející se nejbližší střední části a zamezen tak vznik vnějšího přetlaku působícího na nádobu. Případná nadměrná prašnost a jiné nepříznivé účinky tohoto opatření mohou být řešeny například zakrytím, které nevyvolá podmínky výhodné pro vznik podtlaku uvnitř nádoby.

6 VYHODNOCENÍ NÍZKOCYKLOVÉ ÚNAVY VYBRANÝCH ČÁSTÍ

V této části práce je uvedeno vymezení zatížení, stanovení posuzovaných míst a vyhodnocení z hlediska nízkocyklové únavy pro předpokládanou životnost konstrukce navržené v přecházejících částech práce.

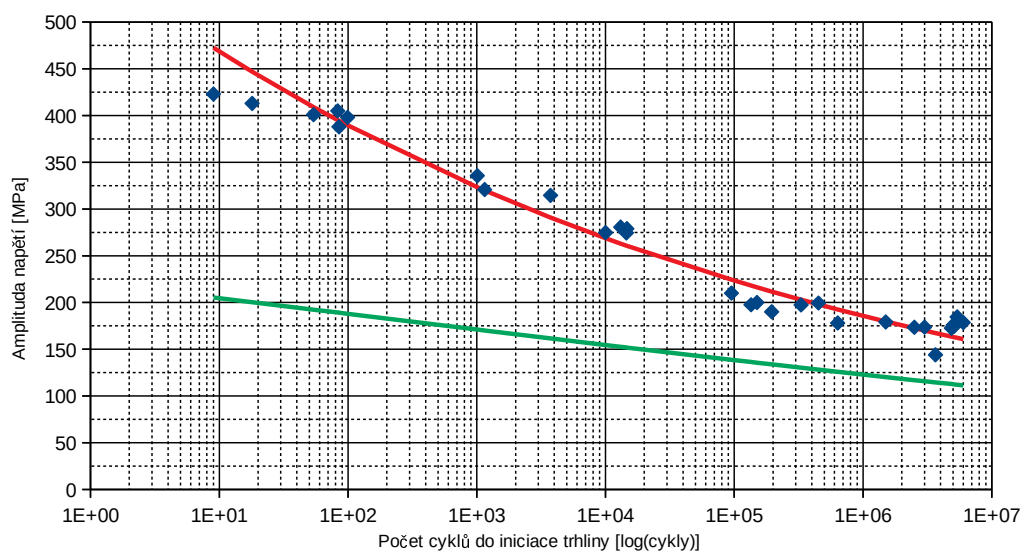
Z hlediska posouzení únavy byla využita napětová charakteristika¹ udávající závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do poruchy. Tato základní napětová charakteristika pro střídavý symetrický cyklus byla sestavena podle hodnot uvedených v publikaci [35]. Pro její popis byl zvolen nejčastěji využívaný lineární model, který může být formulován ve tvaru

$$\log N_i + w \log \sigma_a = \text{konst.} , \quad (43)$$

resp.

$$N_i \cdot \sigma_a^w = K . \quad (44)$$

Parametry w a K byly určeny pomocí lineární regrese metodou nejmenších čtverců. Odvození je uvedeno v příloze M. Výsledná křivka je zobrazena v semilogaritmických souřadnicích na obrázku 36.



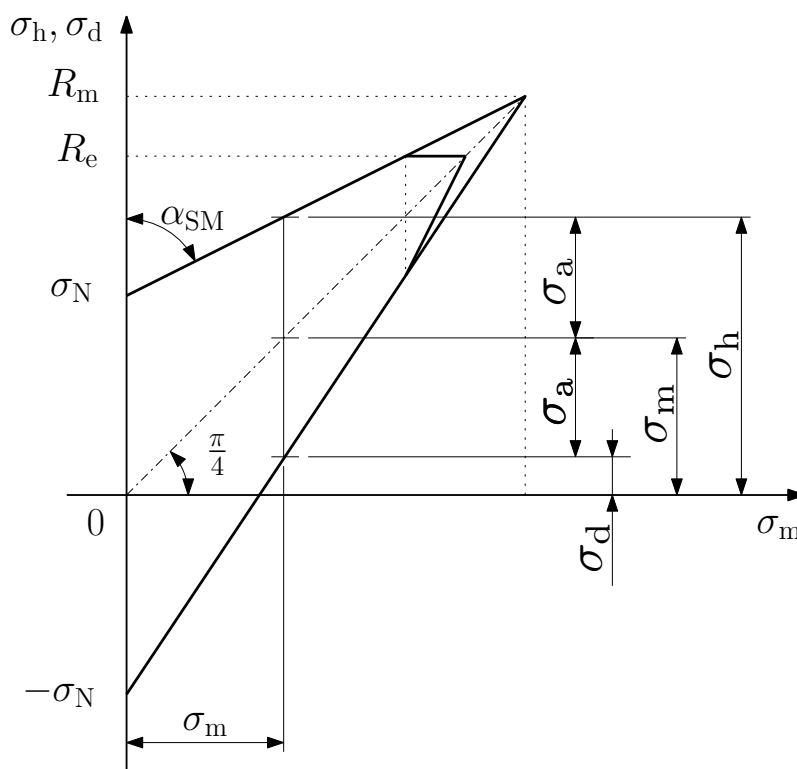
Obrázek 36: Základní napětová charakteristika pro symetrický (červená) a míjivý (zelená) cyklus pro vzorek ze za studena válcovaného plechu z materiálu AlMg4,5Mn

¹V cizojazyčné literatuře nazývána převážně jako S-N diagram. Pro oblast vysokocyklové únavy je nazývána jako křivka Wöhlerova.

Základní Wöhlerovova křivka na obrázku 36 byla sestavena pro střídavý symetrický cyklus. Jak bude uvedeno v následující kapitole, je modelované únavové zatížení jiného charakteru, než pro jaký je sestavena uvedená napěťová charakteristika. Aby byly dané výsledky použitelné i pro tuto práci, musí být daná charakteristika upravena také pro jiné typy zatížení. K tomuto účelu bylo využito Smithova diagramu s lineárním chováním (Goodmanovo kritérium). Pro toto chování platí známý vztah mezi amplitudou σ_a obecného typu kladného zatížení a jí odpovídající amplitudou σ_N při symetricky střídavém cyklu ve tvaru

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \Rightarrow \sigma_N = \sigma_a \left(\frac{1}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \right). \quad (45)$$

Jeho odvození podle obrázku 37 je uvedeno v příloze N.



Obrázek 37: Smithův diagram pro zatížení v tahu

Sbíhavost Smithova diagramu φ_{SM} je možné určit podle vztahů

$$\operatorname{tg} \alpha_{SM} = \frac{\varphi_{SM}}{2\varphi_{SM} - 1}; \quad \varphi_{SM} = \frac{\sigma_{Nm}}{\sigma_N}, \quad (46)$$

přičemž podle obrázku 37 také platí

$$\tan \alpha_{SM} = \frac{R_m}{R_m - \sigma_N}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2}; \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} \right|. \quad (47)$$

Kde σ_N je časová únavová pevnost při střídavém symetrickém cyklu a σ_{Nm} časová únavová pevnost při míjivém symetrickém cyklu. Tyto veličiny udávají amplitudu napětí pro daný počet cyklů do poruchy. Dosazením hodnot pro symetricky střídavý cyklus podle přílohy M může být určena napěťová charakteristika pro míjivý cyklus, která je zobrazena společně se základní charakteristikou pro symetrický cyklus na obrázku 36. Stejným postupem mohou být určeny charakteristiky také pro další typy cyklů, které zde však nejsou kvůli zachování přehlednosti zakresleny. [36]

6.1 Stanovení únavového zatížení

Orientační životnost zařízení je předpokládána na 10 let, přičemž se uvažuje provedení každé vykládky jako úplné za využití podpory tlakového vzduchu tak, jak bylo vymezeno v dříve uvedených¹ zatěžujících stavech. Doba vykládky je přepravními společnostmi uváděna v rozsahu přibližně 50 ÷ 100 minut. Jsou-li tedy uvažovány nejvýše 4 vykládky za den, pak při předpokladu 250 pracovních dní v roce je odhad roven počtu 1000 vykládek za rok. Během životního cyklu je tedy předpokládáno vykonání celkového počtu 10^4 cyklu.

Podle tabulky 17 je možné rozeznat dva charaktery namáhání. Prvním je zatížení od vlastní tíhy nákladu, které je nesporně spjato s provozem daného zařízení. Druhé je pak zatížení tlakem, kterého může být využito při vykládce. Vyvolaná napětí jsou proto předpokládána pro každou polohu nádoby ve dvou stupních, a sice jako napětí míjivého průběhu pro zatížení od tíhy nákladu a vlastní hmotnosti a jako napětí pulzujícího charakteru pro zatížení tlakem. Pro uvedené pulzující napětí je situace zamýšlena tak, že napětí vzniklé od zatížení tlakem je nasuperponováno na základní napětí, které je v daném případě vyvoláno statickým zatížením od tíhy nákladu a vlastní hmotnosti. Uvedená vyhodnocení jsou proto provedena formou kumulace poškození a sice jak uvádí ČSN 69 0010 podle Palmgrenovy–Minerovy teorie. Podmínkou je tedy splnění nerovnosti

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} \leq 1 . \quad (48)$$

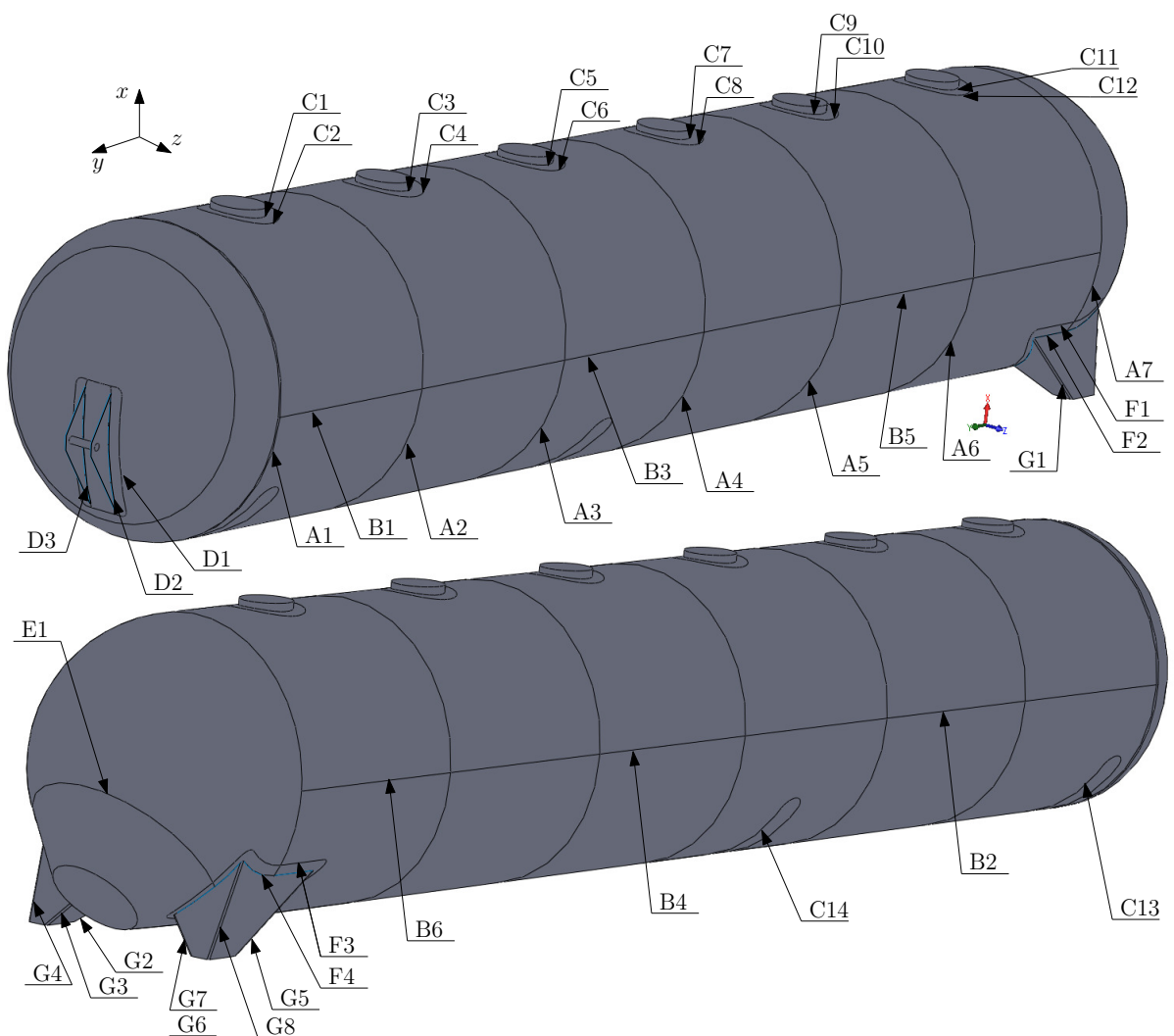
Pro místa uvedená v následující kapitole jsou vypočítána skořepinová ekvivalentní napětí podle hypotézy maximálního smykového napětí². Z tohoto napětí je následně vypočteno napětí špičkové za pomoci efektivního součinitele koncentrace napětí K_σ , kterým je zohledněna přítomnost daného svaru. Více je společně s výpočtem uvedeno v příloze O.

¹Viz kapitola 5.2.

²Zváno též jako hypotéza podle Tresca.

6.2 Určení posuzovaných míst nádoby

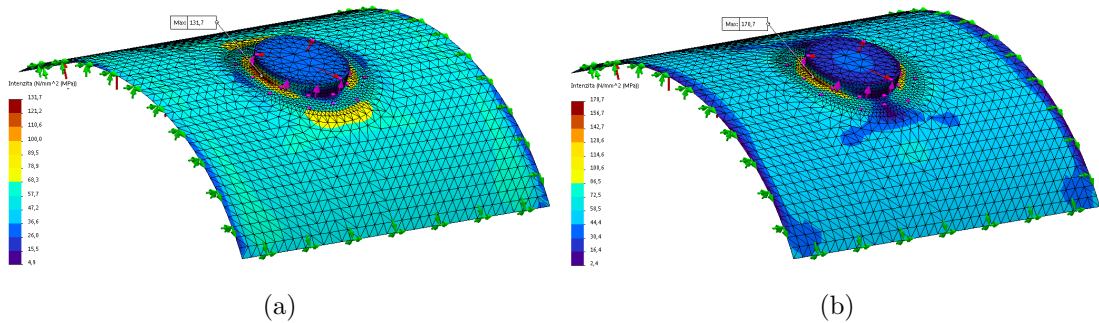
Vybraná místa nádoby, která jsou v následujících částech práce vyhodnocena, jsou vyznačena na obrázku 38. Jedná se o svarové spoje jejichž podrobné označení je uvedeno na příslušné výkresové dokumentaci. Pro zjednodušení popisu nádoby byl zaveden následující systém značení. Místa značená A.x označují obvodové a místa B.x podélné svary válcové části. Místa značená C.x značí další místa svarů v oblasti válcové části nádoby. V označení D.x jsou poté zahrnuty svary na předním dně a E.x svary na zadním dně. Další místa jsou případně označena jako F.x. Svary zadních podpor jsou značeny jako G.x.



Obrázek 38: Kontrolovaná místa konstrukce z hlediska únavové pevnosti

6.3 Shrnutí výsledků

Vyhodnocení nízkocyklové únavy bylo provedeno podle ČSN 69 0010. Pro určení hodnot napětí bylo použito výpočtu MKP a analytických vztahů (37)(38). Tyto vztahy slouží pro stanovení primárního membránového napětí ve stěně nádoby a byly použity jen pro místa dostatečně vzdálená od oblastí, kde je tato napjatost porušena. Elastická a pseudoelastická napětí byla určena pro všechny polohy nádoby podle kap. 5.2. Z těchto výsledků byla pro posuzované místo vybrána nejnepříznivější hodnota. Výsledky jsou uvedeny v příloze O. Při vyhodnocení byl uvažován součinitel bezpečnosti k počtu cyklů $n_N = 10$. Pro ukázkou jsou na obr. 39 vykreslena napětí oblasti horního hrdla (C1÷C12) při zatížení tlakem.



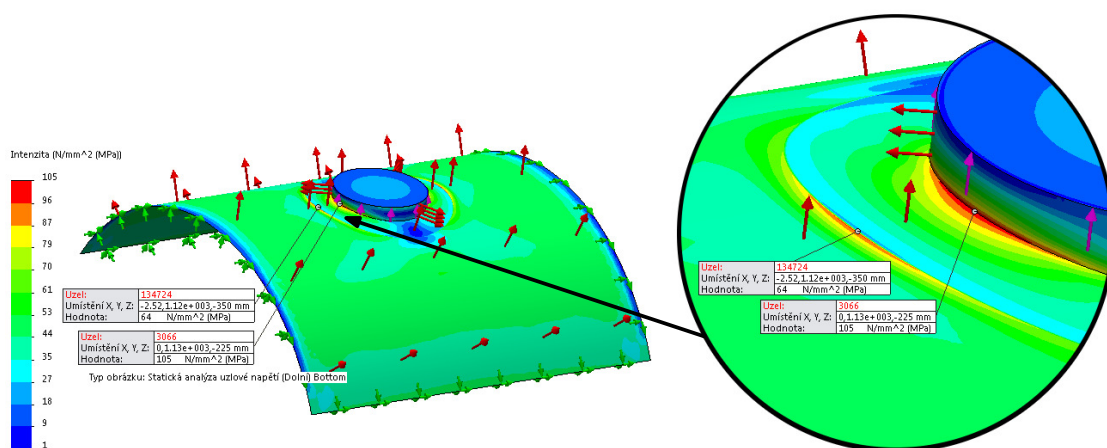
Obrázek 39: Pole ekvivalentních napětí hrdla při zatížení tlakem: (a) Horní; (b) Dolní.

Tabulka 21: Vyhodnocení nízkocyklové únavy

Místo	Vyhodnocení	Místo	Vyhodnocení	Místo	Vyhodnocení
A1	Vyhovuje	C1	Nevyhovuje	C14	Vyhovuje
A2	Vyhovuje	C2	Vyhovuje	D1	Nevyhovuje
A3	Vyhovuje	C3	Nevyhovuje	D2	Vyhovuje
A4	Vyhovuje	C4	Nevyhovuje	D3	Vyhovuje
A5	Vyhovuje	C5	Nevyhovuje	E1	Vyhovuje
A6	Vyhovuje	C6	Nevyhovuje	F1, F3	Nevyhovuje
A7	Vyhovuje	C7	Nevyhovuje	F2, F4	Nevyhovuje
B1	Vyhovuje	C8	Nevyhovuje	G1, G5	Vyhovuje
B2	Vyhovuje	C9	Nevyhovuje	G2, G6	Vyhovuje
B3	Vyhovuje	C10	Nevyhovuje	G3, G7	Vyhovuje
B4	Vyhovuje	C11	Nevyhovuje	G4, G8	Vyhovuje
B5	Vyhovuje	C12	Vyhovuje		
B6	Vyhovuje	C13	Nevyhovuje		

7 NAVRŽENÍ A POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV KONCENTRÁTORŮ NAPĚTÍ

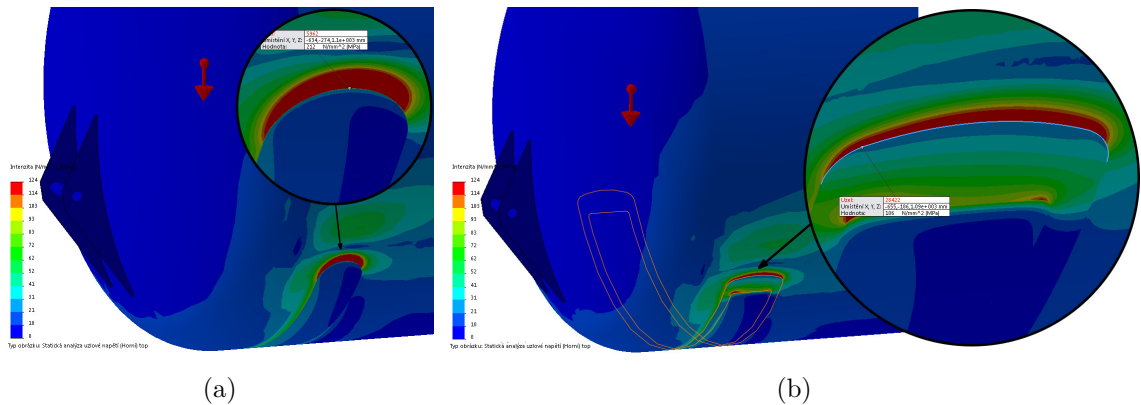
V této části práce jsou pro nevyhovující místa konstrukce navrženy konstrukční úpravy s cílem zvýšení dovoleného počtu cyklů.



Obrázek 40: Konstrukční úprava – hrdlo – zatížení tlakem

Jako první je zde uvedena konstrukční úprava oblasti horních hrdel nádoby. Těmto odpovídají na obrázku 38 místa s označením písmenem C s lichou arabskou číslicí až do čísla 11. Konstrukční úprava byla provedena změnou tloušťky stěny výztužné trubky (hrdla). Tato změna měla za následek nárůst napětí v oblasti přiléhajícího výztužného prstence označené písmenem C se sudou číslicí, jejichž svary se tak staly z hlediska únavy nevyhovující. Pro splnění podmínek bylo nutné změnit tloušťku i této součásti. Dále pak byl zvětšen vnější průměr výztužného prstence. Všechny úpravy jsou uvedeny v tabulce 22. Je dobré aby bylo zmíněno, že nejkritičtější bylo pro dané oblasti namáhání od vnitřního přetlaku. Při zatížení od vlastní tíhy nákladu přitom nedošlo k velkým změnám v rozložení napětí a to v žádné z uvažovaných poloh nádoby. Hodnoty vypočtené pro nové rozměry jsou pro srovnání uvedeny v příloze O. Všechny zde uvedené změny způsobily přírůstek celkové hmotnosti nádoby o zhruba 30 kg.

Další úprava byla provedena pro přední sedlovou podporu jejíž kontrolovaný svar je označen značkou C13. Zde bylo dosaženo velmi velkých napětí při zatížení od tíhy ná-

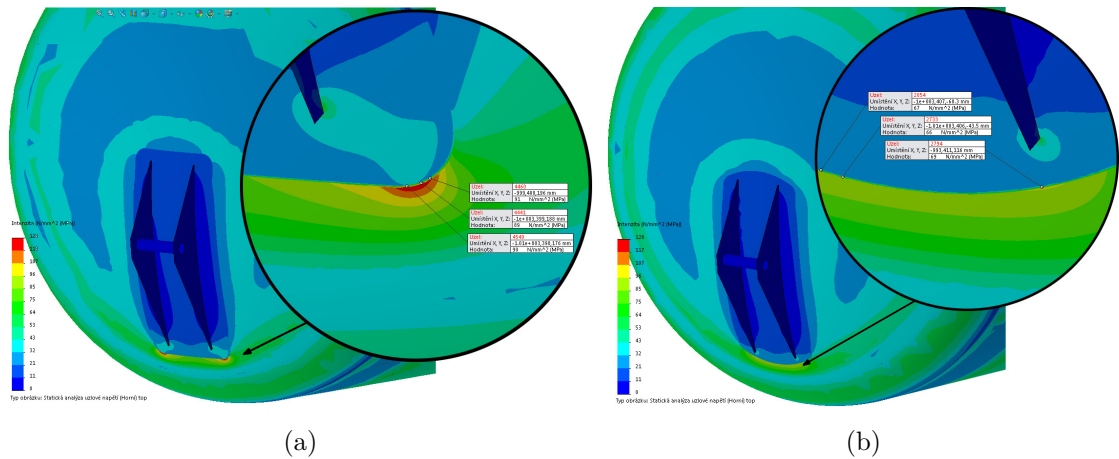


Obrázek 41: Konstrukční úprava – sedlová podpora – ZS 1.1: (a) Výchozí řešení; (b) Upravený tvar.

kladu v nesklopené poloze (1.x) nádoby. Ke koncentraci napětí došlo v inflexním bodě půlkružnice, jež tvořil zakončení podkladového plechu sedlové podpory. Základní návrh přitom předpokládal působení reakčních sil v celé ploše podkladového plechu. Konstrukční úprava byla provedena v několika krocích. První úprava byla zaměřena na rozložení napětí koncentrovaného na zakončení podkladového plechu. Pro jeho přívětivější rozložení byla geometrie nahrazena obvodovou částí kruhové úseče přičemž přechod do hran není tečný a je zde provedeno zaoblení¹. Zároveň byla zvětšena šířka tohoto plechu. Úhel opásání podložného plechu byl zachován, byla však uvažována menší plocha v níž vzniknou reakční síly od podvozku návěsu. Dále bylo uvažováno povrchové opracování daného svaru po obvodu podkladového plechu ($\varrho = 1,0$). Těmito úpravami bylo dosaženo značného snížení vznikajícího napětí na vyhovující mez. Hmotnost nádoby přitom vzrostla o dalších cca 110 kg na celkový počet zhruba 2360 kg. Jelikož výsledky vyhodnocení mezního stavu plasticity, shrnuté v tabulce 18, poukázaly na možnou rezervu přibližně 10 % z celkové uvažované hmotnosti, je tento výsledek v pořádku.

V pořadí další byla provedena úprava podkladového plechu na předním dně (označení D1). Napětí zde dosahovalo nejvyšších hodnot při zatížení tlakem v oblasti zaoblení hran. Konstrukční úprava byla provedena úpravou kratších hran podkladového plechu, čímž bylo podobně jako u sedlové podpory dosaženo přívětivějšího rozložení napětí po délce hrany.

¹Všechny úpravy jsou zakótovány na příslušné výkresové dokumentaci obsažené v příslušné příloze.



Obrázek 42: Konstrukční úprava – D1 – zatížení tlakem: (a) Výchozí řešení; (b) Upravený tvar.

Části označené F1, F3 byly upraveny opracováním svarového spoje ($\varrho = 1, 0$). Dále zde byla provedena konstrukční úprava zvětšením plochy podložného plechu a úpravou zaoblení jeho hran.

V této kapitole bylo pojednáno o konstrukčních úpravách nevyhovujících míst z hlediska únavové životnosti. V tabulce 22 je uveden přehled projednaných úprav. Navržené konstrukční úpravy jsou také zakresleny v příslušné výkresové dokumentaci.

Tabulka 22: Konstrukční úpravy – shrnutí

Součást	Označení svaru	Provedená úprava
Výztužná trubka	C1, C3, C5, C7, C9, C11	Zesílení tloušťky stěny na 12 mm (+2 mm), opracování povrchu svaru ($\varrho = 1, 0$).
Výztužný prstenec	C2, C4, C6, C8, C10, C12	Zesílení průřezu na 10 mm (+6 mm), změna vnějšího \varnothing 550 mm \rightarrow 700 mm.
Sedlová podpora	C13	Úprava geometrie podkl. plechu, \uparrow šířky podkl. plechu 250 mm \rightarrow 350 mm, opracování povrchu svaru ($\varrho = 1, 0$), změna stykové plochy sedla s podvozkem návěsu.
Podkl. plech PD	D1	Úprava geometrie zakončení kratších hran plechu.
Podkl. plech zad. p.	F1, F3	Opracování povrchu svaru ($\varrho = 1, 0$), úprava geometrie podkl. plechu.

Uvedené konstrukční úpravy vedly ve srovnání s původním návrhem ke zvýšení dovolené počtu cyklů. Z hlediska posouzení nízkocyklové únavy podle ČSN 69 0010 tak součtová podmínice (48) vyhověla všechna místa vyznačená na obrázku 38 kromě míst

označených značkami C3, C5÷C9, C13, D1, F1 a F3. Při vyhodnocení byl uvažován součinitel bezpečnosti k počtu dovolených cyklů $n_N = 10$ a požadovaný počet cyklů byl podle volně dostupných informací stanoven na roční náběh 1 000 cyklů po dobu 10 let s předpokladem 4 úplných nakládek a vykládek za den. Ohledně vyhodnocení podle ČSN 69 0010 je nutno upozornit na skutečnost, že dosažení dovoleného počtu cyklů je v této normě chápáno jako okamžik, kdy musí být povinně provedena prohlídka předepsaných míst na konstrukci a zhodnocen její celkový stav. V případě bezvadného zařízení může být potom provoz prodloužen o předepsaný počet cyklů do další povinné kontroly. U zařízení se zjištěným výskytem trhlin musí být nejprve provedena oprava, po které může být zařízení za předepsaných podmínek opět uvedeno do provozu. V této práci byly parametry zatížení, součinitelé bezpečnosti a způsob vyhodnocení stanoveny s cílem dosažení konzervativního výsledku. Návrh konstrukce byl založen na standardním konstrukčním řešení, jaké může být v provozu běžně pozorováno. Vzhledem k povaze konstrukce tak mohou být některé použité předpoklady pro tento typ zařízení až příliš konzervativní a v takovém případě tedy pro uvedené výsledky existuje jistá rezerva.

Vzhledem ke skutečnosti, že je daná konstrukce řazena mezi přípojná vozidla kategorie O4 určená k provozu na pozemních komunikacích, musí být podle zákona č. 56/2001 Sb. během každého roku přistavena k periodické technické kontrole. S výhodou tak může být souběžně provedena také prohlídka předepsaných míst s ohledem na možný výskyt trhlin. Místa C3, C5÷C9, C13, D1, F1 a F3 jsou místy snadno přístupnými a jejich kontrola tak může být provedena bez větších obtíží. Z tohoto pohledu tak musí vyhodnocení konstrukce poskytnout dostatečný počet dovolených cyklů, aby jimi byla umožněna predikce bezporuchového provozu minimálně pro dobu mezi periodickými prohlídkami. U konstrukce navržené a posouzené v této práci je podle zavedených parametrů pro provoz plně vytížené cisterny s počtem 4 úplných nakládek a vykládek za den a celkovým počtem 1 000 cyklů za rok tento minimální předpoklad pro všechna vyhodnocená místa splněn. Dalšího upřesnění by mohlo být dosaženo testovacím provozem prototypu navrženého návěsu před jeho uvedením do výroby.

8 NÁVRH TECHNOLOGIÍ PRO ZVÝŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

Je známo, že cyklickým zatěžováním konstrukcí může docházet k iniciaci trhlin na povrchu¹ součástí následované jejich růstem, který po dosažení jisté meze přechází do nestabilního šíření zakončené statickým dolomem. Hodnoty napětí přitom mohou ležet hluboko pod mezí kluzu. Z principu má tak hlavní vliv na únavovou životnost charakter povrchu a podpovrchový vrstev součástí.²

Mimo konstrukční vruby, o kterých bylo pojednáno v předchozí kapitole, je mez únavy ovlivněna velikostí samotné součásti. To bývá spojeno zpravidla se zvýšením pravděpodobnosti výskytu technologických vad, které mohou při výrobě vzniknout a s rozdílným namáháním povrchových vrstev vlivem rozložení napětí po průřezu.

Důležitým parametrem je také jakost povrchu součásti, která je ovlivněna technologickým procesem její výroby a prostředím ve kterém je provozována. Dynamicky namáhané součásti mají dokončovací operace zaměřené zpravidla na snížení drsnosti výsledného povrchu. Korozivní prostředí mohou mít za následek vznik velkého množství nových koncentrátorů napětí, které mohou být zdrojem iniciace trhlin. Obecně je známo, že i samotná technologie výroby může mít v tomto ohledu význam. Příkladem může být srovnání řezaných a válcovaných závitů, nebo kování čepelí střížníků a razníků a obecně nástrojů a součástí cyklicky pracujících strojů. Tvářecími procesy je tak vyvoláváno dodatečné tlakové napětí, které zvyšuje energetickou náročnost vzniku trhlin a tím celkově prodlužuje celkový počet cyklů do lomu.

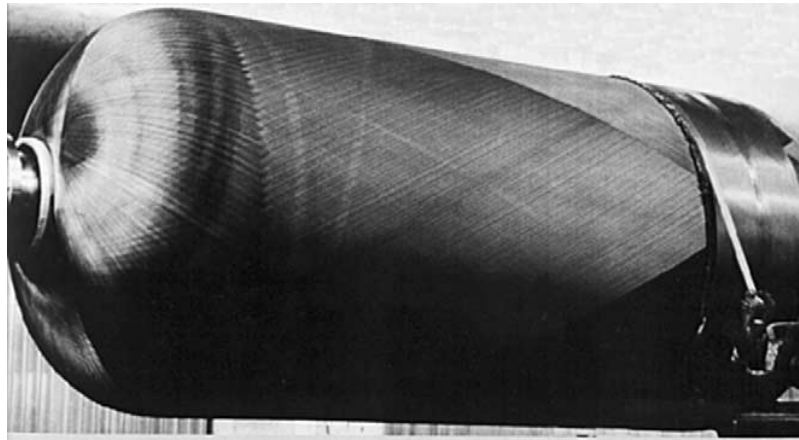
Vyvolání tlakového předpětí na povrchu součásti může být mimo jiné docíleno také lokálními deformacemi povrchu. Z principu je nutné dodržet podmínku, aby hloubka zpevnění překračovala hloubku poruch na povrchu. Běžnou technologií je kuličkování, kdy jsou na povrch součásti vrhány ocelové kuličky mající za následek plastickou deformaci povrchu. Ve své podstatě má příznivý účinek také otryskávání povrchu, nesmí však dojít k jeho poškození vznikem trhlinek. Při otryskávání také hrozí, že budou kovové částičky utkvěné v povrchu příčinou vzniku elektrochemické koroze.³ Dalším možným způsobem

¹Obecněji vzato je myšlen jakýkoliv „volný povrch“.

²Je uvažováno, že materiál neobsahuje žádné technologické vady.

³Hliník je elektrochemicky neušlechtilý kov.

je válečkování, kdy je po povrchu součásti odvalována kladka pod axiálním tlakem. Pro díry je využíváno například protlačování kalibrované kuličky.



Obrázek 43: Navíjení kompozitních vláken na válcovou nádobu [39]

Další možností, která je u některých konstrukcí tohoto typu využívána, je vyztužení konstrukce pomocí vláknového kompozitu. Vyztuží kompozitu mohou být například skleněná, uhlíková nebo polymerní vlákna a matrice bývá tvořena polymerem v podobě pryskyřice. Využívanou technologií je tzv. navíjení rovingů¹ nebo pásů tkaniny, které jsou prosyceny tekutou pryskyřicí. Vyšší kvalitu a reprodukovatelnost za stálých mechanických vlastností při sériové výrobě pak poskytuje použití předpřipravených polotvarů z jednosměrně uložených vláken impregnovaných pryskyřicí, tzv. prepregy, které se kladou na konstrukci a následně vytvrzují v autoklávech. Možností je také tzv. ruční kladení za mokra, kde jsou postupně kladené vrstvy tkaniny nebo rohože prosycovány tekutou pryskyřicí s tvrdidlem manuálně. [29][39]

¹Tj. sdružená vlákna do pramenů a ty do pramenců (z angl. „roving“, odtud název rovingové tkaniny).

9 ZÁVĚR

Problematika přepravy sypkých hmot v rámci pozemní dopravy je aktuálním tématem mnoha přepravních společností. Nejedná se jen o přepravu nutně spojenou se zemními pracemi, ale uplatnění je nacházeno pro mnohá další odvětví. Se vzrůstem popularity aditivních technologií výroby sem nutně patří nejrůznější granulované polymery, které jsou mimo to ve velkém využívány také při výrobě automobilových světlometů. Jedná se o nejvhodnější způsob dopravy sypkých stavebních hmot, přičemž jeho efektivita nabývá na významu pro staveniště odlehlá od místa produkce daných sypkých hmot. Díky mobilitě tak mohou být tyto materiály přepravovány ve velkých objemech i v poměrně nepříznivých terénních podmínkách. Vzhledem k legislativním požadavkům na silniční vozidla a obecně na možnosti dopravních cest, je toto téma nesporně spjato s problematikou tenkostěnných skořepinových konstrukcí. Díky jejich výbornému poměru únosnosti a hmotnosti může být dosaženo přepravy velkých objemů na dlouhé vzdálenosti a efektivně využito potenciálu daných konstrukčních materiálů. Jejich negativním vlastnostem, jako je například ztráta stability, může být ve velké míře předcházeno pomocí v současné době dobře známých technologií výroby a výpočtů podložených vědeckotechnickými metodami. Možnostmi nedestruktivního testování materiálu, jež jsou pro tyto typy konstrukcí zakotveny v odpovídající technické normalizaci, jsou jejich nevýhody odsunuty do pozadí ještě více.

V této práci je proveden konstrukční návrh tenkostěnné nádoby cisternového návěsu a na základě zvolených parametrů a okrajových podmínek provedena kontrola bezpečnosti k dosažení mezního stavu plasticity a ztráty stability a posouzena předpokládaná životnost z hlediska nízkocyklové únavy. Práci bylo dáno za cíl seznámit čtenáře s problematikou přepravy sypkých hmot silničními vozidly po pozemních komunikacích a kontrole jejich základního návrhu při technickém vývoji. V práci je předloženo mnoho technických dat a odvození, která autorovi práce v literatuře volně dostupné pro toto téma dosud chyběla v jisté ucelené podobě.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] PADĚLEK, Radek. *Přeprava nebezpečných věcí po pozemních komunikacích cisternovými vozidly v podmínkách ČR*. Univerzita Pardubice, 2008. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/30414>. Vedoucí práce Graja, Roman.
- [2] RIDDER, Klaus a Torsten BÜTOW. *Aufbaulehrgang für Tankwagenfahrer* [online]. 18. Aufl. Landsberg/Lech: ecomed Sicherheit, 2010 [cit. 2020-03-09]. ISBN 978-3-609-67454-4.
- [3] HOEPKE, Erich a Stefan BREUER. *Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten* [online]. 8., überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016 [cit. 2020-03-09]. ISBN 978-3-658-09537-6.
- [4] Objemové hmotnosti skladovaných komodit. *Zemědělská Sila a nádrže* [online]. [cit. 2020-03-16] Dostupné z: <http://www.sila-nadrze.cz/objemove-hmotnosti.html>
- [5] Moučné hospodářství, sila, moučné cesty. In: *SVAM LITOMYŠL, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: <http://www.svam.cz/fotogalerie/moucne-hospodarstvi>
- [6] Mobile truck loading. In: *Specialist for Tube Chain Conveyor: Schrage* [online]. [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: <https://www.schrage.de/en/products/mobile-conveying-systems/truck-loading.html>
- [7] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/po125/Polak_DaMZ_1_NP.pdf
- [8] BEAKAWI AL-HASHEMI, Hamzah M. a Omar S. BAGHABRA AL-AMOUDI. A review on the angle of repose of granular materials. *Powder Technology* [online]. 2018, **330**, 397-417 [cit. 2020-03-18]. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.02.003. ISSN 00325910. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0032591018301153>

- [9] Collector. In: *Kässbohrer* [online]. [cit. 2020-03-20]. Dostupné z:
<https://www.kaessbohrer.com/en/products/silo-596-c/tipping-597-c>
- [10] NSG 48. In: *ZVVZ GROUP, a.s* [online]. [cit. 2020-03-20]. Dostupné z:
<https://www.zvvz.cz/cs/produkty-a-sluzby/prepravniky/sklopne-navesy>
- [11] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [12] TP 135: Projektování okružních křižovatek na silničních a místních komunikacích [online]. [cit. 2020-02-23]. Dostupné z:
http://www.pjpk.cz/data/USR_001_2_8_TP/TP_135_2017.pdf
- [13] TP 171: VLEČNÉ KŘIVKY pro ověřování průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací. In: *pjpk.cz: Politika jakosti pozemních komunikací* [online]. Ministerstvo dopravy [cit. 2020-02-23]. Dostupné z:
http://www.pjpk.cz/data/USR_001_2_8_TP/TP_171.pdf
- [14] EFFICIENCY EN ROUTE: Vehicle concepts for short-haul and long-haul transport [online]. [cit. 2020-02-26]. Dostupné z: https://www.truck.man.eu/man/media/content_medien/doc/business_website_truck_master_1/einsatzgebiete/sprachabhaengig/man-truck-tg-long-haul-standard.pdf
- [15] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šestá vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [16] BPW landing gear. In: *BPW Bergische Achsen KG* [online]. [cit. 2020-12-27]. Dostupné z:
https://www.bpw.de/uploads/tx_szdownloadcenter/BPW-Stuetzvorrichtung-Landing_Gear-17271601e_01.pdf
- [17] King Pin. In: *JOST World: Smart Systems for Commercial Vehicles* [online]. [cit. 2020-12-27]. Dostupné z:
<https://www.jost-world-kataloge.de/en/jost-truck-trailer/koenigszapfen>

- [18] Edbro CS “Ultra” [online]. [cit. 2020-02-23]. Dostupné z:
https://www.jostinformationcentre.com/static/upload/pdf/FLY/JOST_FLY_Edbro_CS_Ultra_FLY020001EN_08-2016.pdf
- [19] FZB Beleuchtungssysteme. In: *Fahrzeugbedarf* [online]. [cit. 2020-12-27]. Dostupné z:
https://www.fahrzeugbedarf.at/wp-content/uploads/FZB_Beleuchtungssysteme_09_2019.pdf
- [20] Air suspension Airlight II. In: *BPW Bergische Achsen KG* [online]. [cit. 2020-02-23].
Dostupné z: <https://www.bpw.de/en/products/axle-running-gears/air-suspension/airlight-ii>
- [21] NEDDERMAN, R. M. *Statics and Kinematics of Granular Materials*. Cambridge University Press. 1992. ISBN 9780511600043
- [22] DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kolektiv. *Transportní zařízení*. Praha: SNTL, 1966.
- [23] ВЕРШИНСКИЙ, Ц., В. и др. Расчет вагонов на прочность. 2-е изд. Москва: Машиностроение, 1971.
- [24] BREPTA, Rudolf. Zavěšené zásobníky na sypký materiál. In: *Strojnický sborník, Vol.8*. Praha: SNTL, 1954, s. 67-85. Dostupné z: http://www.cdm.cas.cz/~hora/brepta/publications/ss1954_Vol8_p67.pdf
- [25] ШАДУР, Л. А. Вагоны: Конструкция, теория и расчет. 3-е изд. Москва: Транспорт, 1980. ISBN 978-5-458-38653-1.
- [26] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [27] VRABEL, Jan, Juraj JAGELCAK, Jan ZAMECNIK a Jacek CABAN. Influence of Emergency Braking on Changes of the Axle Load of Vehicles Transporting Solid Bulk Substrates. In: *Procedia Engineering* [online]. Elsevier, 2017, **187**, [cit. 2020-04-04]. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.04.354. ISSN 1877-7058.
- [28] JAŠŠO, Igor. *Konštrukcia výrobných zariadení*. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 2000. Edícia skrípt. ISBN 80-227-1372-4.

- [29] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu II*. 2. opr. a rozš. vyd. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-7204-248-3.
- [30] EN ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla – výpočet pevnosti*. Český normalizační institut.
- [31] VOLTR, Ondřej. *Vliv počáteční imperfekce na stabilitu stěny automobilové cisterny*. Univerzita Pardubice, 2010. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10195/36502>. Vedoucí práce Paščenko, Petr.
- [32] ŠTÁDLER, Marek. *Pevnostní analýza přepravníku na sypké hmoty*. ČVUT, 2017. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10467/73367>. Vedoucí práce Dub, Martin.
- [33] ČSN EN 485-2. *Hliník a slitiny hliníku – Plechy, pásy a desky – Část 2: Mechanické vlastnosti*. Český normalizační institut.
- [34] MICHNA, Štefan. *Encyklopedie hliníku*. Děčín: Alcan Děčín Extrusions, 2005. ISBN 80-89041-88-4.
- [35] Boller, Chr., Seeger, T. *Materials Data for Cyclic Loading, Part D: Aluminium and Titanium Alloys* Elsevier Science Publishers B.V., 1987. ISBN 0-444-42873-9.
- [36] RŮŽIČKA, Milan. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: České vysoké učení technické, 1987.
- [37] ČSN 26 0070. *Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních*. Český normalizační institut, 1993.
- [38] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979.
- [39] VASILIEV, V.V, A.A KRIKANOV a A.F RAZIN. New generation of filament-wound composite pressure vessels for commercial applications. *Composite structures* [online]. Elsevier, 2003, **62**(3-4), 449-459 [cit. 2021-01-01]. ISSN 0263-8223. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2003.09.019> doi:10.1016/j.compstruct.2003.09.019
- [40] COOK, Robert Davis. *Finite element modeling for stress analysis*. New York: Wiley, 1995. ISBN 0471107743.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Objemové sypné hmotnosti	97
Příloha B: Cisternové návěsy vybraných výrobců	98
Příloha C: Sypné úhly vybraných hmot	99
Příloha D: Odvození podmínky pro délku návěsu	100
Příloha E: Silové poměry – nakládka	102
Příloha F: Silové poměry – vykládka	106
Příloha G: Rozložení podpor pro stejné ohybové momenty nad podporami	110
Příloha H: Náskres koncepce válcové nádoby	112
Příloha I: Reakční síly CAD modelu	113
Příloha J: Ilustrace výsledků analýzy: mezní stav plasticity	115
Příloha K: Ilustrace výsledků: analýza LBA	129
Příloha L: Ilustrace výsledků analýzy: mezní stav ztráty stability	130
Příloha M: Lineární regrese pomocí metody nejmenších čtverců	132
Příloha N: Odvození funkce Goodmanovi přímky ve Smithově diagramu	134
Příloha O: Vyhodnocení únavy: ekvivalentní napětí	135
Příloha P: Výkresová dokumentace	138

A OBJEMOVÉ SYPNÉ HMOTNOSTI

Tabulka 23: Objemové sypné hmotnosti nejčastěji přepravovaných materiálů [37]

Sypká hmota	[kg m ⁻³]	Sypká hmota	[kg m ⁻³]
Mléko sušené	80–96	Vápno hydratační, práškové	512–640
Saze, práškové	64–112	Kakao, boby	480–640
Perlit, expandovaný, práškový	64–192	Mouka, pšeničná	560–640
Dřevěné hobliny volně sypané	200	Mouka, kukuřičná	608–640
Piliny, suché	160–208	Káva, drcená, suchá	560–720
Pšenice, otruby	260–320	Kukuřice, zrna	720
Žito, otruby	240–320	Mléko práškové	320–720
Rýže, otruby	320	Kroupy	620–720
Kakao, boby, drcené	320–352	Pšenice	720–768
Saze, peletované	320–400	Škrob	400–800
Dřevěné hobliny lisované (pelety)	400	Uhlí hnědé mour	500–800
Uhlí dřevěné, drcené	290–450	Hrách, sušený	720–800
Polyvinylchlorid, pelety/prášek	320–480	Sůl hořká	640–800
Želatina, zrnitá	512	Cukr, práškový	800–960
Chmel suchý	560	Sůl, suchá, hrubá	720–960
Kakao, práškové	480–560	Soda, bezvodná, těžká	880–1040
Káva, slupky	400–560	Cement, provzduš. (portlandský)	960–1200
Soda, bezvodná, lehká	320–560	Sůl, suchá, jemná	1120–1280
Polyetylen, pryskyřice, pelety	480–560	Štěrka, suchý drcený	1440
Kukuřice, drcená	512–576	Vápenec, práškový	880–1520
Dřevo moučka	256–576	Písek křemenný, suchý	1400–1600

B CISTERNOVÉ NÁVĚSY VYBRANÝCH VÝROBCŮ

Všechny uvedené návěsy jsou vybaveny válcovou nádobou o průměru 2 550 mm s horními plnicími otvory o světlosti DN 450 a výpustným otvorem světlosti DN 800.

Tabulka 24: Objemové řady vybraných výrobců

o. n.	Felbinder		Spitzer-Silo		ZVVZ		Kässbohrer	
	poh. hm	p. v.	poh. hm	p. v.	poh. hm	p. v.	poh. hm	p. v.
38	5200	4	5000	3				
40	5500	4	5400	4			5150	3
42	5600	4			6300	4		
45	5800	4	5700	4				4
48	5900	4	5800	4	6400	4		
50								5
52	6100	5						
53			5900	4				
56								5
57	6300	5						
58					6800	5		
60	6500	5	6250	5			6180	5
62					6900	5		
63	6800	6						
65			6500	5				
66	6900	6						
89			8500	8				
90							8700	8

(p. v. – počet vpustí, poh. hm. – pohotovostní hmotnost návěsu v kg, o. n. – objem nádoby v m³)

V tabulce jsou uvedeny jen údaje nezbytné pro tuto práci. Prázdný řádek ve všech sloupcích daného výrobce značí, že daná objemová varianta nebyla u tohoto výrobce dohledána. Data byla převzata z volně dostupných katalogů uvedených výrobců a prodejců těchto vozidel.

C SYPNÉ ÚHLY VYBRANÝCH HMOT

Tabulka 25: Parametry vybraných sypkých materiálů [38]

Materiál	Hustota [t m^{-3}]	Sypný úhel [$^{\circ}$]	Souč. tření na oceli/dřevě
Antracit	0,80 ÷ 0,95	27 ÷ 45	0,29 ÷ 0,84 / 0,84 ÷ 1,00
Bauxit drcený	1,12	26	0,60 ÷ 0,90 /
Cement sypaný suchý	0,90 ÷ 1,30	40	/
Cukr krystalový surový	0,75 ÷ 1,10	35 ÷ 70	1,00 ÷ 2,14 /
Fazole	0,74	30	0,37 / 0,32
Hlína v drobných kusech	0,70 ÷ 1,50	40 ÷ 45	0,75 ÷ 1,00 /
Hlína v hroudách	1,00 ÷ 1,80	40 ÷ 45	0,75 ÷ 1,00 /
Hlína prášková	0,40 ÷ 1,20	40 ÷ 45	0,75 ÷ 1,00 /
Hrách	0,80	25	0,25 / 0,27
Ječmen	0,65 ÷ 0,75	35	0,37 ÷ 0,58 / 0,33 ÷ 0,70
Koks drcený	0,38 ÷ 0,53	50	0,47 / 0,83
Kukuřice	0,70 ÷ 0,75	35	0,36 ÷ 0,58 / 0,30 ÷ 0,58
Lněné semeno	0,66	35	0,34 / 0,31
Mouka obilná	0,50 ÷ 0,75	55	0,49 /
Otruby	0,25 ÷ 0,44	38	0,70 /
Oves	0,40 ÷ 0,50	35	0,40 ÷ 0,58 / 0,37 ÷ 0,78
Popel suchý	0,40 ÷ 0,60	50	0,84 / 1,00
Pšenice	0,70 ÷ 0,83	35	0,36 ÷ 0,58 / 0,36 ÷ 0,58
Rašelina suchá	0,30 ÷ 0,50	45	0,27 / 0,35
Řepa cukrová	0,57 ÷ 0,70	35	0,48 ÷ 0,50 / 0,53 ÷ 0,55
Siláž kukuřičná 73 % vlhkosti	0,40	50	0,68 ÷ 0,73 /
Sůl kuchyňská jemná/hrubá	0,80 ÷ 1,20	40 ÷ 50	0,70 ÷ 1,19 /
Škrob	0,30 ÷ 0,47	34 ÷ 54	0,33 ÷ 1,00 /
Vápnó práškové	0,50 ÷ 0,70	45	/
Vika	0,85	35	0,36 / 0,42
Brambory	0,65 ÷ 0,73	28	0,36 ÷ 0,50 / 0,36 ÷ 0,50
Žito	0,68 ÷ 0,79	35	0,36 ÷ 0,58 / 0,37 ÷ 0,78

D ODVOZENÍ PODMÍNKY PRO DÉLKU NÁVĚSU

Je využíváno rovnic (4), (5) a (6). Z rovnice (4) může být odvozena podmínka

$$(L_N + l_{PPN})^2 \leq R_{LIM}^2 - (r_S + b_N)^2, \quad (49)$$

odkud

$$L_N \leq \sqrt{R_{LIM}^2 - (r_S + b_N)^2} - l_{PPN}. \quad (50)$$

Z rovnice (5)

$$p_1 \leq \sqrt{R_{LIM}^2 - (L_T + l_{PPT})^2} - \frac{b_T}{2}, \quad (51)$$

kde za p_1 může být dosazeno z rovnice (6) a získána nerovnost

$$\sqrt{\left(r_S + \frac{b_N}{2}\right)^2 + L_N^2 - a_1^2} \leq \sqrt{R_{LIM}^2 - (L_T + l_{PPT})^2} - \frac{b_T}{2}, \quad (52)$$

odkud

$$L_N^2 \leq \left[\sqrt{R_{LIM}^2 - (L_T + l_{PPT})^2} - \frac{b_T}{2} \right]^2 + a_1^2 - \left(r_S + \frac{b_N}{2}\right)^2. \quad (53)$$

Je-li uváženo, že pro úlohu mají význam jen kladná řešení, může být poslední podmínka upravena do tvaru

$$L_N \leq \left\{ \left[\sqrt{R_{LIM}^2 - (L_T + l_{PPT})^2} - \frac{b_T}{2} \right]^2 + a_1^2 - \left(r_S + \frac{b_N}{2}\right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (54)$$

Do rovnic (50) a (54) jsou dosazeny hodnoty podle kapitoly 3.1. Tedy podle EHK 36 je dáno $R_{LIM} = 12,5$ m, $r_S = 5,3$ m, podle tabulky 6 jsou zvoleny rozměry $l_{PPN} = 1,61$ m, $l_{PPT} = 1,43$ m, $L_T = 3,80$ m, $b_T = 2,50$ m a z uvedené tabulky může být také určena¹ velikost $a_1 = 0,73$ m. Po dosazení jsou tedy získány hodnoty:

Podle podmínky (50) \Rightarrow

- Pro šířku návěsu $b_N = 2,50$ m :

$$L_N \leq \sqrt{12,50^2 - (5,30 + 2,50)^2} - 1,61 \doteq 8,158 \text{ m}. \quad (55)$$

- Pro šířku návěsu $b_N = 2,55$ m :

$$L_N \leq \sqrt{12,55^2 - (5,30 + 2,50)^2} - 1,61 \doteq 8,118 \text{ m}. \quad (56)$$

¹Viz kapitola 3.1.

Podle podmínky (54) \Rightarrow

- Pro šířku návěsu $b_N = 2,50$ m :

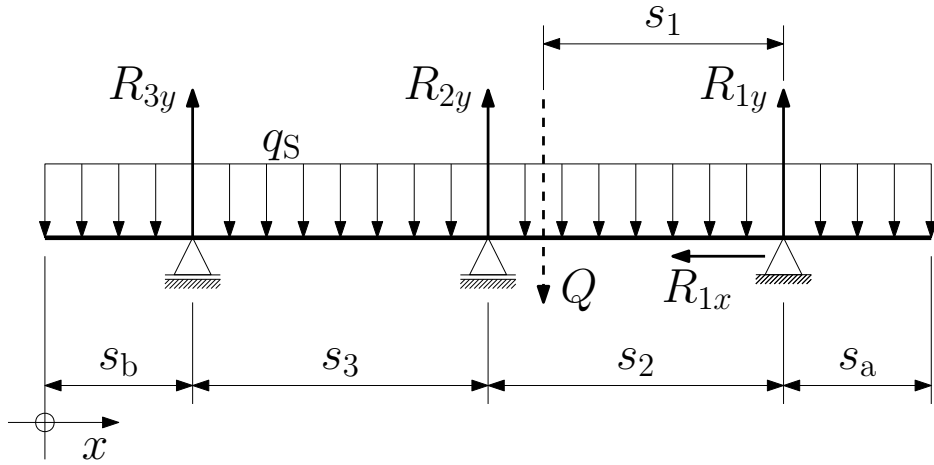
$$\begin{aligned}
 L_N &\leq \left\{ \left[\sqrt{R_{\text{LIM}}^2 - (L_T + l_{\text{PPT}})^2} - \frac{b_T}{2} \right]^2 + a_1^2 - \left(r_S + \frac{b_N}{2} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \\
 &= \left\{ \left[\sqrt{12,50^2 - (3,80 + 1,43)^2} - \frac{2,50}{2} \right]^2 + 0,73^2 - \left(5,30 + \frac{2,50}{2} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \\
 &= 7,727 \text{ m} . \tag{57}
 \end{aligned}$$

- Pro šířku návěsu $b_N = 2,55$ m :

$$\begin{aligned}
 L_N &\leq \left\{ \left[\sqrt{R_{\text{LIM}}^2 - (L_T + l_{\text{PPT}})^2} - \frac{b_T}{2} \right]^2 + a_1^2 - \left(r_S + \frac{b_N}{2} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \\
 &= \left\{ \left[\sqrt{12,50^2 - (3,80 + 1,43)^2} - \frac{2,50}{2} \right]^2 + 0,73^2 - \left(5,30 + \frac{2,55}{2} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \\
 &= 7,706 \text{ m} . \tag{58}
 \end{aligned}$$

E SILOVÉ POMĚRY – NAKLÁDKA

V této příloze jsou vyšetřeny silové poměry podle obrázku 16 v kapitole 4.2. Řešená úloha může být formulována jako úloha vyšetření vnitřních účinků přímého prutu na třech podporách.



Obrázek 44: Schéma úlohy vyšetření vnitřních účinků nádoby/nosníku při nakládce

Potom mohou být sestaveny rovnice statické rovnováhy ve tvaru

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; R_{1x} = 0 , \quad (59)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; R_{3y} + R_{2y} + R_{1y} - q_S L_{SV} = 0 , \quad (60)$$

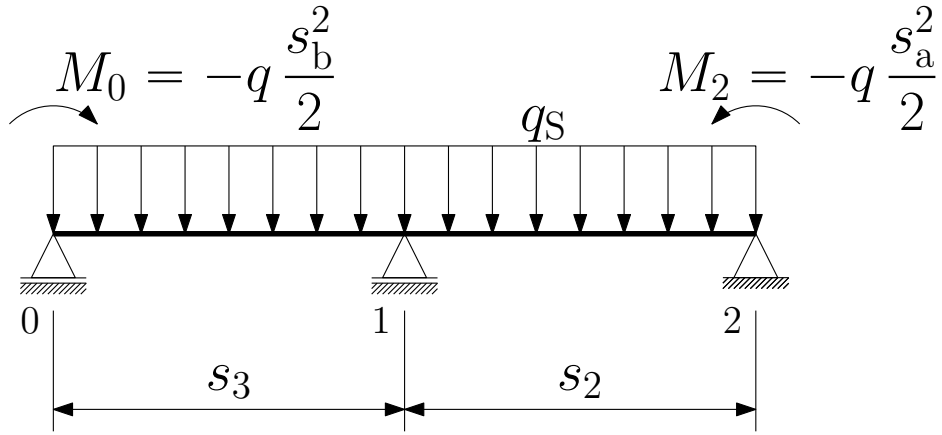
$$\sum_{(i)} M_i = 0 ; R_{2y} s_2 + R_{3y} (s_2 + s_3) - q_S L_{SV} s_1 = 0 . \quad (61)$$

Jelikož je úloha staticky neurčitá tolikrát, kolik je počet vnitřních podpor, musí být statické rovnice doplněny o stejný počet dalších rovnic. V úlohách tohoto typu (tzv. „spojité nosníky“) jsou často jako staticky neurčité uvažovány ohybové momenty nad podporami. Potom mohou být deformační podmínky psány pro zachování spojitosti průhybové čáry nad podporami, a tedy rovnosti natočení po její levé a pravé straně. Taková úloha vede na sestavení dalších rovnic ve tvaru

$$M_0 \cdot \frac{l_1}{E_1 I_1} + 2M_1 \left(\frac{l_1}{E_1 I_1} + \frac{l_2}{E_2 I_2} \right) + M_2 \cdot \frac{l_2}{E_2 I_2} = -6 (\vartheta_{1,1}^E + \vartheta_{1,2}^E) . \quad (62)$$

Pro tuto úlohu podle obrázku 45 platí, že

$$l_1 = s_3 ; l_2 = s_2 ; M_0 = -\frac{q_S}{2} s_b^2 ; M_2 = -\frac{q_S}{2} s_a^2 ; E_1 = E_1 = E ; I_1 = I_2 = I . \quad (63)$$



Obrázek 45: Schéma úlohy vyšetření vnitřních účinků nádoby/nosníku při nakládce

V technický publikacích nebo tabulkách může být dohledáno, že pro natočení platí vztahy

$$\vartheta_{1,1}^E = \frac{q_S s_3^3}{24EI} ; \vartheta_{1,2}^E = \frac{q_S s_2^3}{24EI} . \quad (64)$$

Po dosazení může být získáno

$$-\frac{q_S}{2} \cdot s_b^2 \cdot \frac{s_3}{EI} + 2M_1 \left(\frac{s_3}{EI} + \frac{s_2}{EI} \right) - \frac{q_S}{2} \cdot s_a^2 \cdot \frac{s_2}{EI} = -6 \left(\frac{q_S s_3^3}{24EI} + \frac{q_S s_2^3}{24EI} \right) . \quad (65)$$

Po úpravě na tvar

$$-\frac{q_S}{2} \cdot s_b^2 \cdot s_3 + 2M_1 (s_3 + s_2) - \frac{q_S}{2} \cdot s_a^2 \cdot s_2 = -\frac{q_S}{4} (s_3^3 + s_2^3) \quad (66)$$

může být po nezbytných úpravách vyjádřena velikost momentu nad vnitřní podporou

$$M_1 = q_S \frac{2(s_b^2 s_3 + s_a^2 s_2) - (s_3^3 + s_2^3)}{8(s_2 + s_3)} . \quad (67)$$

Je-li sestavena rovnice průběhu vnitřních účinku při řešení zleva pro druhý interval podle obrázku 44 ve tvaru

$$M_{o(x)} = -\frac{q_S}{2} x^2 + R_{3y} (x - s_b) = -\frac{q_S}{2} x^2 + R_{3y} x - R_{3y} s_b ; x \in \langle s_b; s_b + s_3 \rangle , \quad (68)$$

bude ve vzdálenosti střední podpory platit

$$M_{o(x=s_b+s_3)} = M_1 = -\frac{q_S}{2} (s_b + s_3)^2 + R_{3y} (s_b + s_3) - R_{3y} s_b . \quad (69)$$

Odtud může být vyjádřena reakční síla R_{3y} , pro kterou může být po úpravě získáno

$$R_{3y} = \frac{M_1 + \frac{q_S}{2} (s_b + s_3)^2}{s_3} . \quad (70)$$

Zbylé reakční síly mohou být vyjádřeny z rovnic statické rovnováhy

$$R_{2y} = \frac{q_S L_{SV} s_1 - R_{3y} (s_2 + s_3)}{s_2}, \quad (71)$$

$$R_{1y} = q_S L_{SV} - R_{3y} - R_{2y}. \quad (72)$$

Po určení druhotných sil (reakcí) mohou být sestaveny průběhy vnitřních účinků ohybového momentu $M_{o(x)}$ a posouvající síly $T_{(x)}$. Řešení bylo provedeno podle hodnot uvedených níže v tabulce 26.

Tabulka 26: Zadané hodnoty pro základní výpočet

Zadané hodnoty pro základní výpočet							
D_N	2 550 mm	s_a	0 mm	s_2	6 705 mm	m_K	2 300 kg
L_{SV}	11 480 mm	s_b	275 mm	s_3	4 500 mm	m_S	27 000 kg
L_{NC}	12 356 mm	h_{PD}	662 mm	h_{ZD}	1 275 mm	β	22,5/10,65°

Přičemž platí vztah (22) a rovnosti

$$h_{ZD} = \frac{D_N}{2}; \quad L_S = L_{SV} + h_{ZD} + h_{PD}; \quad L_{SV} = s_b + s_3 + s_2 + s_a; \quad s_1 = \frac{L_{SV}}{2}.$$

Dynamický součinitel k_d ve vztahu (22) nabývá při jízdě podoby k_{dj} a při vykládce podoby k_{dh} . Přitom bylo v kapitole 4 zvoleno, že

$$k_{dj} = 1,5; \quad k_{dh} = 1,5.$$

Hodnoty pro úhel β jsou uvedeny pro polohu při nakládce a maximálním úhlu sklopení nádoby ($\beta = 22,5^\circ$) a polohu při svislém směru osy hydraulického zvedáku ($\beta = 10,65^\circ$). Gravitační zrychlení bylo uvažováno o velikosti $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$.

Výška předního dna včetně lemu, za které bylo zvoleno dno torosférické dle DIN 28013, byla vypočítána podle vztahu

$$h_{PD} = 0,255 D_N - 0,635 t + 3 t = 0,255 \cdot 2 550 - 0,635 \cdot 5 + 3 \cdot 5 \doteq 662 \text{ mm}, \quad (73)$$

který je výrobcí těchto den běžně uváděn.

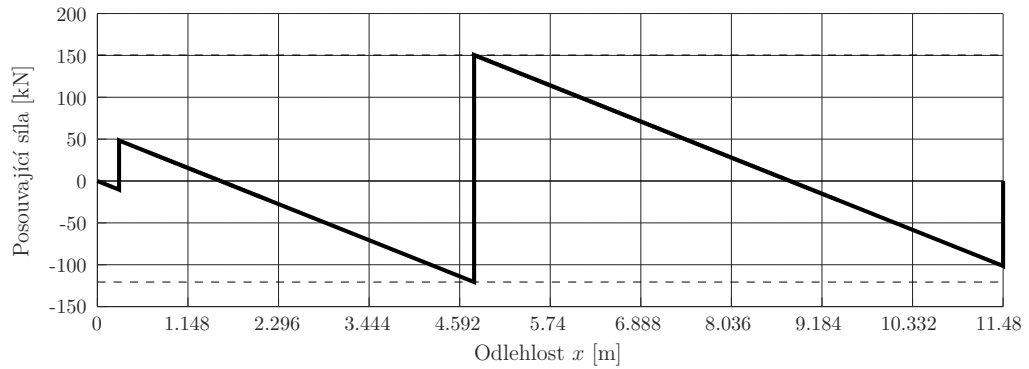
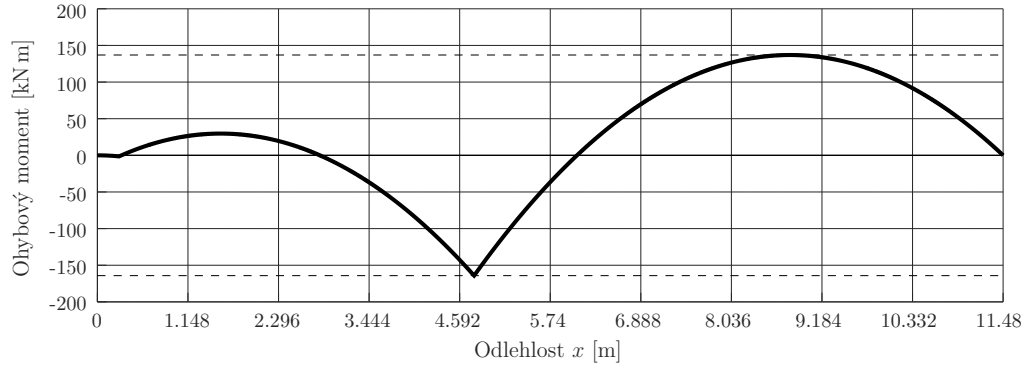
Vypočítané hodnoty pro stav nakládky jsou uvedeny v následující tabulce 27. Dále jsou pro dané hodnoty uvedeny na obrázku 46 průběhy¹ vnitřních sil po délce L_{SV} .

¹Řešení bylo provedeno zleva.

Tabulka 27: Výsledky řešení – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)

Nakládka – vodorovná poloha nádoby (ZS 1.1)

Q	431,15 kN	R_{1y}	101,42 kN	R_{2y}	271,07 kN
R_{3y}	58,66 kN	R_{1x}	0 kN	M_{OMAX}	136,94 kN m
T_{MAX}	150,40 kN	T_{MIN}	-120,67 kN	M_{OMIN}	-164,19 kN m



Obrázek 46: Průběh ohybového momentu a posouvající síly po délce L_{SV} – nakládka (sedlové podpory) (ZS 1.1)

F SILOVÉ POMĚRY – VYKLÁDKA

Při sklopení nádoby se jedná o úlohu staticky určitou a reakční síly tak mohou být určeny pouze z rovnic statické rovnováhy. Podle obrázku 17 může být psáno, že

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; F_{HV} \sin(\alpha - \beta) - R_{1x} = 0 , \quad (74)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; F_{HV} \cos(\alpha - \beta) - Q + R_{1y} = 0 , \quad (75)$$

$$\begin{aligned} \sum_{(i)} M_i = 0 ; F_{HV} \cos(\alpha - \beta) (L_S - s_a - h_{ZD}) \cos \alpha + \\ + F_{HV} \sin(\alpha - \beta) (L_S - s_a - h_{ZD}) \sin \alpha + M_Q - Q s_1 = 0 . \end{aligned} \quad (76)$$

Přitom je zavedeno, že

$$M_Q = Q h_T \sin \alpha ; h_T = \frac{D_N}{2} . \quad (77)$$

Podle obrázku 17 je patrné, že také platí

$$\sin \gamma = \frac{L_{NC}}{L_{HV}} \sin \alpha ; \gamma = \frac{\pi}{2} - \beta ; s_1 = \left(\frac{L_{SV}}{2} - s_a \right) \cos \alpha . \quad (78)$$

Z momentové rovnice může být přímo určena osová síla od hydraulického zvedáku

$$F_{HV} = \frac{q_S L_{SV} \left(\frac{L_{SV}}{2} - s_a \right) \cos \alpha - M_Q}{(L_S - s_a - h_{ZD}) \sin \gamma} , \quad (79)$$

Z první rovnice statické rovnováhy může být vyjádřena reakce

$$R_{1x} = F_{HV} \sin(\alpha - \beta) . \quad (80)$$

Z druhé rovnice statické rovnováhy může být vyjádřena druhá složka

$$R_{1y} = Q - F_{HV} \cos(\alpha - \beta) , \quad (81)$$

přičemž platí, že

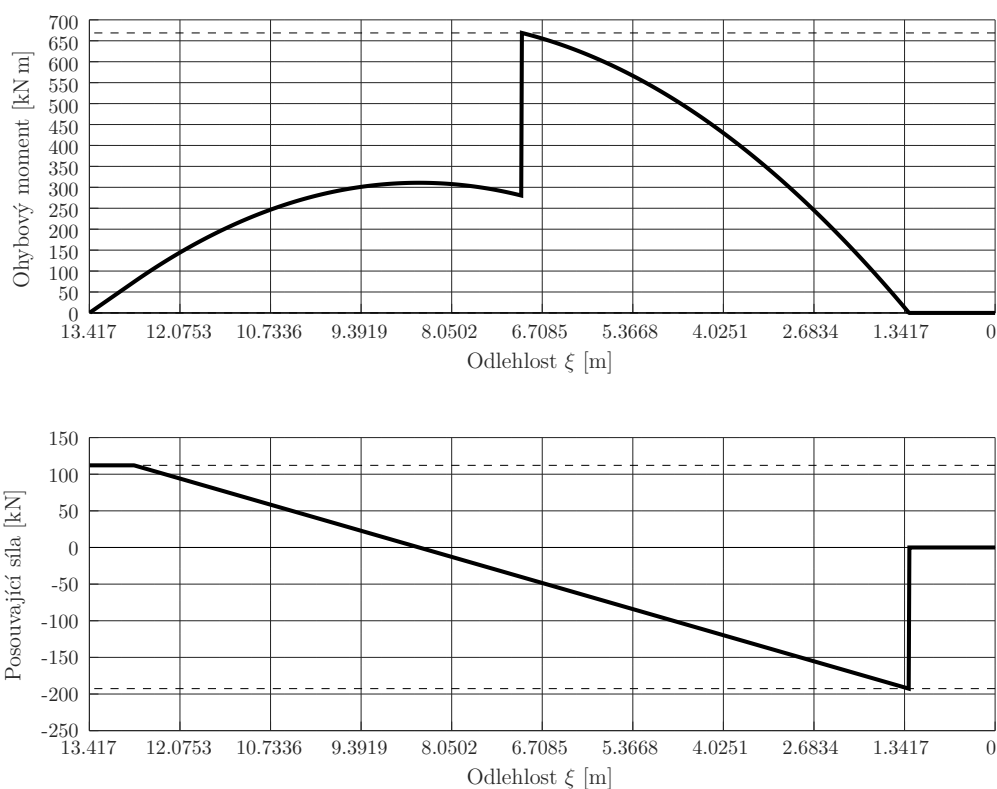
$$Q = q_S L_{SV} . \quad (82)$$

Podle hodnot v tabulce 26 mohou být pro uvedené rovnice získány výsledky uvedené v tabulce 28 a vykresleny průběhy vnitřních účinků po délce L_S . Vnitřní účinky na obrázku 47 byly vykresleny pro řešení zprava podle souřadného systému $\xi\eta$.

Zavedených rovnic pro polohu maximálního sklopení může být použito také pro vyšetření silových poměrů při sklopení do polohy, při které osa hydraulického zvedáku zaujme

Tabulka 28: Výsledky řešení – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)

Vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)					
Q	431,15 kN	R_{1x}	46,44 kN	R_{1y}	319,04 kN
F_{HV}	121,35 kN	α	45,00°	β	22,50°
T_{MAX}	112,11 kN	T_{MIN}	-192,63 kN	M_{OMAX}	668,75 kN m



Obrázek 47: Průběh ohybového momentu a posouvající síly – vykládka ($\pi/4$) (ZS 3.1)

svislou polohu. Podle tab. 26 tedy mohou být získány výsledné hodnoty pro tuto polohu, které jsou uvedeny v tabulce 29. Průběh ohybového momentu a posouvající síly má tvar podobný výsledku při maximálním sklopení, proto jsou uvedeny jen důležité hodnoty.

Tabulka 29: Výsledky řešení – vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)

Vykládka – svislý směr osy zvedáku (ZS 4.1)					
Q	431,15 kN	R_{1x}	0 kN	R_{1y}	235,84 kN
F_{HV}	195,31 kN	α	10,65°	β	10,65°
T_{MAX}	191,94 kN	T_{MIN}	-231,59 kN	M_{OMAX}	722,27 kN m

Další kritickou polohou při vykládce je stav, kdy dojde k odpoutání nádoby od sedlových podpor. Veškerá hmota podléhající gravitačnímu zrychlení tak musí být v rovnováze s reakčními silami od hydraulického zvedáku na předním dně a kloubové podpory ve středu otáčení nádoby. Zjednodušený model dané situace je zobrazen na obrázku 18.

Pro rovnovážný stav po odpoutání od sedlových podpor mohou být podle obrázku 18 sestaveny rovnice rovnováhy ve tvaru

$$\sum_{(i)} F_{ix} = 0 ; R_{1x} - F_{HV} \sin \beta = 0 , \quad (83)$$

$$\sum_{(i)} F_{iy} = 0 ; R_{1y} - Q + F_{HV} \cos \beta = 0 , \quad (84)$$

$$\sum_{(i)} M_i = 0 ; F_{HV} (L_{SV} + h_{PD} - s_a) \cos \beta - Q s_1 = 0 . \quad (85)$$

Po úpravě může být získáno

$$R_{1x} = F_{HV} \sin \beta . \quad (86)$$

$$F_{HV} = Q \frac{s_1}{(L_{SV} + h_{PD} - s_a) \cos \beta} , \quad (87)$$

$$R_{1y} = Q \left[1 - \frac{s_1}{(L_{SV} + h_{PD} - s_a) \cos \beta} \right] . \quad (88)$$

Výsledky pro zadané hodnoty podle tab. 26 jsou pro tuto polohu nádoby uvedeny v tabulce 30. Průběhy vnitřních sil jsou pro řešení zprava po vykresleny na obr. 48.

Tabulka 30: Výsledky řešení – vykládka (horiz. poloha) (ZS 2.1)

Vykládka – po odpoutání od sedlových podpor (ZS 2.1)

Q	431,15 kN	R_{1x}	84,43 kN	R_{1y}	227,33 kN
F_{HV}	220,61 kN	α	0°	β	$22,50^\circ$
T_{MAX}	203,82 kN	T_{MIN}	-227,33 kN	M_{OMAX}	688,00 kN m

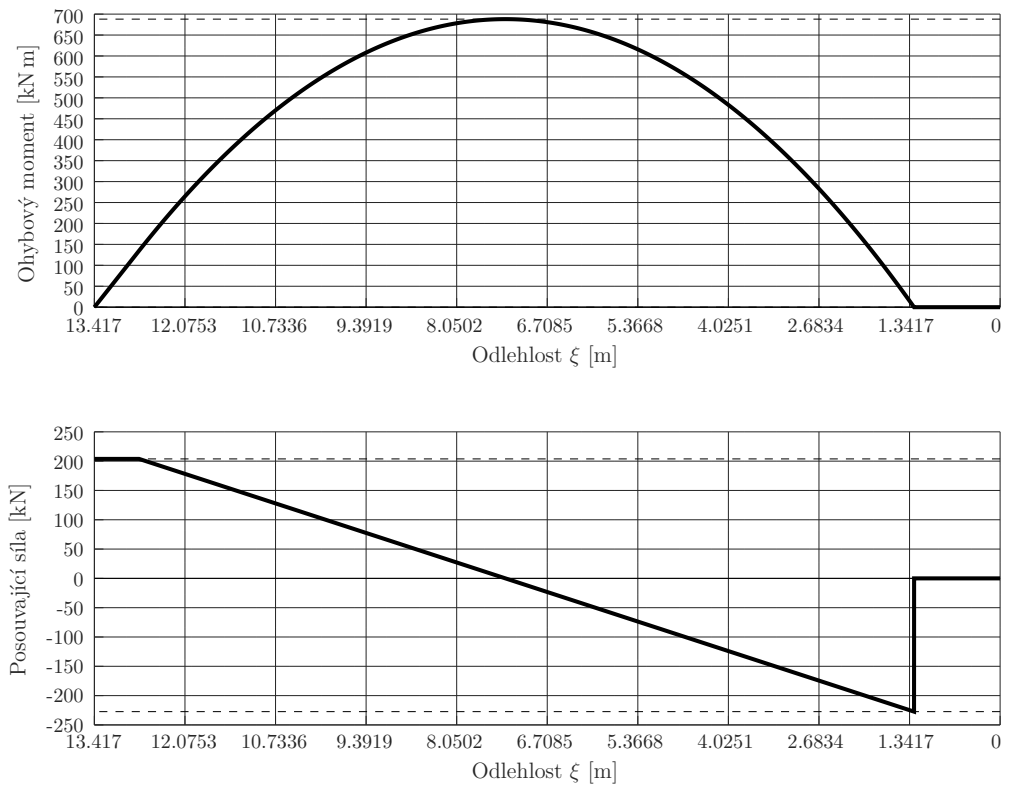
Velmi zhruba může být podle výsledků z přílohy E a F řečeno, že

$$\sigma_{OMAX} = \frac{M_{OMAX}}{W_o} = \frac{32 M_{OMAX}}{5\pi D_N^3} = \frac{32 \cdot 722\,270}{5\pi \cdot 2,55^3} \doteq 88\,738 \text{ Pa} . \quad (89)$$

Kvadratický modul průřezu v ohybu byl získán za předpokladu roviny ohybu ve spodní části nádoby. Tedy pomocí Schwedlerovy věty aplikované na průřez v podobě mezikruží. Kvadratický moment průřezu k vodorovné rovině procházející spodní částí nádoby je tedy možné formulovat ve tvaru

$$I_o = \frac{\pi D_N^4}{64} + \frac{\pi D_N^2}{4} \left(\frac{D_N}{2} \right)^2 = \frac{\pi D_N^4}{64} + \frac{\pi D_N^4}{16} = \frac{5\pi}{64} D_N^4 . \quad (90)$$

Obecně ale úloha nemůže být takto zjednodušena pouze na případ čistého ohybu.



Obrázek 48: Průběh ohybového momentu a posouvající síly po délce L_S – Vykládka – po odpoutání od sedlových podpor

G ROZLOŽENÍ PODPOR PRO STEJNÉ OHYBOVÉ MOMENTY NAD PODPO- RAMI

Požadavek stejné velikosti ohybového momentu¹ nad jednotlivými podporami podle obrázku 16 může být matematicky formulován jako

$$M_0 = M_1 ; M_1 = M_2 . \quad (91)$$

Odtud vyplývá, že také platí

$$M_0 = M_2 . \quad (92)$$

Navíc musí platit, že

$$s_b + s_a + s_3 + s_2 = L_{SV} . \quad (93)$$

Dosazením do rovnice (92) získáváme

$$-\frac{q_S s_b^2}{2} = -\frac{q_S s_a^2}{2} \Rightarrow s_a = s_b = s_{a,b} . \quad (94)$$

Úloha musí být pro splnění podmínek symetrická. Z tohoto důvodu je také zavedeno

$$s_3 = s_2 = s_{2,3} . \quad (95)$$

Dosazením do rovnice (93) \Rightarrow

$$2s_{a,b} + 2s_{2,3} = L_{SV} . \quad (96)$$

Dosazením rovnic (94), (95) do rovnice momentu nad vnitřní podporou (67), může být po úpravě získáno

$$M_1 = q_S \frac{2s_{a,b}^2 - s_{2,3}^2}{8} . \quad (97)$$

Podle podmínky (91) potom může být psáno

$$-\frac{q_S}{2} s_{a,b}^2 = q_S \frac{2s_{a,b}^2 - s_{2,3}^2}{8}$$

a po úpravě

$$-6s_{a,b}^2 + s_{2,3}^2 = 0 . \quad (98)$$

¹Odvozeno za předpokladu symetrického rozložení podpor.

Vyjádřením $s_{2,3}$ z rovnice (96) a dosazením do (98) může být po úpravě získána kvadratická rovnice

$$-20s_{a,b}^2 - 4L_{SV} s_{a,b} + L_{SV}^2 = 0 , \quad (99)$$

jejíž řešení vede na dva kořeny

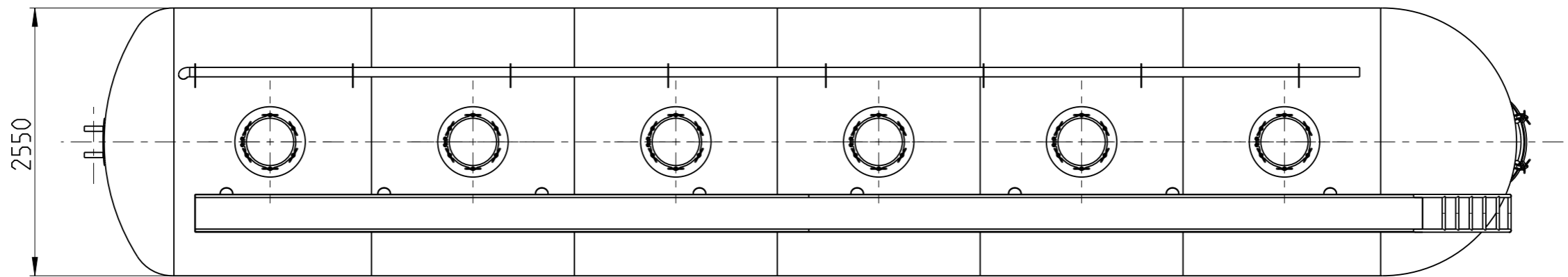
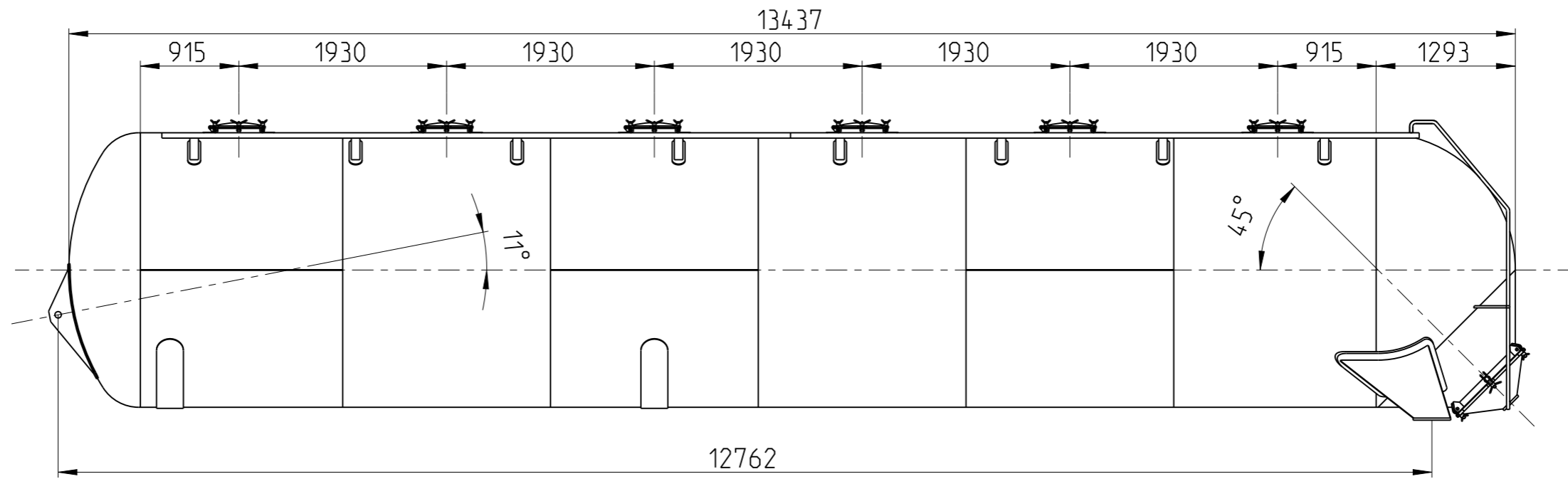
$$s_{a,b} = L_{SV} \frac{1 \pm \sqrt{6}}{-10} , \quad (100)$$

kde pouze druhý má fyzikální význam a je použitelný pro tuto úlohu. První bude nabývat vždy záporný hodnot. Po zaokrouhlení tedy dostáváme vztah

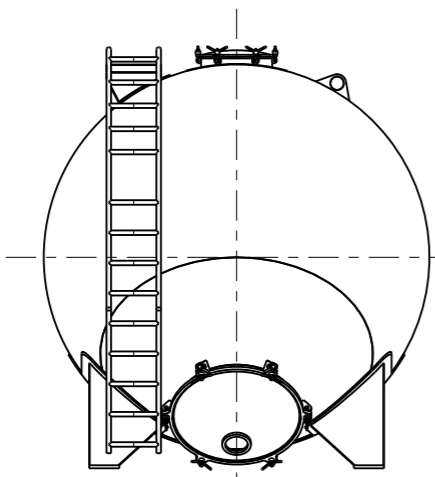
$$s_{a,b} \doteq 0,145L_{SV} .$$

H NÁKRES KONCEPCE VÁLCOVÉ NÁ- DOBY

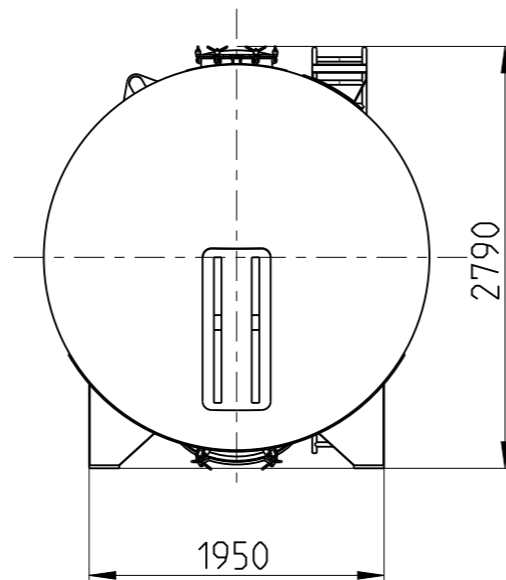
Tato příloha je volně vložený formát A3.



POHLED A:



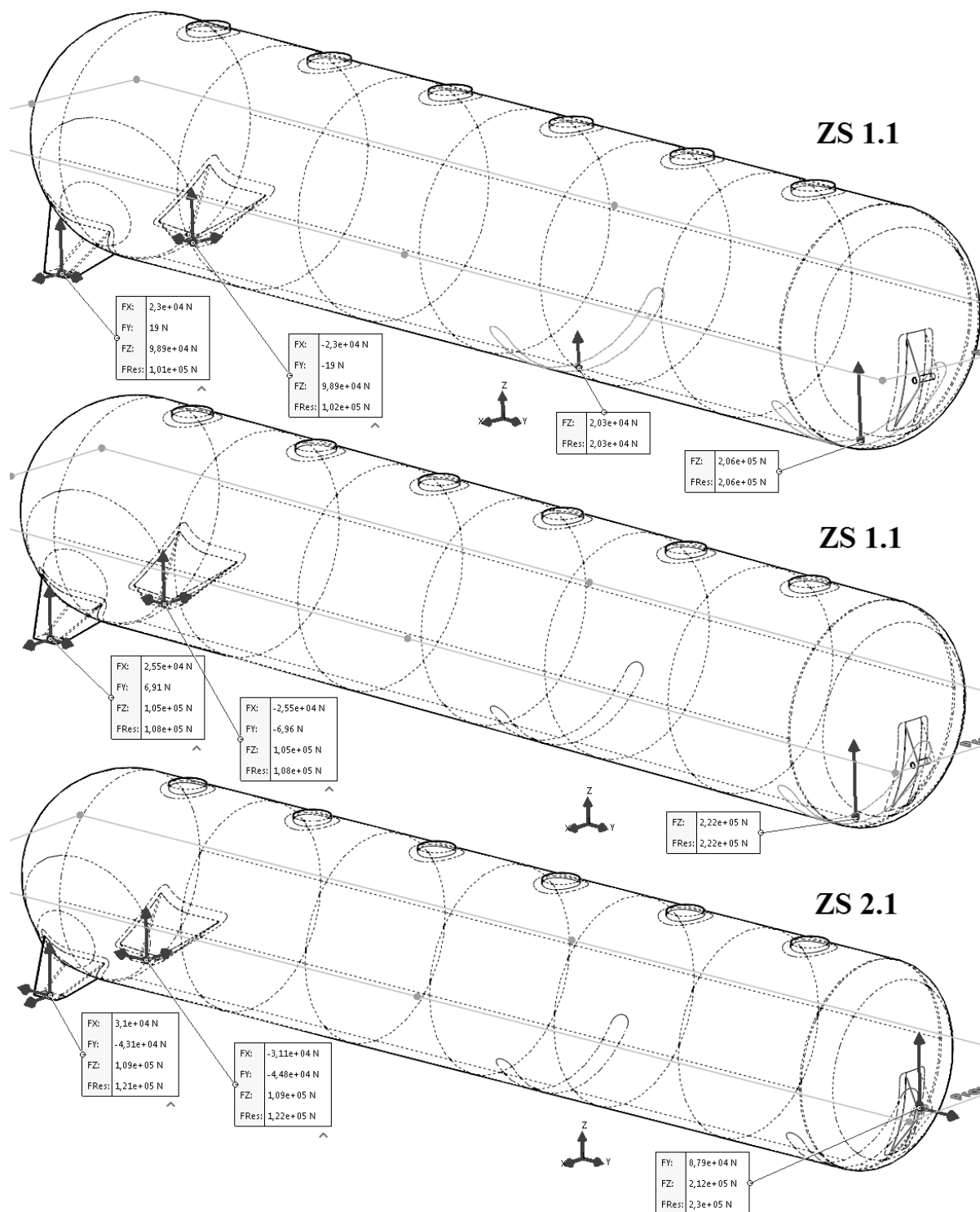
POHLED B:



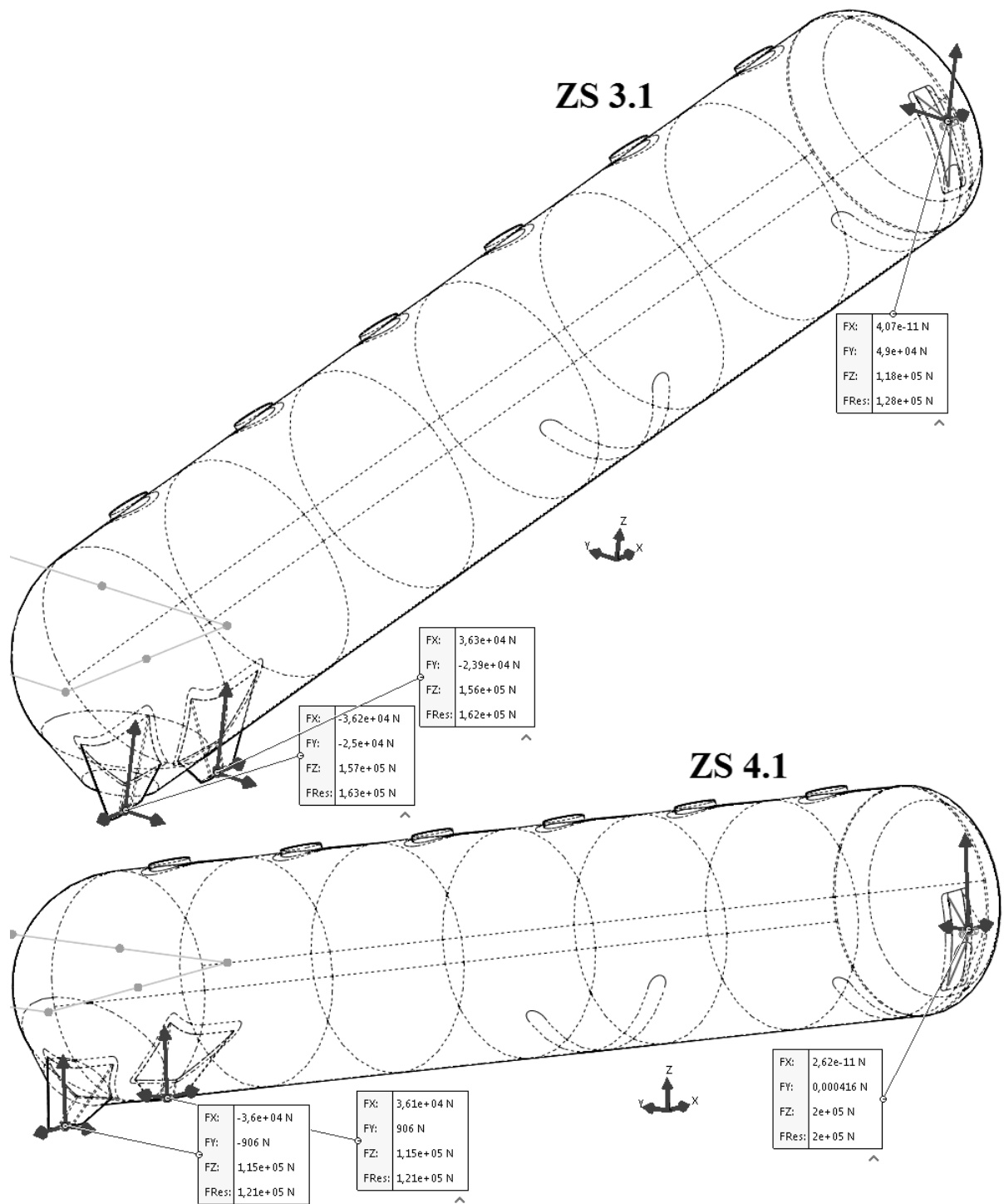
Tloušťka valcove části 6 mm
 Tloušťka předního dna 8 mm
 Tloušťka zadního dna 6 mm
 Tloušťka kuzeloveho prechodu zadního dna 6 mm

Vnitřní objem: cca 65 m ³	FORMAT	A3	DATUM	19-Jul-20
Celková hmotnost: cca 2300 Kg	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST [Kg]	MERITKO
Ø nádoby: 2550 mm			2221.7	1:50
Kreslil: Tomas Gajdos	NAZEV		CISLO VYKRESU	L.C. P.L.
	Konceptni navrh nádoby		20-01-A	1 1

I REAKČNÍ SÍLY CAD MODELU



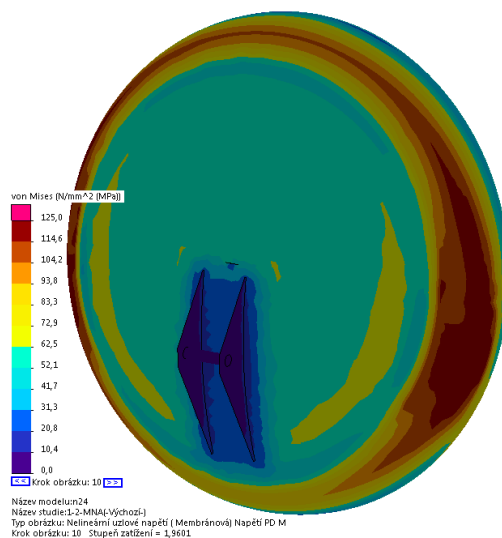
Obrázek 49: Seznam reakčních sil CAD modelu v uvažovaných zatěžujících stavech



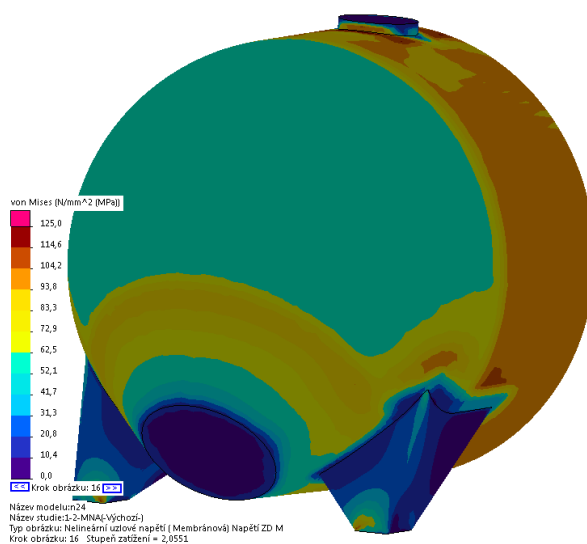
Obrázek 50: Seznam reakčních sil CAD modelu v uvažovaných zatěžujících stavech

J ILUSTRACE VÝSLEDKŮ ANALÝZY: MEZNÍ STAV PLASTICITY

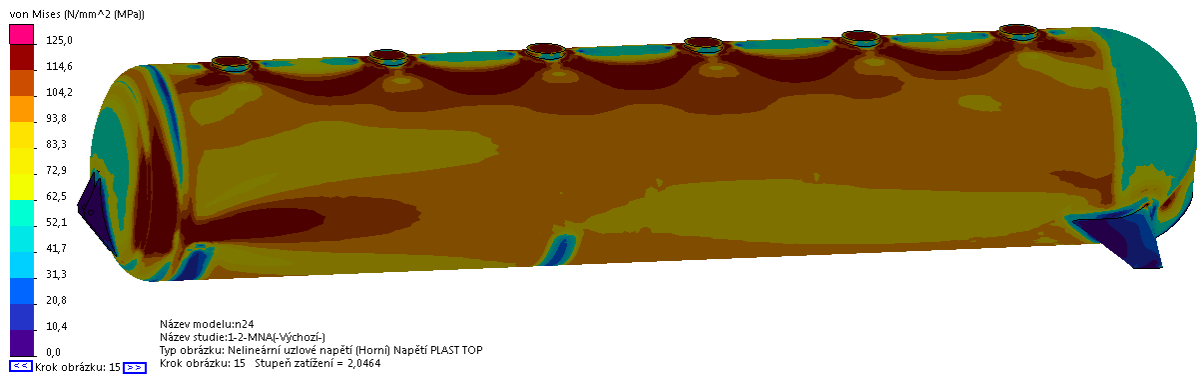
ZS 1.2



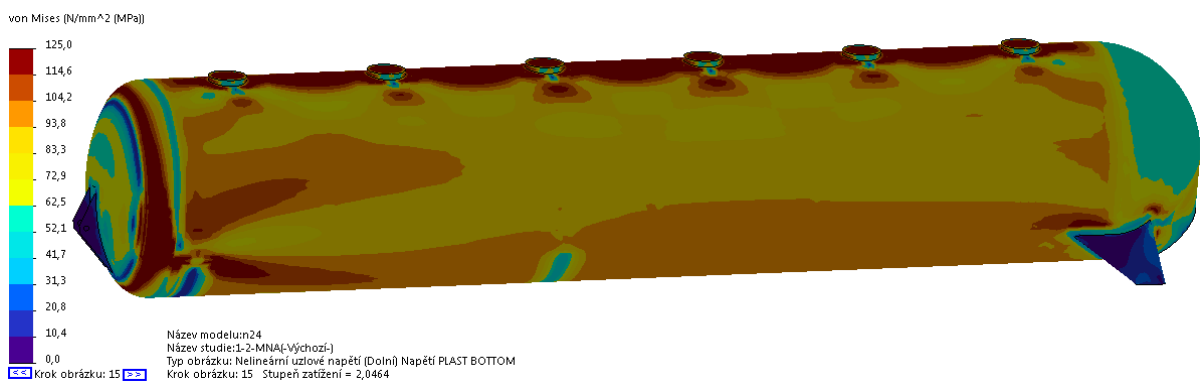
Obrázek 51: Membránová uzlová napětí předního dna při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)



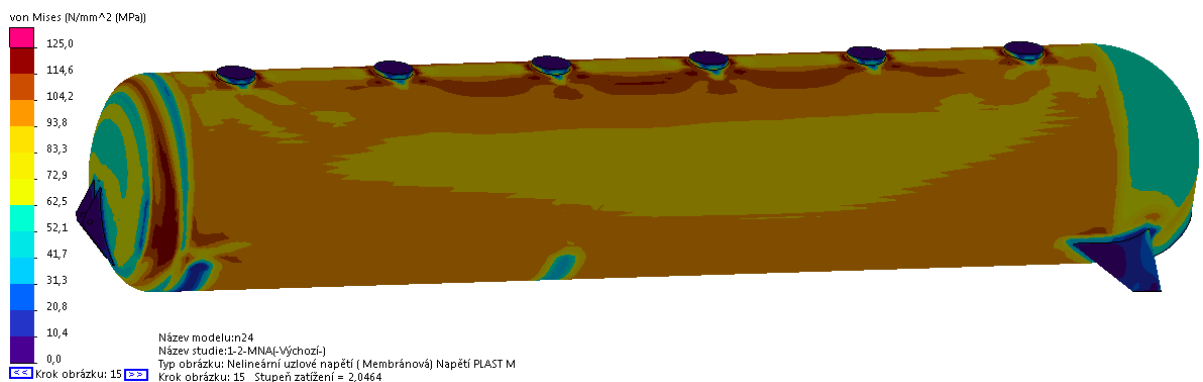
Obrázek 52: Membránová uzlová napětí zadního dna při zatěžujícím stavu 1.2 (MNA)



(a)



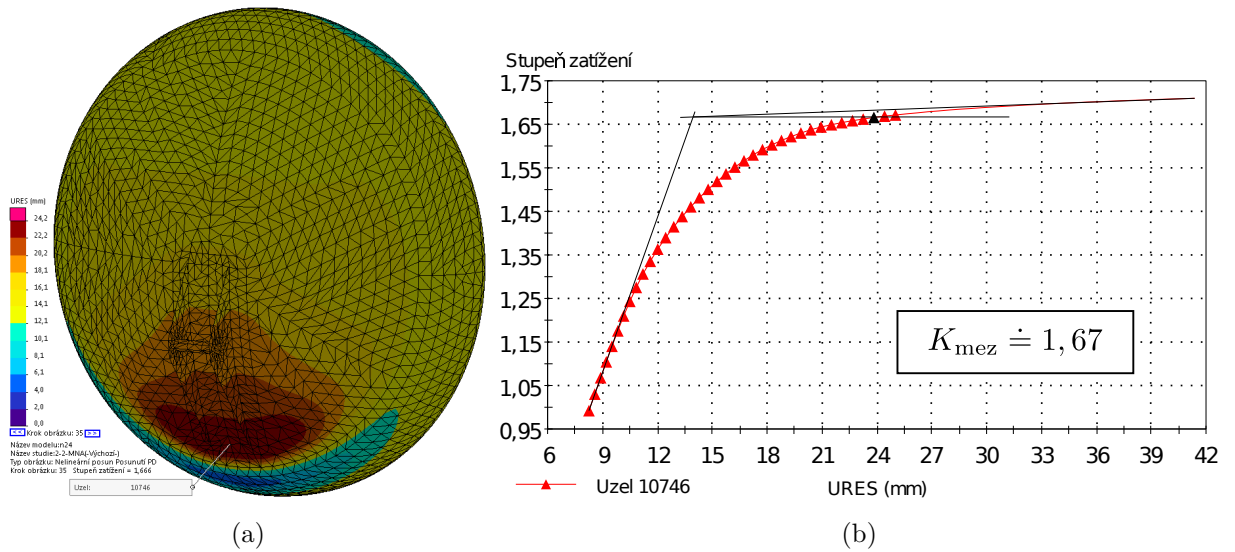
(b)



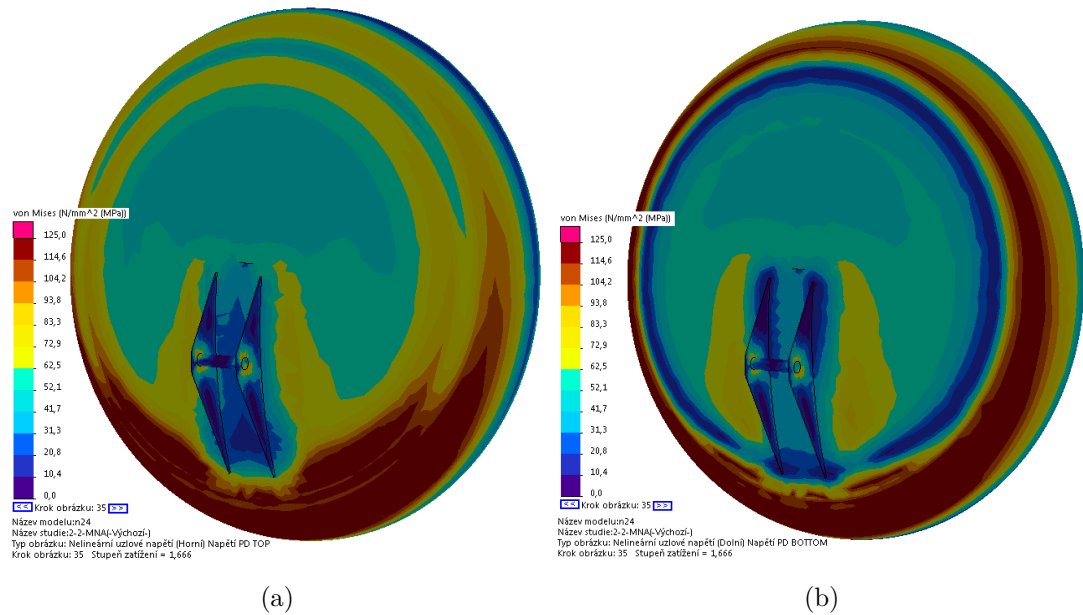
(c)

Obrázek 53: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 1.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní; (c) Membránová.

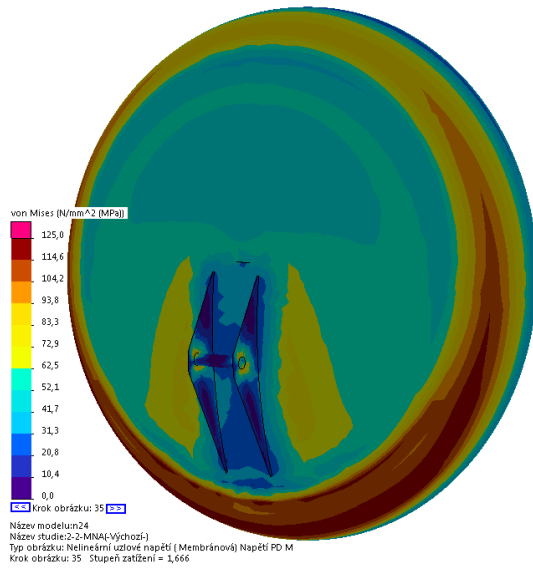
ZS 2.2



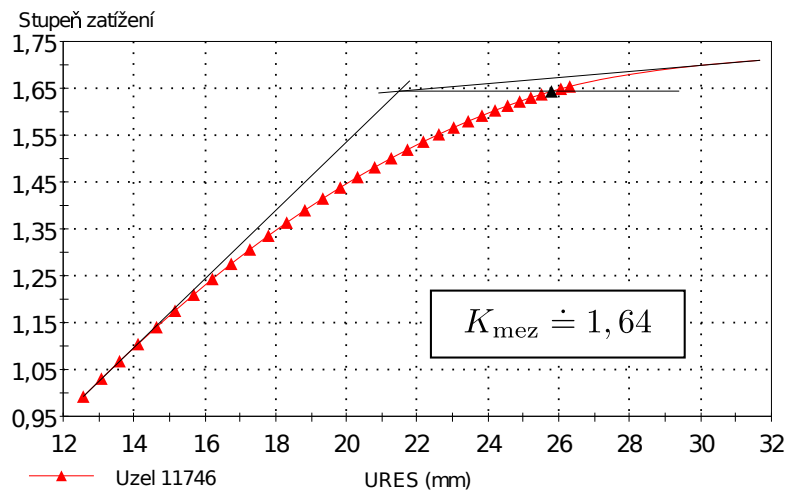
Obrázek 54: Celková posunutí předního dna pro ZS 2.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.



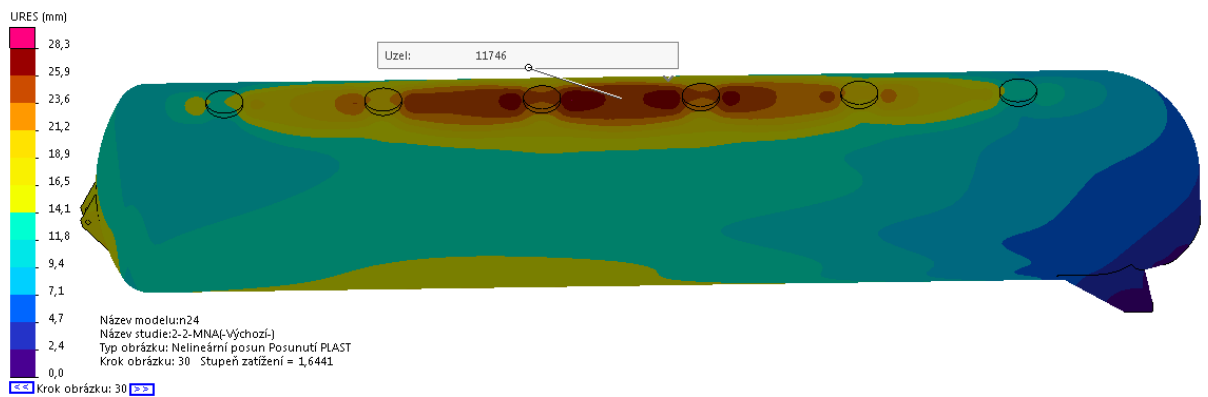
Obrázek 55: Redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.



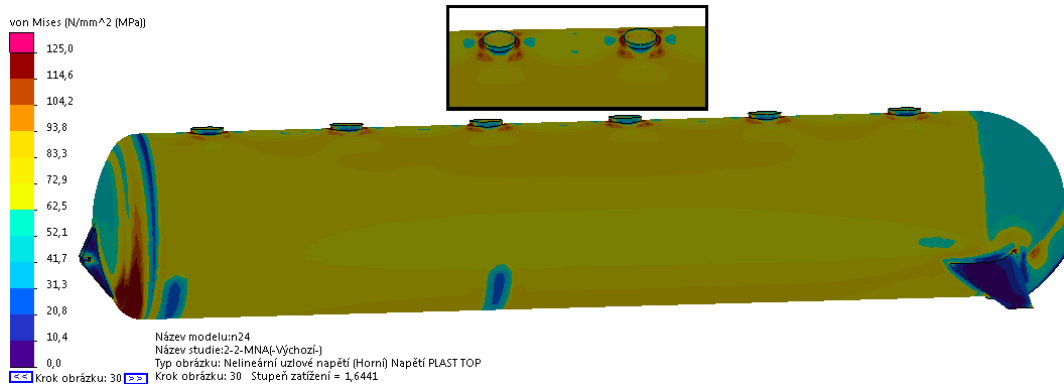
Obrázek 56: Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) předního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA)



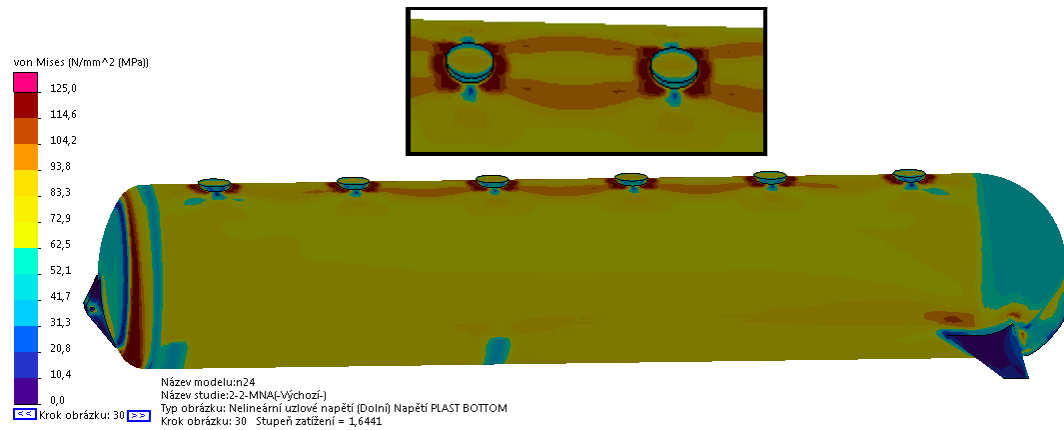
Obrázek 57: Křivka rovnovážných stavů pláště pro ZS 2.2 (MNA)



Obrázek 58: Pole celkových posunutí pláště pro ZS 2.2 (MNA)



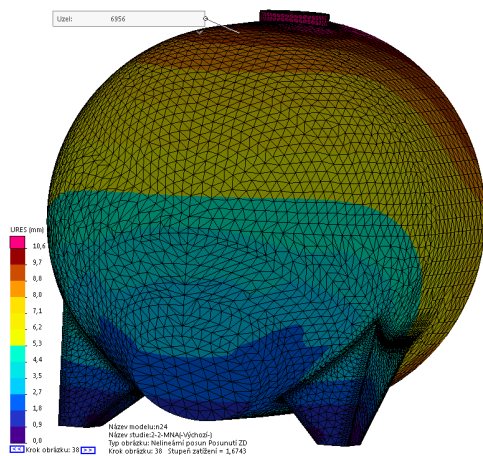
(a)



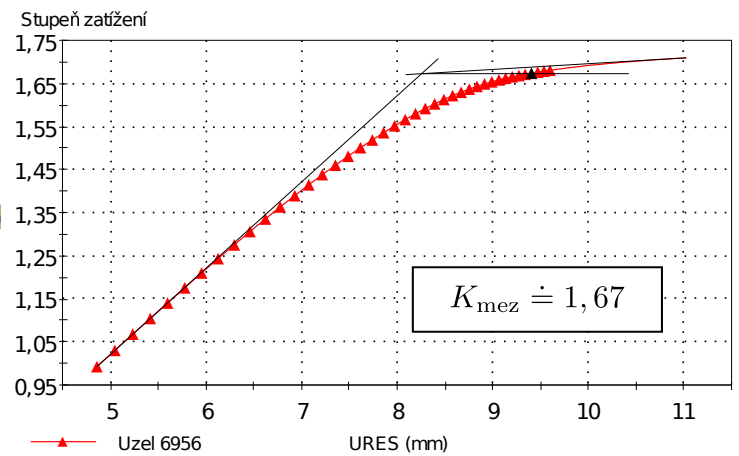
(b)

Obrázek 59: Redukovaná uzlová napětí (HMH) pláště pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA):

(a) Horní; (b) Dolní.



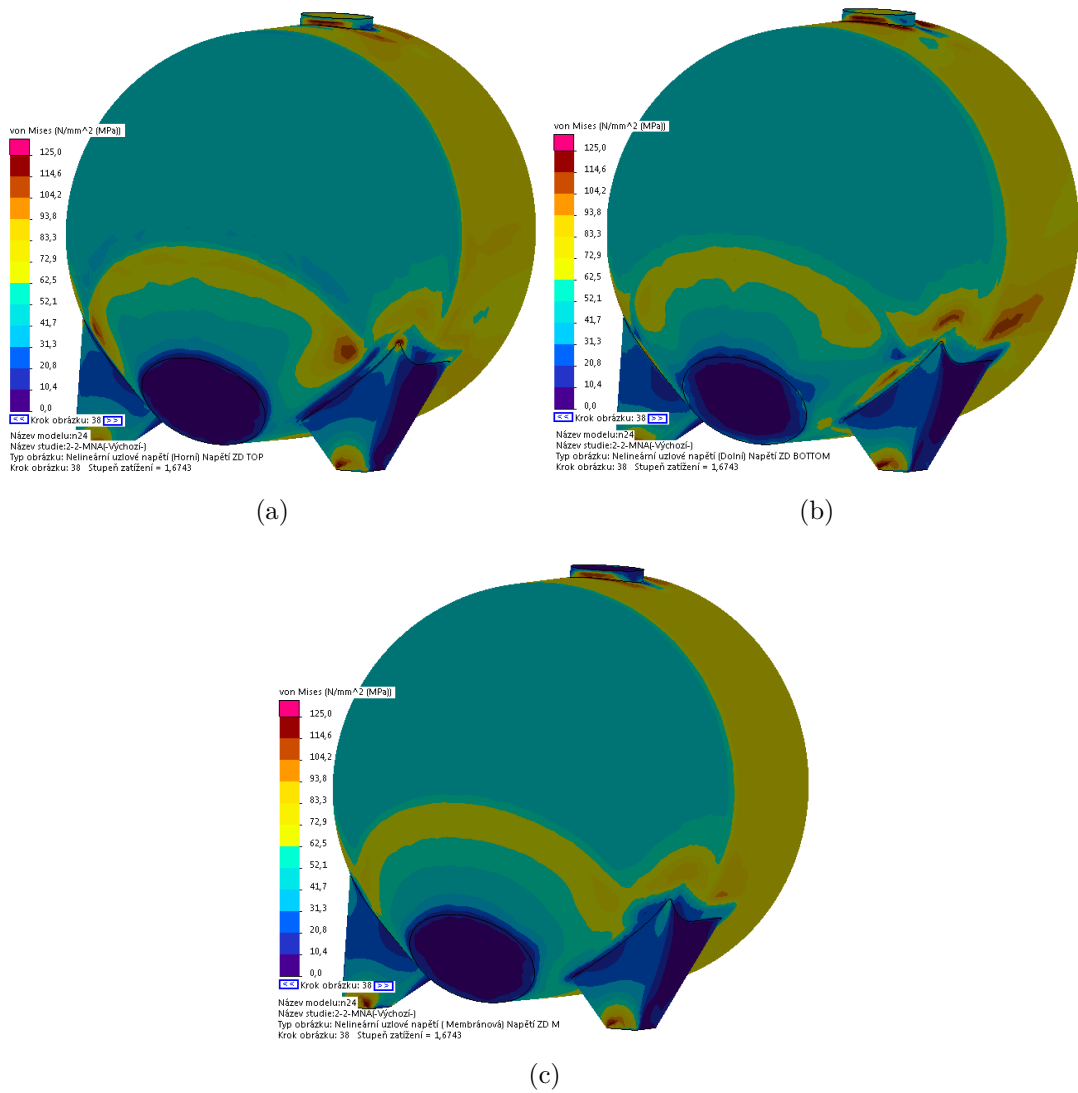
(a)



(b)

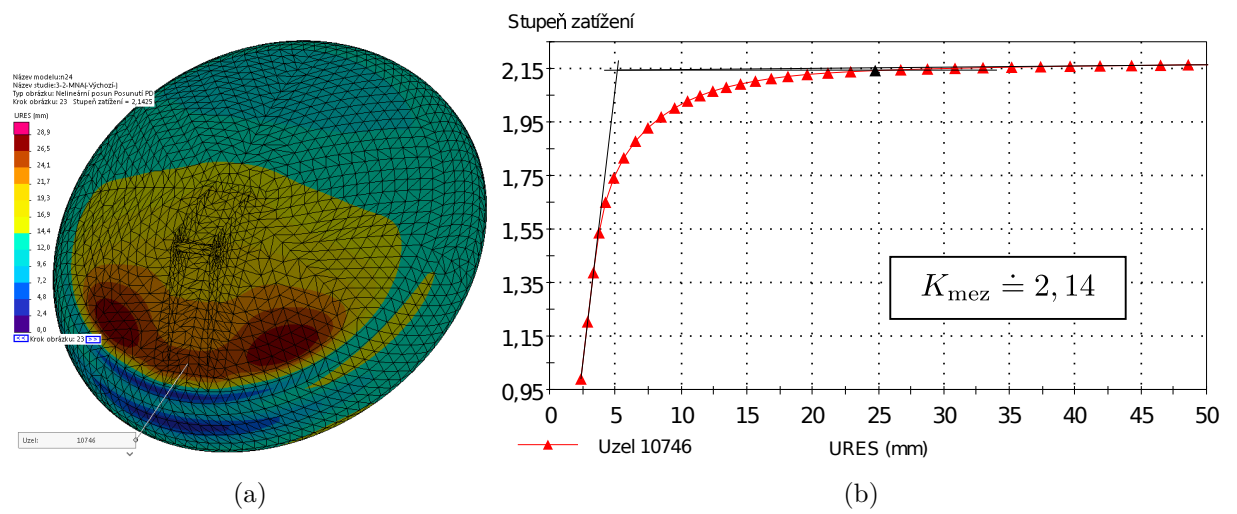
Obrázek 60: Celková posunutí zadního dna pro ZS 2.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí;

(b) Křivka rovnovážných stavů.

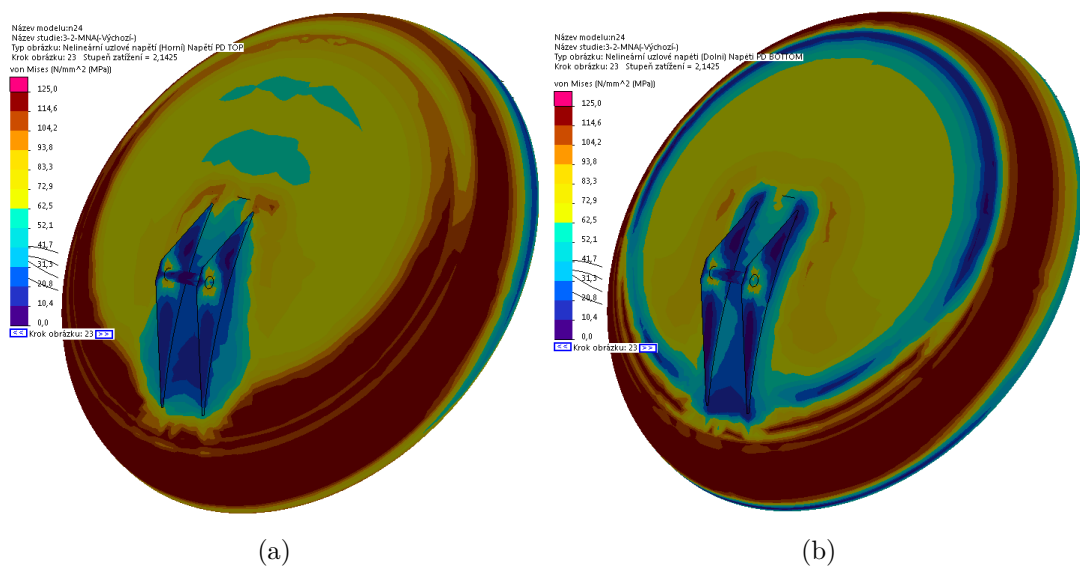


Obrázek 61: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 2.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní; (b) Membránová.

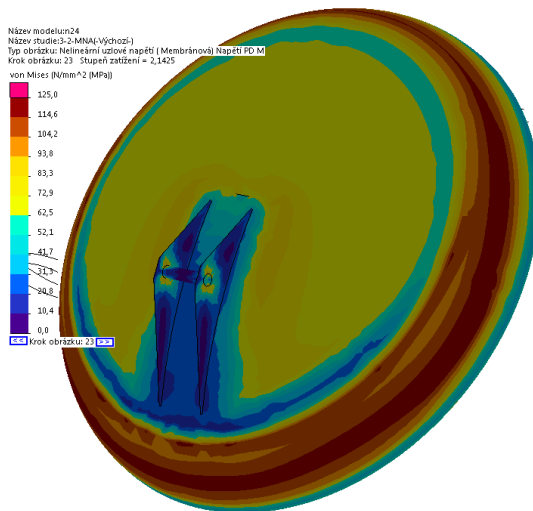
ZS 3.2



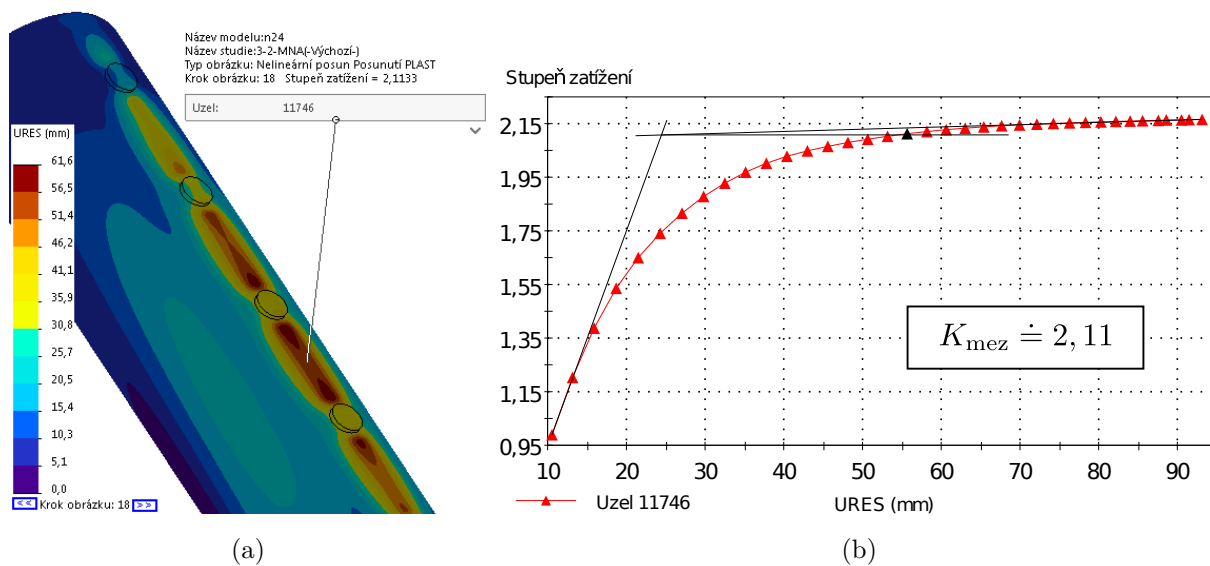
Obrázek 62: Celková posunutí předního dna pro ZS 3.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.



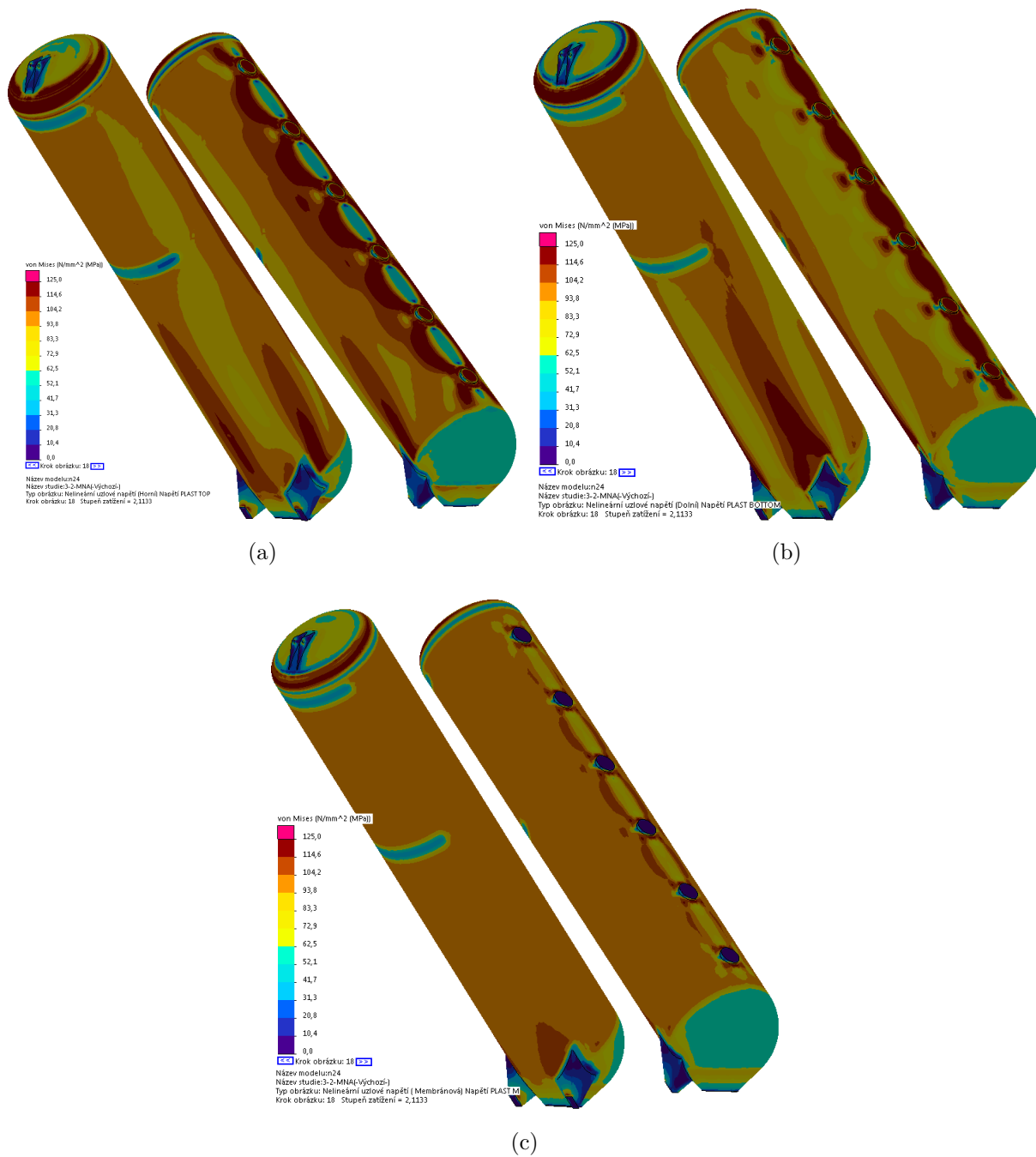
Obrázek 63: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.



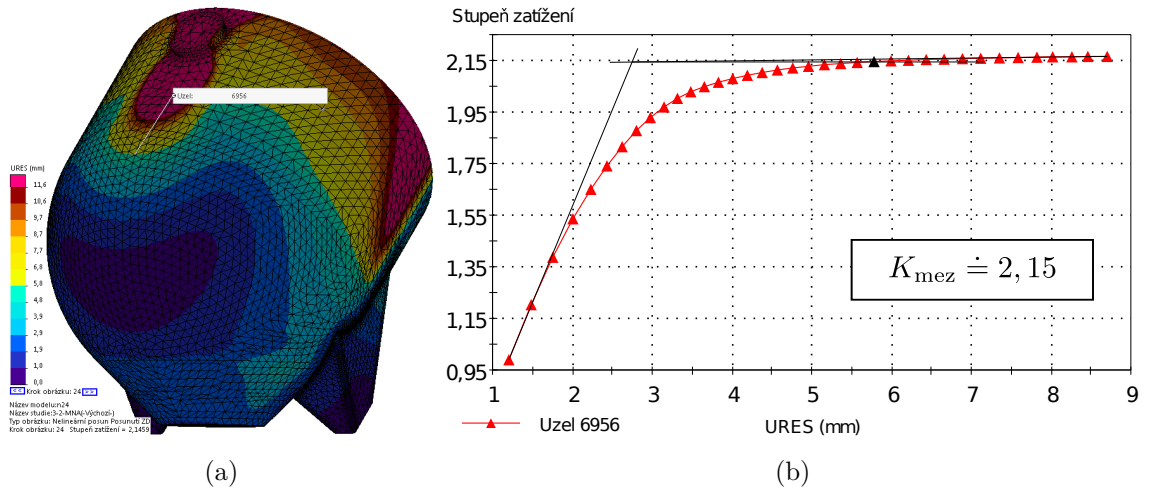
Obrázek 64: Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA)



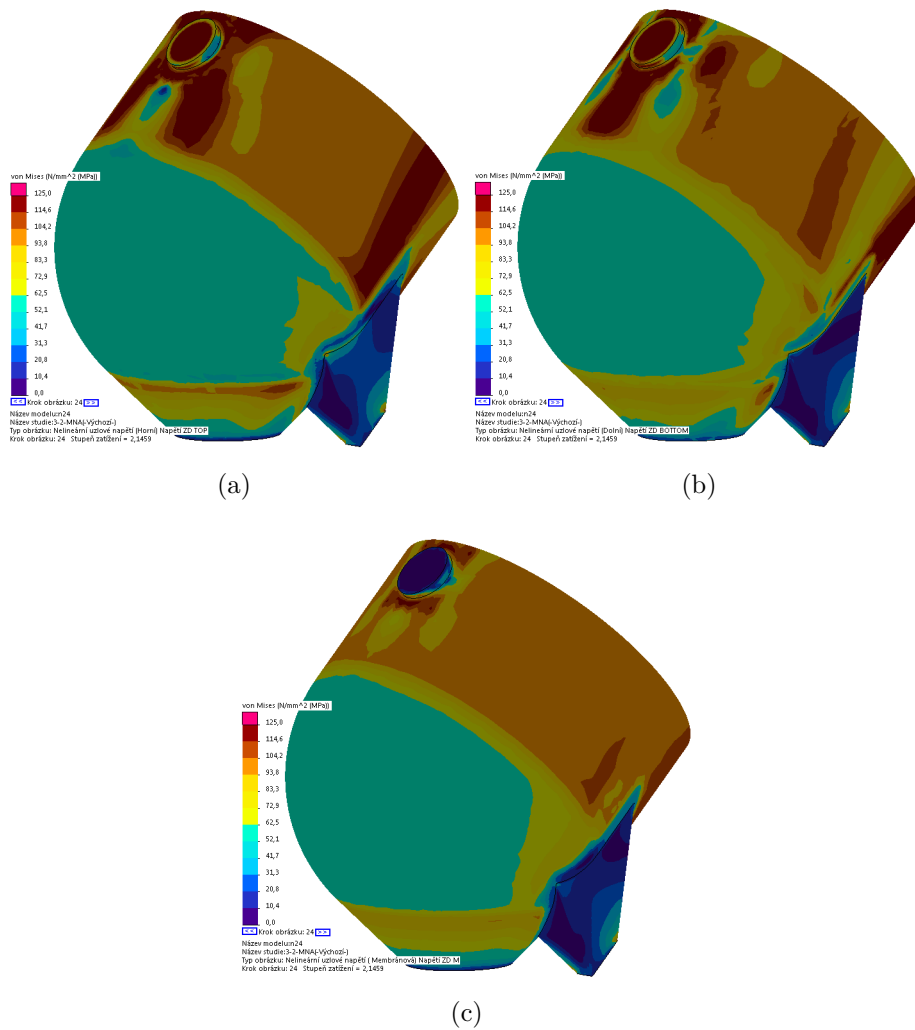
Obrázek 65: Celková posunutí předního dna pro ZS 3.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.



Obrázek 66: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní; (c) Membránová.

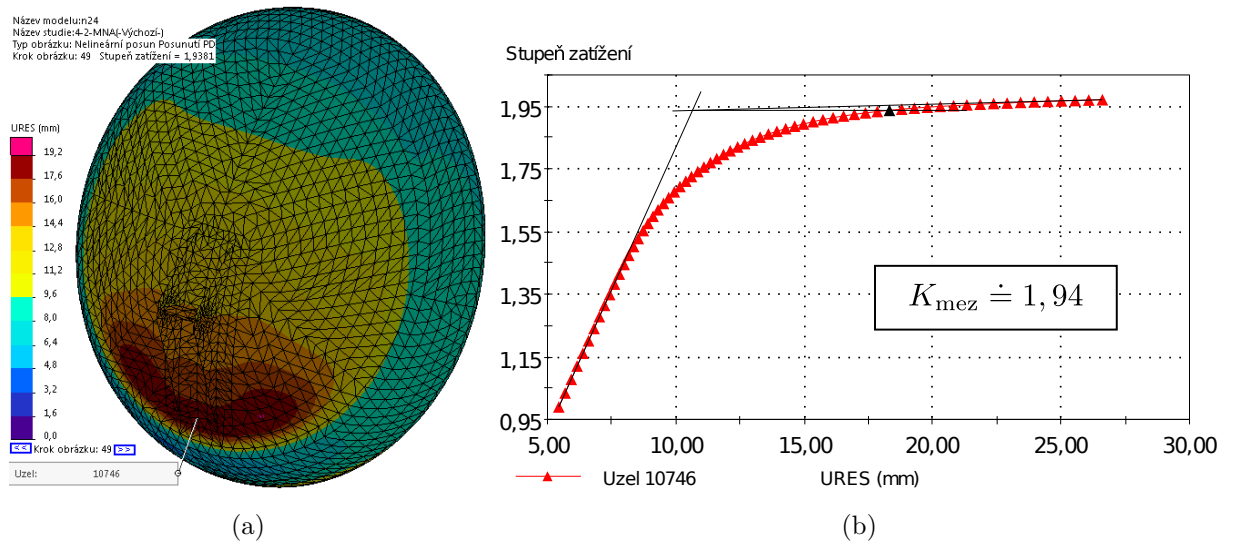


Obrázek 67: Celková posunutí zadního dna pro ZS 3.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

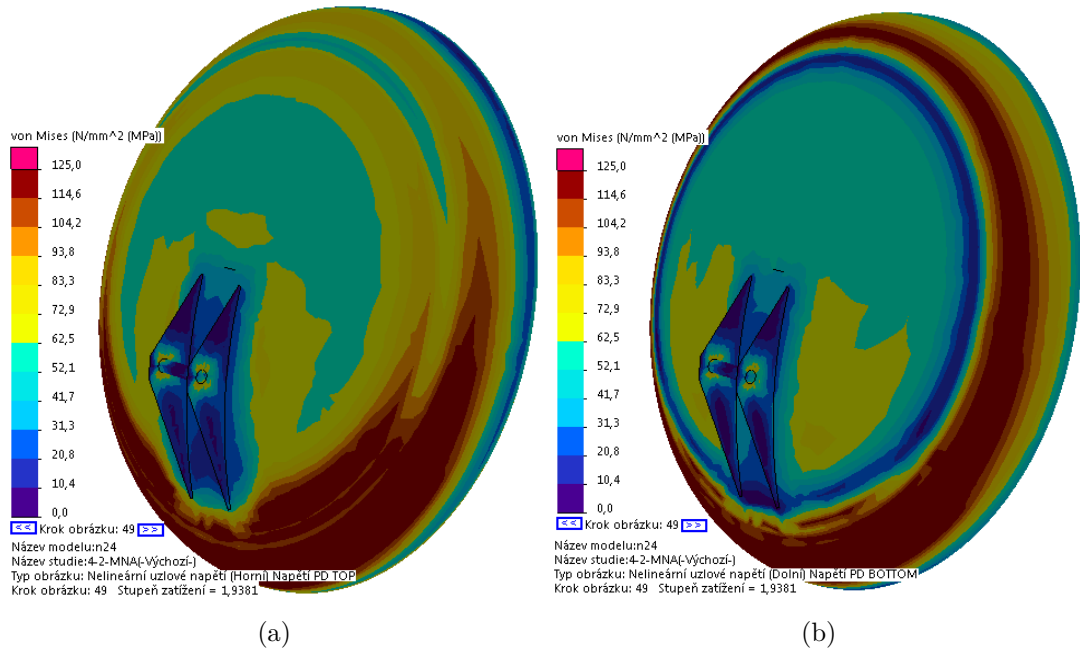


Obrázek 68: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 3.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní; (b) Membránová.

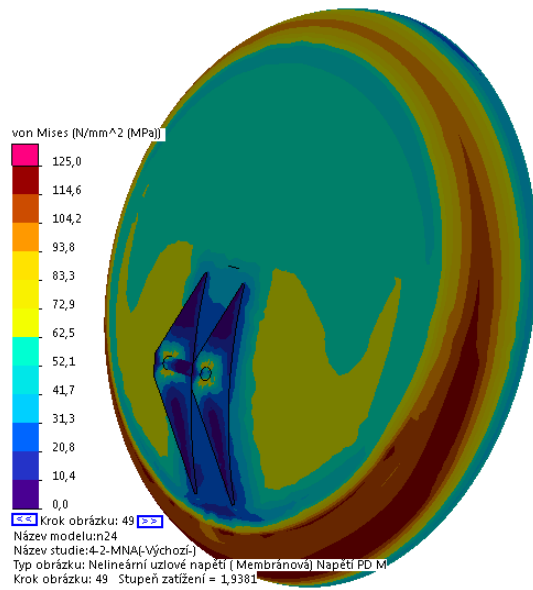
ZS 4.2



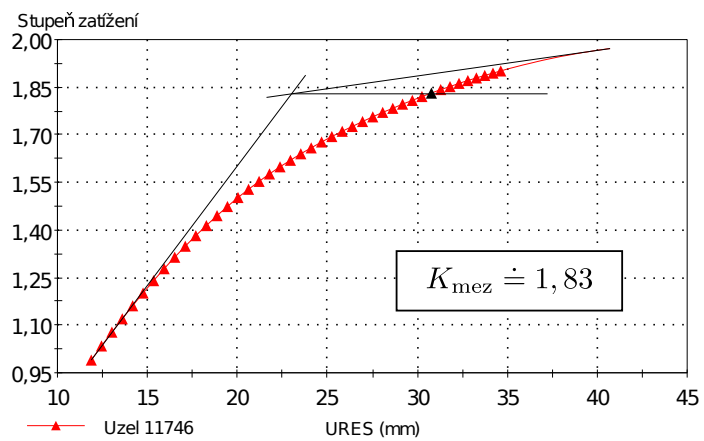
Obrázek 69: Celková posunutí předního dna pro ZS 4.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.



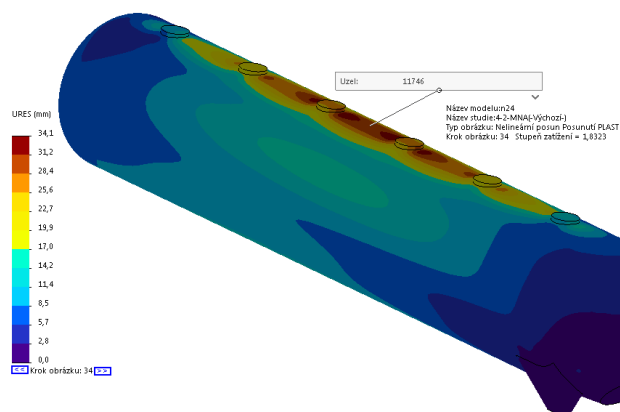
Obrázek 70: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.



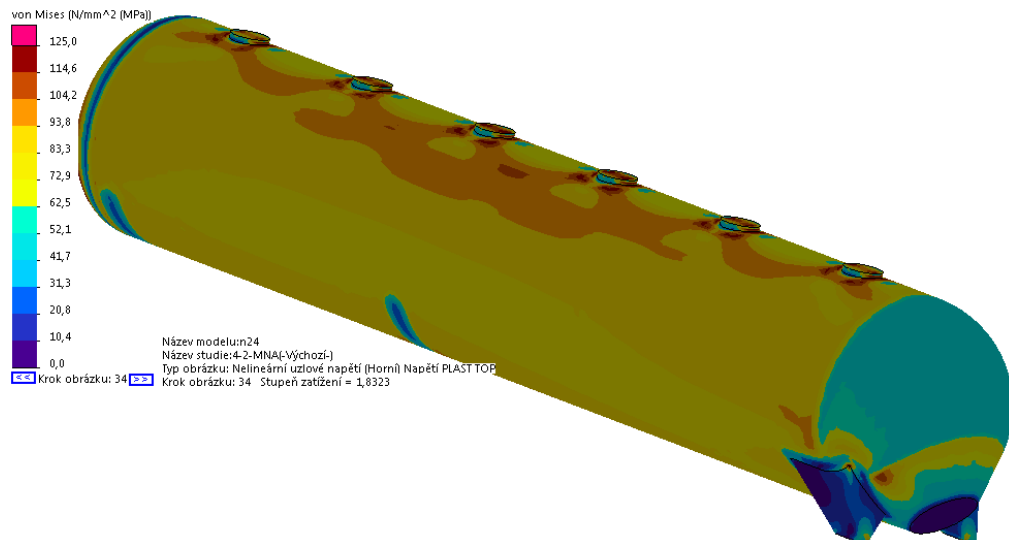
Obrázek 71: Membránová redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti předního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA)



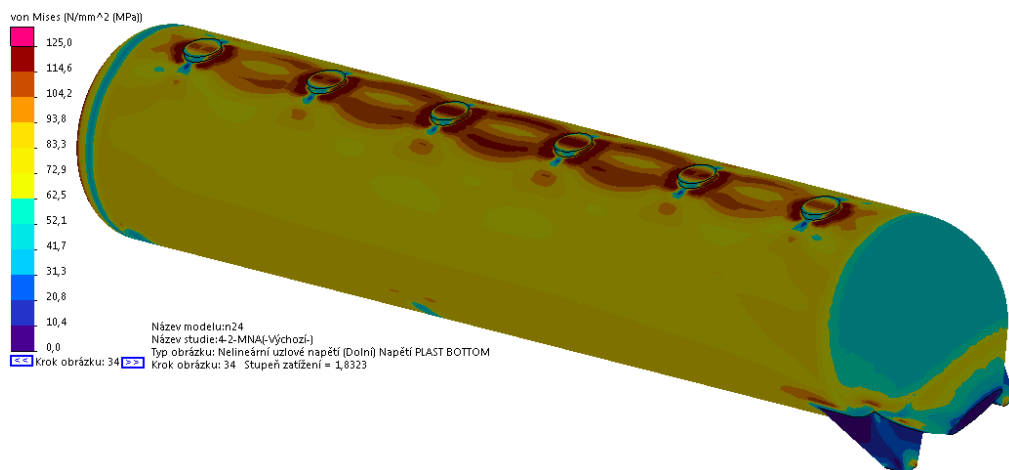
Obrázek 72: Křivka rovnovážných stavů pláště pro ZS 4.2 (MNA)



Obrázek 73: Celková posunutí pláště pro ZS 4.2 (MNA)

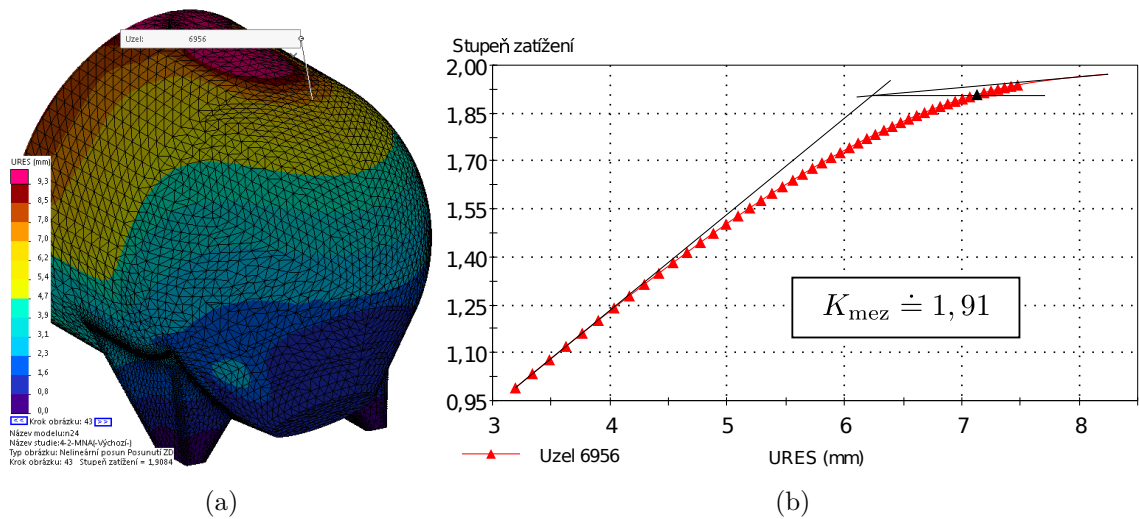


(a)

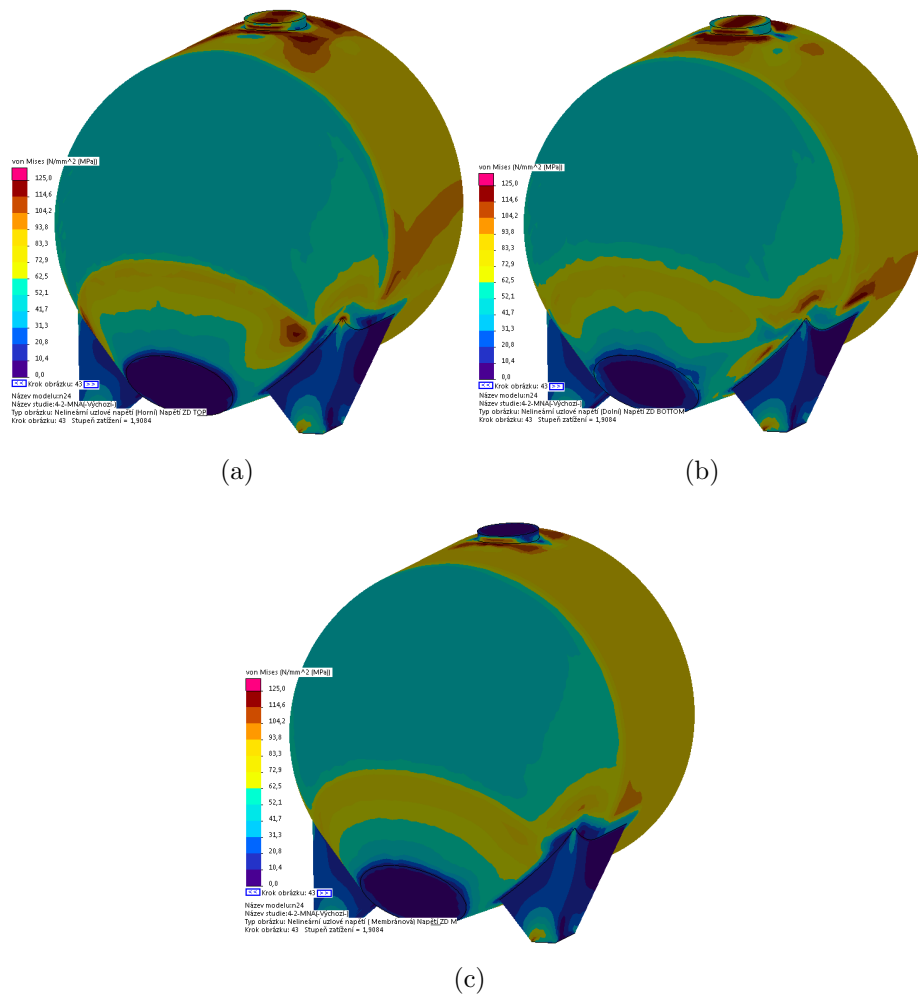


(b)

Obrázek 74: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti pláště pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní.

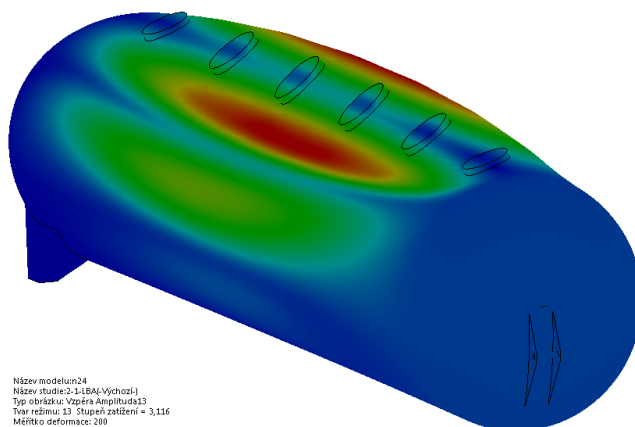


Obrázek 75: Celková posunutí zadního dna pro ZS 4.2 (MNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

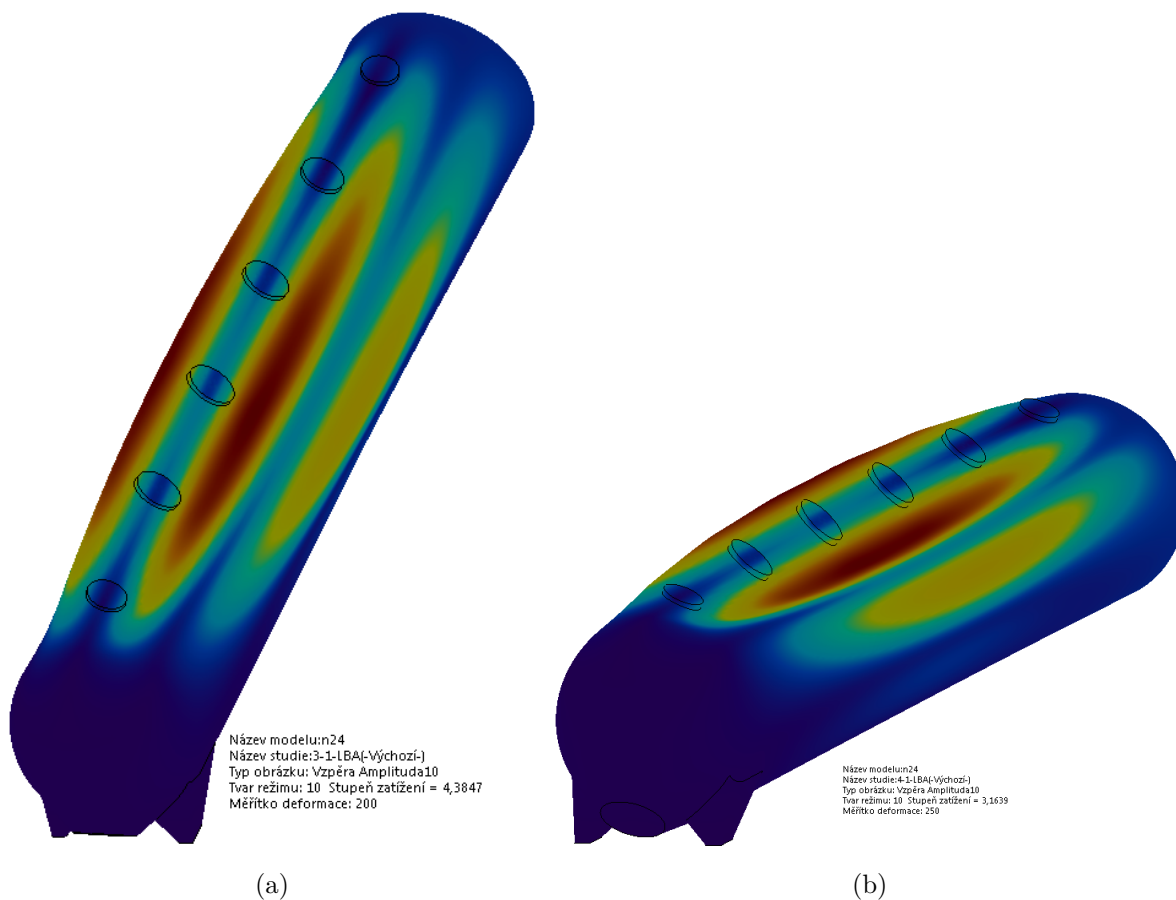


Obrázek 76: Redukovaná uzlová napětí (HMH) oblasti zadního dna pro limitní zatížení při ZS 4.2 (MNA): (a) Horní; (b) Dolní; (b) Membránová.

K ILUSTRACE VÝSLEDKŮ: ANALÝZA LBA



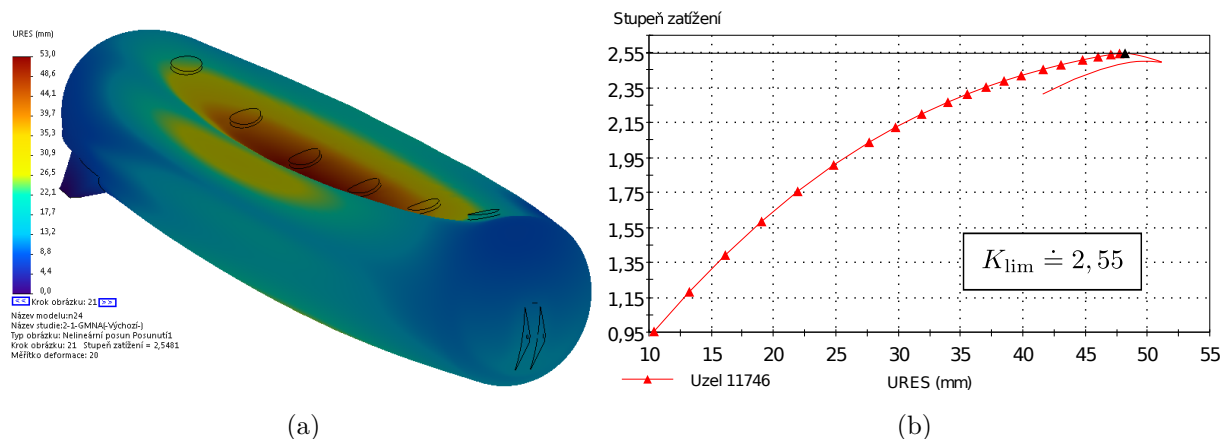
Obrázek 77: Vlastní tvar ztráty stability (LBA) při ZS 2.1



Obrázek 78: Vlastní tvary ztráty stability (LBA): (a) ZS 3.1; (b) ZS 4.1.

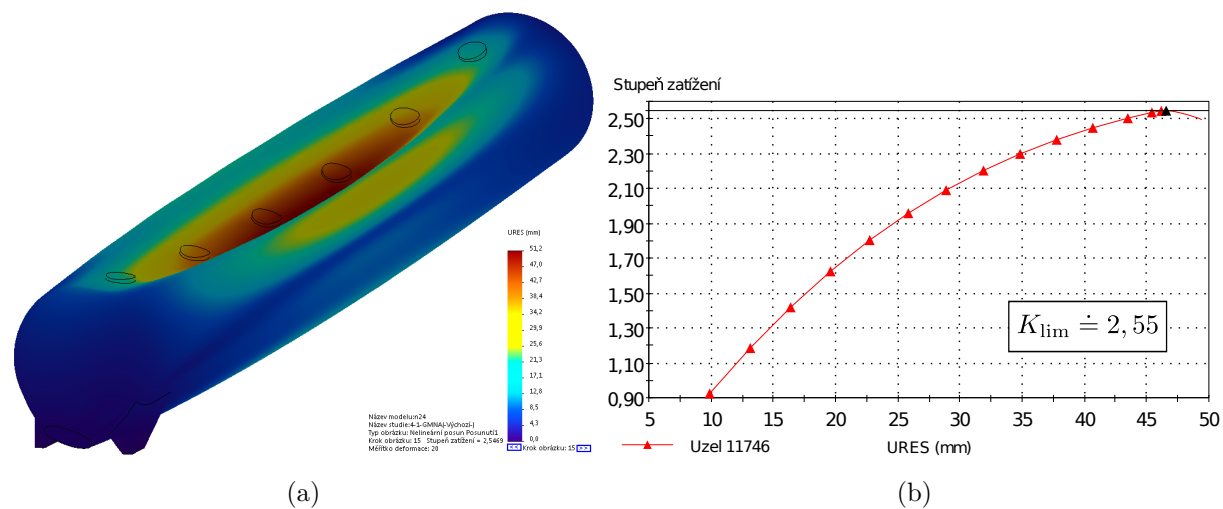
ILUSTRACE VÝSLEDKŮ ANALÝZY: MEZNÍ STAV ZTRÁTY STABILITY

ZS 2.1



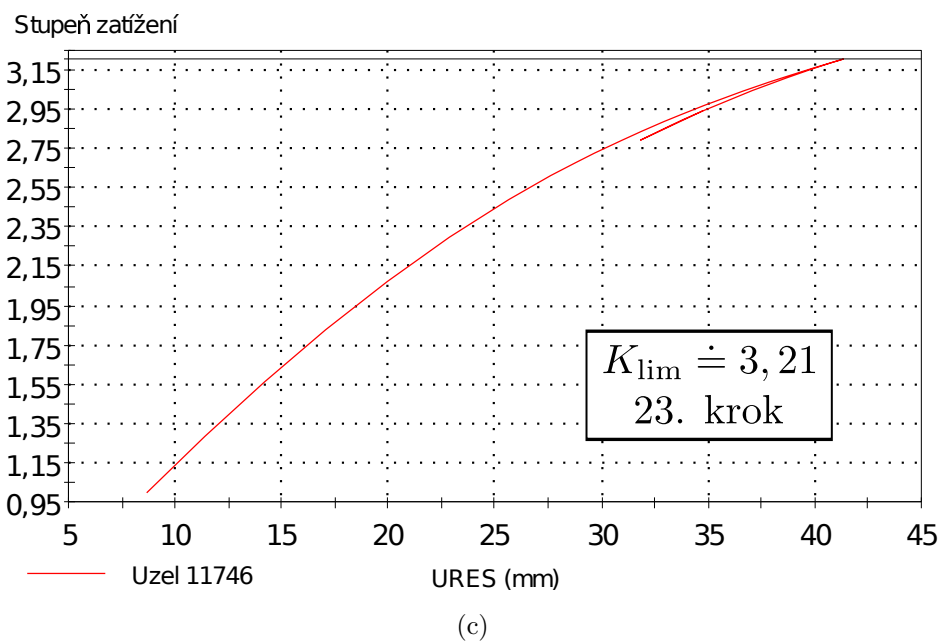
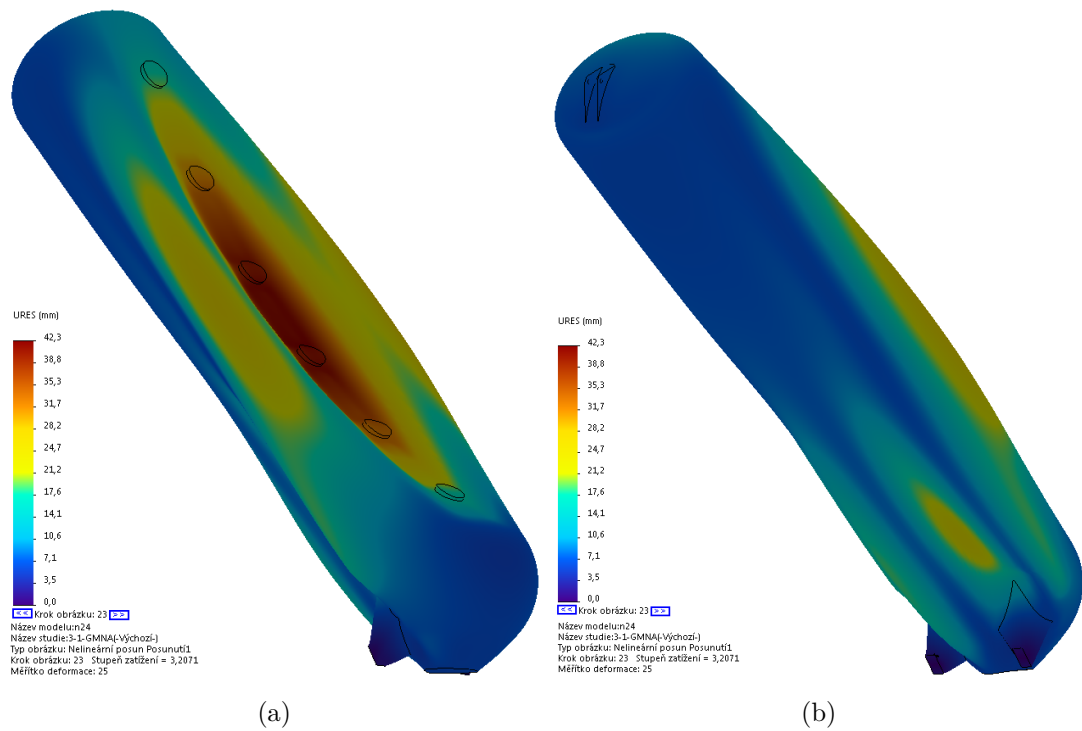
Obrázek 79: Celková posunutí pro ZS 2.1 (GMNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

ZS 4.1



Obrázek 80: Celková posunutí pro ZS 4.1 (GMNA): (a) Pole celkových posunutí; (b) Křivka rovnovážných stavů.

ZS 3.1



Obrázek 81: Celková posunutí pro ZS 3.1 (GMNA): (a, b) Pole celkových posunutí; (c) Křivka rovnovážných stavů.

M LINEÁRNÍ REGRESE POMOCÍ METODY NEJMENŠÍCH ČTVERCŮ

Hodnoty uvedené v publikaci [35] byly seřazeny vzestupně od nejmenšího počtu cyklů a určeny jejich dekadické logaritmy. Tato data byla původně sestavena pro sinusový průběh zatížení s frekvencí $0,1 \div 11$ Hz.

Tabulka 31: Vstupní data pro konstrukci základní napěťové charakteristiky [35]

	N_i	σ_a		N_i	σ_a		N_i	σ_a		N_i	σ_a
1.	9	423,0	9.	3 740	314,6	17.	195 000	190,0	25.	4 860 000	172,5
2.	18	413,0	10.	10 000	274,8	18.	330 000	197,3	26.	5 000 000	175,7
3.	54	401,0	11.	13 100	280,6	19.	450 000	199,4	27.	5 100 000	174,5
4.	83	405,0	12.	14 530	274,5	20.	636 000	178,0	28.	5 386 000	184,5
5.	85	388,0	13.	14 650	279,0	21.	1 500 000	179,2	29.	6 000 000	178,5
6.	99	398,0	14.	95 000	210,0	22.	2 500 000	173,4			
7.	1 008	335,6	15.	135 000	197,5	23.	3 000 000	173,6			
8.	1 150	320,8	16.	150 000	200,0	24.	3 653 000	144,0			

Pro popis Wöhlerovy křivky byl zvolen často využívaný lineární vztah

$$\log N_i + w \log \sigma_a = \text{konst.} ,$$

odkud může být závislost vyjádřena jako

$$\log N_i = -w \log \sigma_a + \text{konst.} ,$$

Funkce tak získává podobu předpisu přímky $y = a_1 x + a_0$. Polynom prvního stupně tak může být formulován ve tvaru

$$P_{1(x)} = a_0 \varphi_0 + a_1 \varphi_1 ; \varphi_0 = 1 , \varphi_1 = x .$$

Normální soustava rovnic může být potom psána jako

$$a_0(\varphi_0, \varphi_0) + a_1(\varphi_1, \varphi_0) = (y_i, \varphi_0) ,$$

$$a_0(\varphi_0, \varphi_1) + a_1(\varphi_1, \varphi_1) = (y_i, \varphi_1) .$$

Kde skalární součiny dávají podle tabulky výše hodnoty

$$\begin{aligned}
 (\varphi_0, \varphi_0) &= \sum_{i=0}^N \varphi_0 \varphi_0 = \sum_{i=0}^N 1 \cdot 1 = N + 1 = 29 , \\
 (\varphi_1, \varphi_0) &= \sum_{i=0}^N \varphi_1 \varphi_0 = \sum_{i=0}^N x_i \cdot 1 \doteq 69,1168 , \\
 (\varphi_1, \varphi_1) &= \sum_{i=0}^N \varphi_1 \varphi_1 = \sum_{i=0}^N x_i \cdot x_i \doteq 165,3547 , \\
 (y_i, \varphi_0) &= \sum_{i=0}^N y_i \varphi_0 = \sum_{i=0}^N y_i \cdot 1 \doteq 132,6342 , \\
 (y_i, \varphi_1) &= \sum_{i=0}^N y_i \varphi_1 = \sum_{i=0}^N y_i \cdot x_i \doteq 308,3283 .
 \end{aligned}$$

Potom může být normální soustava rovnic přepsána do tvaru

$$\begin{aligned}
 29 a_0 + 69,1168 a_1 &= 132,6342 , \\
 69,1168 a_0 + 165,3547 a_1 &= 308,3283 ,
 \end{aligned}$$

nebo v maticovém zápisu

$$\begin{bmatrix} 29 & 69,1168 \\ 69,1168 & 165,3547 \end{bmatrix} + \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 132,6342 \\ 308,3283 \end{Bmatrix} .$$

Tato soustava může být řešena například s využitím Cramerova pravidla a tedy získáváme

$$a_0 = \frac{\begin{vmatrix} 132,6342 & 69,1168 \\ 308,3283 & 165,3547 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 29 & 69,1168 \\ 69,1168 & 165,3547 \end{vmatrix}} = \frac{132,6342 \cdot 165,3547 - 69,1168 \cdot 308,3283}{29 \cdot 165,3547 - 69,1168 \cdot 69,1168} \doteq 34,2 ,$$

$$a_1 = \frac{\begin{vmatrix} 29 & 132,6342 \\ 69,1168 & 308,3283 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} 29 & 69,1168 \\ 69,1168 & 165,3547 \end{vmatrix}} = \frac{29 \cdot 308,3283 - 132,6342 \cdot 69,1168}{29 \cdot 165,3547 - 69,1168 \cdot 69,1168} \doteq -12,4 ,$$

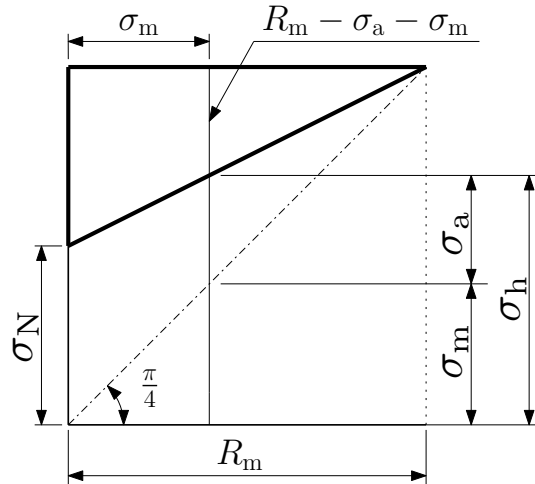
Parametry pro popis Wöhlerovy křivky jsou tedy

$$w = 12,4 ; \log K = 34,2 \Rightarrow K = 10^{34,2} .$$

Celá rovnice má tedy tvar

$$N_i \sigma_a^w = K \Rightarrow N_i \sigma_a^{12,4} = 10^{34,2} .$$

N ODVOZENÍ FUNKCE GOODMANI PŘÍMKY VE SMITHOVĚ DIAGRAMU



Obrázek 82: Pomocný obrázek pro odvození rovnice Goodmanovi přímky

Podle Smithova diagramu na obrázku 37, jehož důležité části jsou zakresleny na obrázku výše, může být podle podobnosti trojúhelníků psáno, že

$$\frac{R_m - \sigma_a - \sigma_m}{R_m - \sigma_m} = \frac{R_m - \sigma_N}{R_m} .$$

Po úpravě může být získán vztah

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 ,$$

odkud může být vyjádřena závislost mezi amplitudami σ_a a σ_N ve tvaru

$$\sigma_N = \sigma_a \left(\frac{R_m}{R_m - \sigma_m} \right) = \sigma_a \left(\frac{1}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \right) .$$

Zde jen upozorníme na platnost výše uvedených a z nich vyplívajících vztahů, která je zřejmě dána nerovností $\sigma_m < (R_m - \sigma_a)$, resp. v podobě $\sigma_h < R_m$. Užitečná může být také funkční závislost horního napětí σ_h na středním napětí σ_m , kterou možné získat dosazením $\sigma_a = \sigma_h - \sigma_m$. Po dosazení a nezbytných úpravách může být získán vztah

$$\sigma_h = \sigma_m \left(1 - \frac{\sigma_N}{R_m} \right) + \sigma_N ,$$

který je přímo rovnicí přímky horního napětí σ_h na obrázku 37.

O VYHODNOCENÍ ÚNAVY: EKVIVALENTNÍ NAPĚTÍ

Tabulka 32: Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa]

Místo	ρ	ξ	φ	1.x	2.x	3.x	4.x	Tlak	σ_{P1}	σ_{N1}	σ_{P2}	σ_{N2}
A1	1	1	1	74	17	8	15	38	74	43	38	120
A2	1	1	1	23	21	16	21	53	23	12	53	84
A3	1	1	1	23	30	23	31		31	16		93
A4	1	1	1	27	34	26	34		34	18		96
A5	1	1	1	25	32	23	32		32	17		94
A6	1	1	1	18	23	22	23		23	12		84
A7	1	1	1	46	50	68	45	43	68	39	43	120
B1	1	1	1	21	17	9	15	53	21	11	53	82
B2	1	1	1	16	12	5	11		16	8		76
B3	1	1	1	11	8	6	6		11	6		71
B4	1	1	1	8	7	11	8		11	6		71
B5	1	1	1	12	12	17	13		17	9		77
B6	1	1	1	18	19	22	19		22	11		83
C1	1,1	1,2	1	34	35	27	36	155	48	26	205	$\sigma_h \geq R_m$
C3	1,1	1,2	1	62	62	47	63		83	49		$\sigma_h \geq R_m$
C5	1,1	1,2	1	77	75	57	76		102	62		$\sigma_h \geq R_m$
C7	1,1	1,2	1	80	77	57	77		106	65		$\sigma_h \geq R_m$
C9	1,1	1,2	1	69	66	48	66		91	55		$\sigma_h \geq R_m$
C11	1,1	1,2	1	43	42	30	41	57	32	$\sigma_h \geq R_m$		
C2	1,1	1,5	1	26	26	20	27	67	45	24	111	194
C4	1,1	1,5	1	47	47	36	48		79	46		237
C6	1,1	1,5	1	57	56	43	57		94	57		256
C8	1,1	1,5	1	58	57	42	57		96	58		258
C10	1,1	1,5	1	50	49	35	49		83	49		242
C12	1,1	1,5	1	30	30	21	30		50	27		200
C13	1,1	1,5	1	212	18	14	15	69	350	$\sigma_h \geq R_m$	114	$\sigma_h \geq R_m$
C14	1,1	1,5	1	23	31	23	29	68	51	28	112	205
D1	1,1	1,5	1	12	56	26	27	91	92	56	150	334
D2	1,1	1,5	1	15	58	29	39	53	96	58	87	218
D3	1,1	1,5	1	10	59	30	39	53	97	59	87	220

Tabulka 33: Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa] – pokračování

Místo	ρ	ξ	φ	1.x	2.x	3.x	4.x	Tlak	σ_{P1}	σ_{N1}	σ_{P2}	σ_{N2}
E1	1,1	1,2	1	37	54	38	35	78	71	41	103	214
F1, F3	1,1	1,5	1	101	112	82	110	61	185	139	101	$\sigma_h \geq R_m$
F2, F4	1,1	1,2	1	138	141	79	139	33	186	141	44	249
G1, G5	1	1	1	58	162	210	91	0	210	170	–	–
G2, G6	1	1	1	104	199	209	166	0	209	169	–	–
G3, G7	1	1	1	68	148	126	78	0	148	101	–	–
G4, G8	1	1	1	183	210	166	206	0	210	170	–	–

Vysvětlení k označení sloupců: 1.1, 2.1, 3.1, 4.1 – Ekvivalentní napětí v označených místech při zatěžujícím stavu 1.1, 2.1, 3.1, 4.1; Tlak – ekvivalentní napětí v daných místech vypočítaná pro zatížení vnitřním přetlakem; σ_{P1} – nejvyšší špičkové napětí v daném místě pro zatížení nádoby podle ZS x.1; σ_{P2} – nejvyšší špičkové napětí v daném místě pro zatížení nádoby tlakem; σ_{N1} , σ_{N2} – amplitudy při střídavém symetrickém cyklu určené podle rovnice (45).

Špičková napětí byla získána pomocí efektivního součinitele napětí (viz ČSN 69 0010), který je roven

$$K_\sigma = \frac{\rho \cdot \xi}{\varphi}.$$

Součinitel ρ je pro opracované svary roven jedné a pro neopracované roven hodnotě 1,2. Součinitel svaru φ je podle kap. 5.1.3 zvolen rovný jedné. Součinitel druhu svarového spoje ξ je ve výše uvedené normě definován pro neprovařený kořen svaru (konstrukční neprůvar) – $\xi = 1,5$, svar s plným průvarem – $\xi = 1,2$ a pro svar s plným průvarem a plynulým přechodem – $\xi = 1,0$.

Pro pulzující charakter zatížení, jakým je zatížení přetlakem při vykládce, je možné stejně jako v případě míjivého zatížení vykreslit speciální charakteristiku v obrázku 36. Je-li však je ale střední napětí pro každé místo jiné, bylo by nutné zakreslit těchto napěťových charakteristik velké množství. Pro zachování přehlednosti jsou uvedeny jen některé dílčí výsledky, zejména amplitudy σ_{N1} , σ_{N2} získané pomocí rovnice 45, které udávají namáhání při střídavém symetrickém cyklu. Na základě těchto výsledků je pak možné vstoupit do obrázku 36 a podle křivky pro střídavý symetrický cyklus nalézt odpovídající počet dovolených cyklů. Tyto výsledky jsou následně použity v podmínce 48 pro vyhodnocení v ka-

pitole 6.3. Celkové vyhodnocení je uvedeno v kapitole 6.3 v tabulce 21. Při vyhodnocení byl uvažován součinitel bezpečnosti k počtu cyklů $n_N = 10$.

Pro úplnost jsou dále na tomto místě uvedeny výsledky pro daná místa s příslušnou konstrukční úpravou podle kapitoly 7.

Tabulka 34: Vyhodnocení únavy: Vypočítaná ekvivalentní napětí [MPa] – úprava

Místo	ϱ	ξ	φ	1.x	2.x	3.x	4.x	Tlak	σ_{P1}	σ_{N1}	σ_{P2}	σ_{N2}
C1	1	1,2	1	30	30	23	31	105	37	20	126	212
C3	1	1,2	1	54	54	41	55		66	38		249
C5	1	1,2	1	67	65	50	66		80	47		268
C7	1	1,2	1	68	66	50	66		82	48		269
C9	1	1,2	1	59	57	42	57		71	41		255
C11	1	1,2	1	37	36	26	35		44	24		221
C2	1	1,5	1	32	32	26	32	64	48	26	96	174
C4	1	1,5	1	54	55	44	56		84	50		218
C6	1	1,5	1	62	65	51	65		98	59		234
C8	1	1,5	1	64	67	47	65		101	61		238
C10	1	1,5	1	56	57	38	56		86	51		220
C12	1	1,5	1	36	35	26	35		54	30		182
C13	1	1,5	1	107	13	6	12	49	161	113	74	270
D1	1	1,5	1	10	56	28	31	69	84	50	104	231
F1, F3	1	1,5	1	64	82	79	71	57	123	79	86	247
F2, F4	1	1,2	1	113	131	106		37	157	110	44	219

P VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

- 20-01-0001: Nádoba válcová, svařenec (volně vložené, formát A2)
- 20-01-0100: Dno přední
- 20-01-0101: Plech podkladový přední
- 20-01-0102: Držák pravý
- 20-01-0200: Lub krajní
- 20-01-0300: Lub střední
- 20-01-0301: Hrdlo
- 20-01-0302: Prstenec výztužný
- 20-01-0303: Podpora sedlová
- 20-01-0400: Dno zadní
- 20-01-0401: Dno zadní kužel
- 20-01-0500: Plech pokladový levý
- 20-01-0501: Poklad levý válcová část
- 20-01-0502: Poklad levý sférická část
- 20-01-0503: Poklad levý kuželová část
- 20-01-0700: Podpora zadní levá
- 20-01-0700: Podpora zadní levá (kusovník)
- 20-01-0701: Noha levá plech vnější část
- 20-01-0702: Noha levá plech zadní část
- 20-01-0703: Noha levá plech přední část
- 20-01-0704: Noha levá plech vnitřní část

1

2

3

4

12.5
▽

A

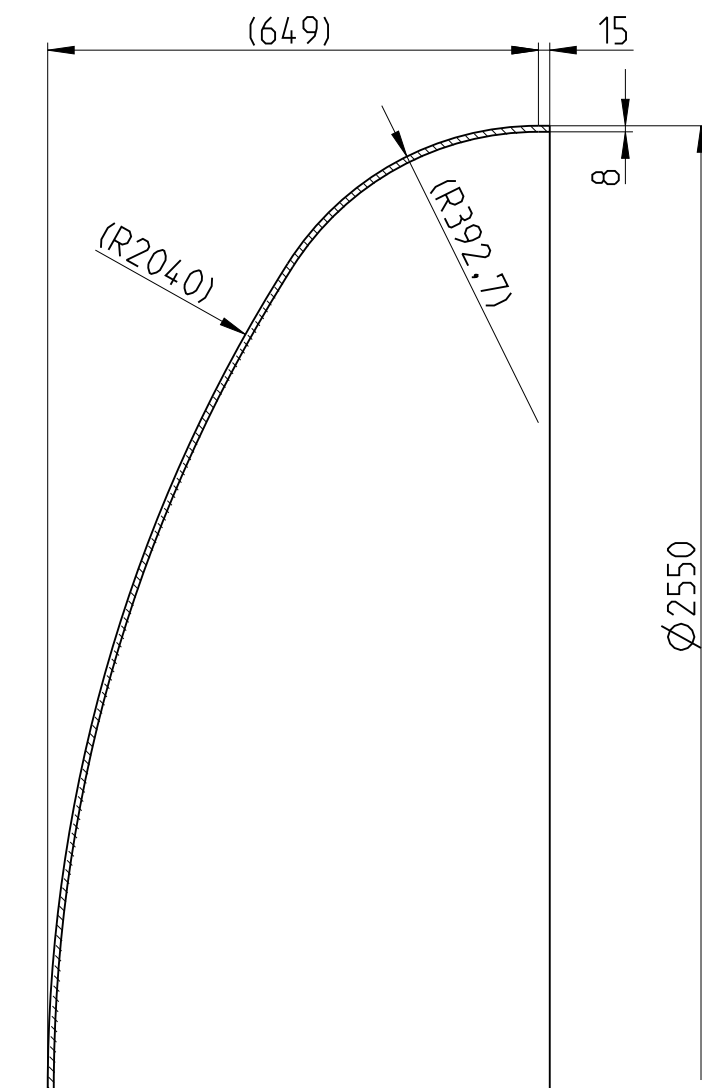
B

C



D

E

F

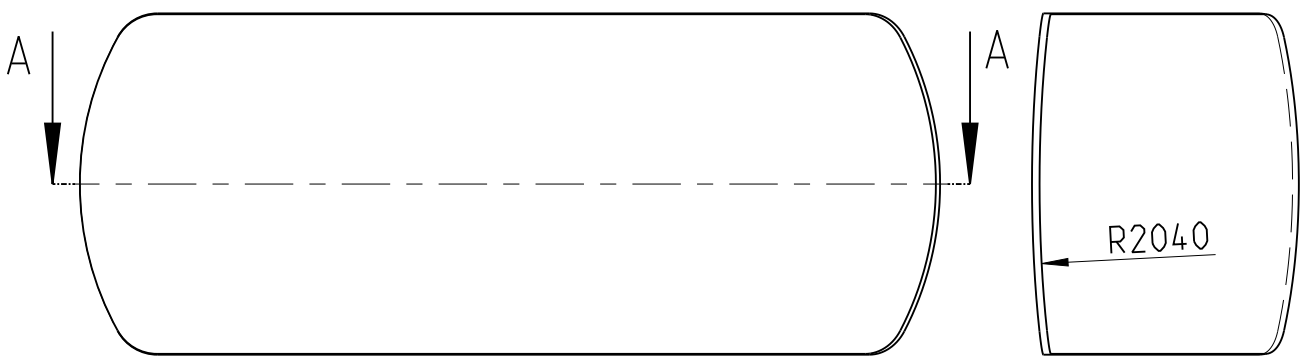


Dno podle DIN 28013.

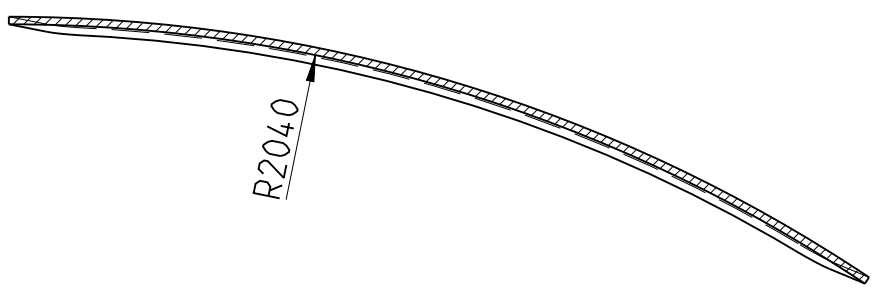
IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.						
POLOTVAR				FORMAT	A4	DATUM	Jan-09-21	
KRESLIL	GAJDOS			PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL						1	154.2 Kg	1:10
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV	DNO PREDNI			CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
				20-01-0100			2	21

1 2 3 4

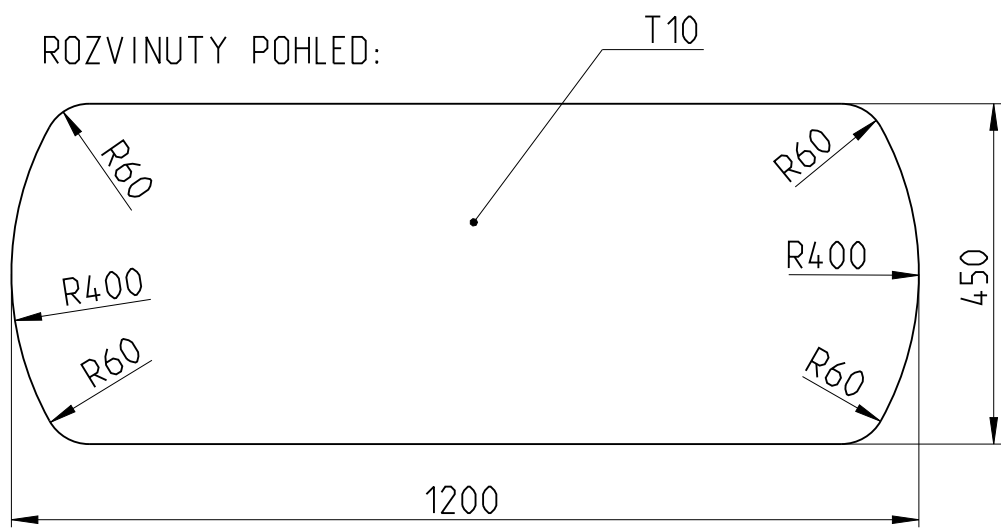
12.5



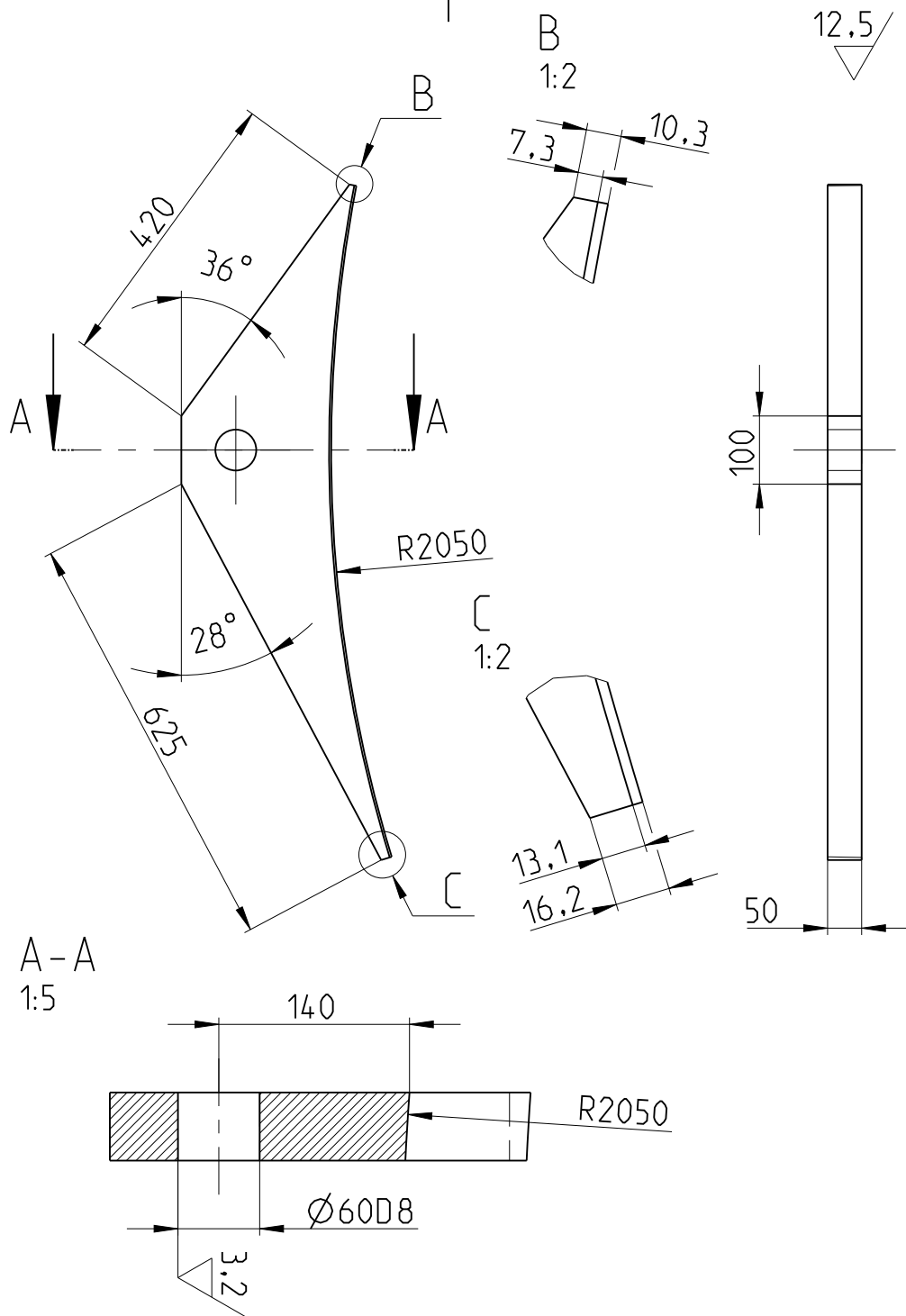
A-A



ROZVINUTY POHLED:



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR		1200x450x10		FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL		GAJDOS		PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					1	12.8 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PLECH PODKL. PREDNI				20-01-0101			3	21



Díl 20-01-0103 vyrobit symetricky.

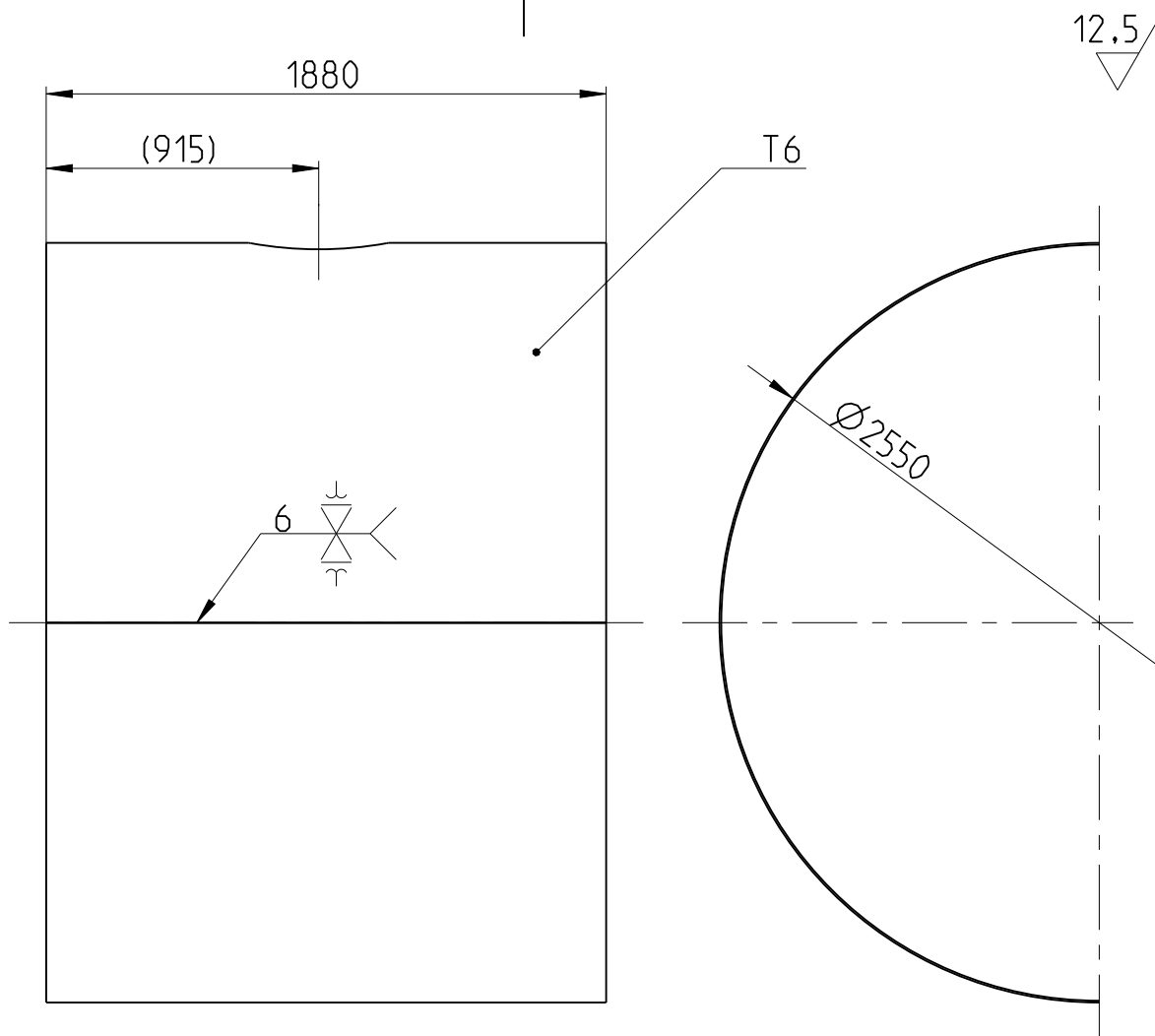
IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR		992x309x50		FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL		GAJDOS		PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					1+1	15.3 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
DRZAK PRAVY				20-01-0102			4	21

1

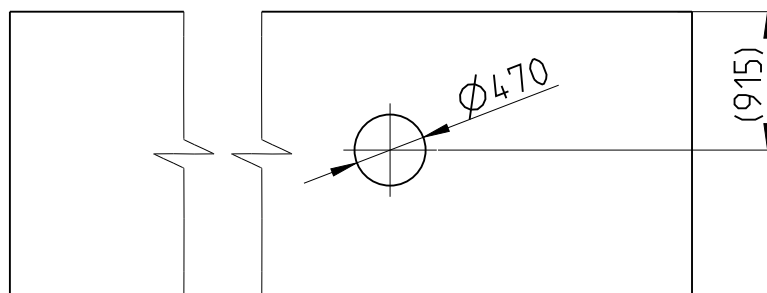
2

3



4



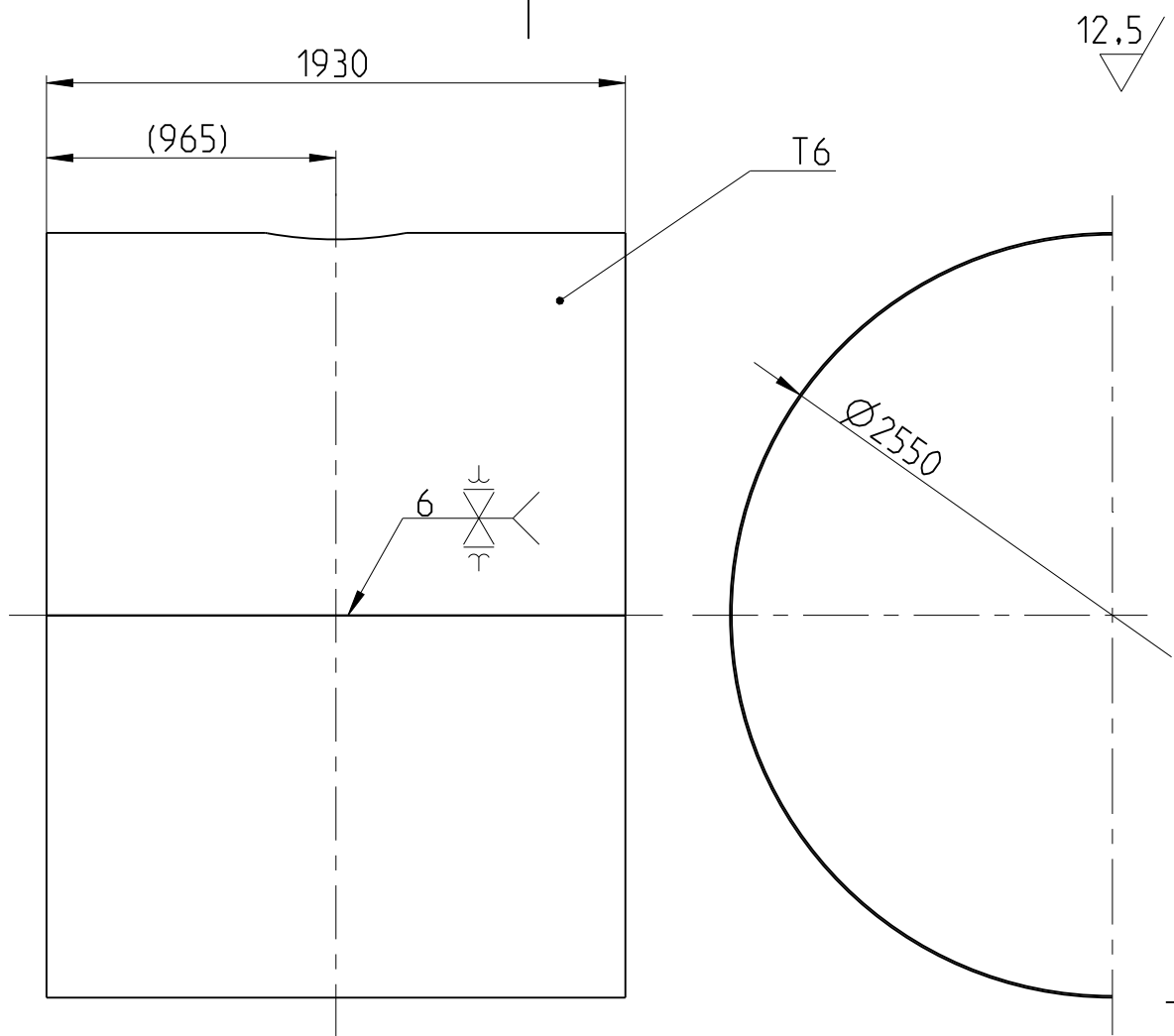
ROZVINUTY POHLED:
M 1:50



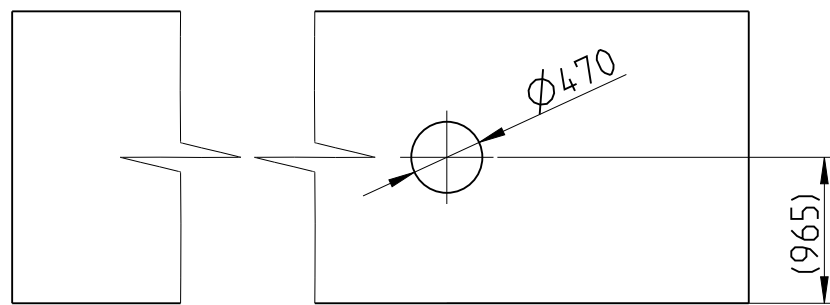
Svary provest po cele delce odkazovane hrany.
Svarove spoje provest podle CSN 69 0010.

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR	8011x1880x6	FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL				2	240,6 Kg	1:25	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	LUB KRAJNI			CISLO VYKRESU	L.C. P.L.		
				20-01-0200	5	21	

1 2 3 4



ROZVINUTY POHLED:
M 1:50



Svary provest po cele delce odkazovane hrany.
Svarove spoje provest podle CSN 69 0010.

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR			8011x1930x6	FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL				PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL				GAJDOS	4	247.0 Kg	1:25	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
LUB STREDNI				20-01-0300			6	21

1

2

3

4

12.5

A

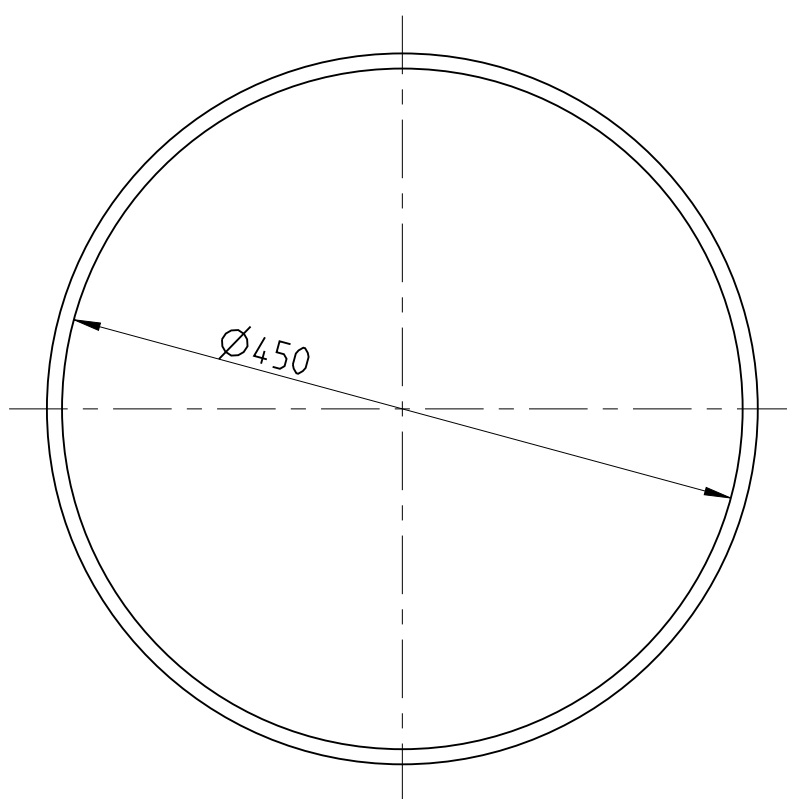
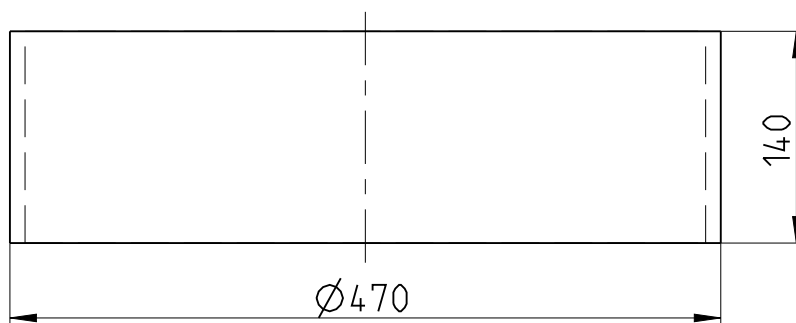
B

C

D

E

F



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.						
POLOTVAR	Ø470xØ450x140			FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL	GAJDOS			PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					6	5.5 Kg	1:5	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV	HRDLO			CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
				20-01-0301			7	21

1

2

3

4

12.5

A

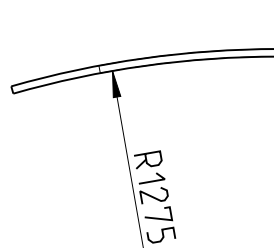
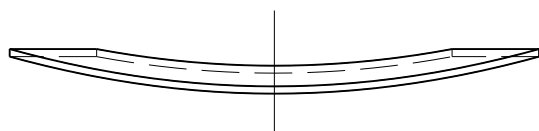
B

C

D

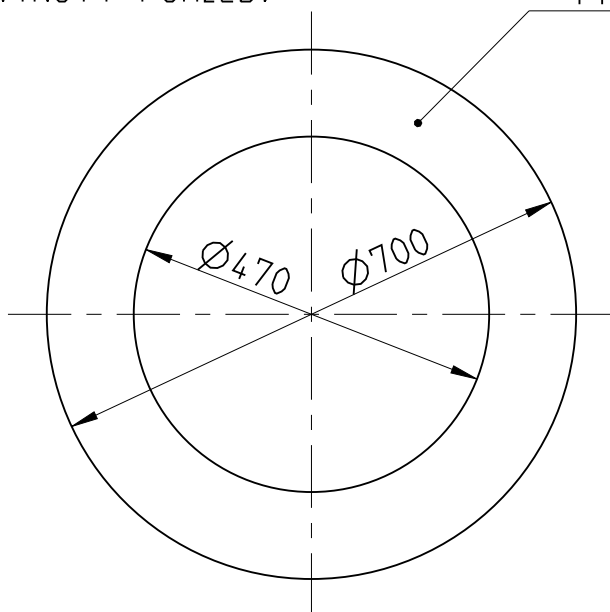
E

F



ROZVINUTY POHLED:

T10



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR	Ø700xØ470x10		FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI		MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL				6	5.8 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	PRSTENEC VYZTUZNY			CISLO VYKRESU	20-01-0302		L.C. P.L.
					8	21	

1

2

3

4

12.5
▽

A

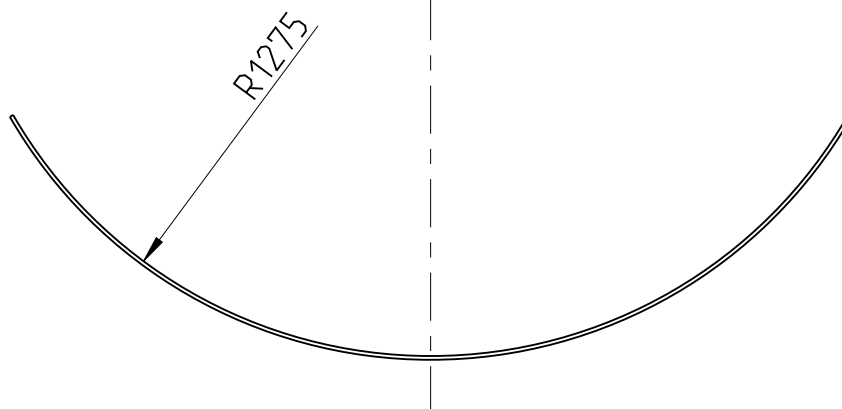
B

C

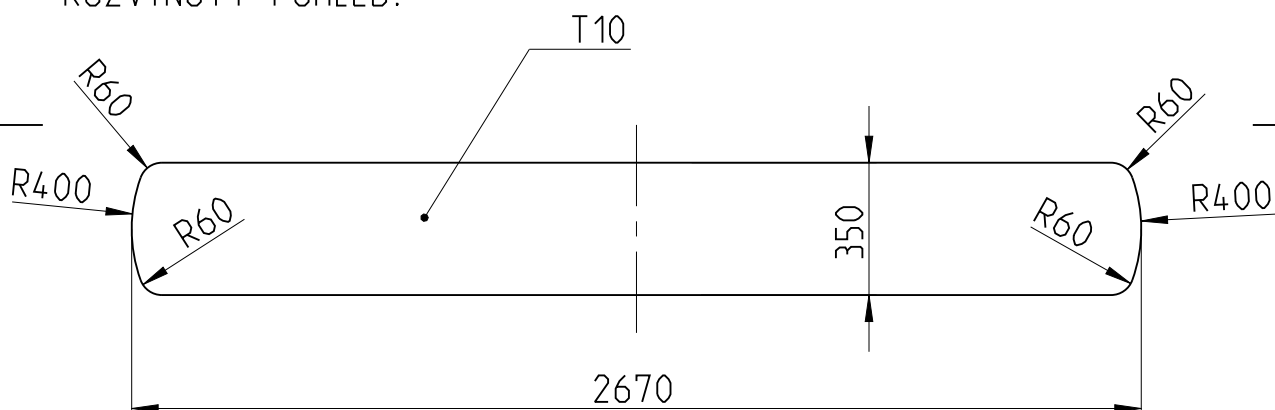
D

E

F



ROZVINUTY POHLED:



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR	2670x350x10	FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL			2	25.1 Kg	1:20		
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	PODPORA SEDLOVA			CISLO VYKRESU	L.C.	P.L.	
				20-01-0303	9	21	

1

2

3

4

12.5
▽

A

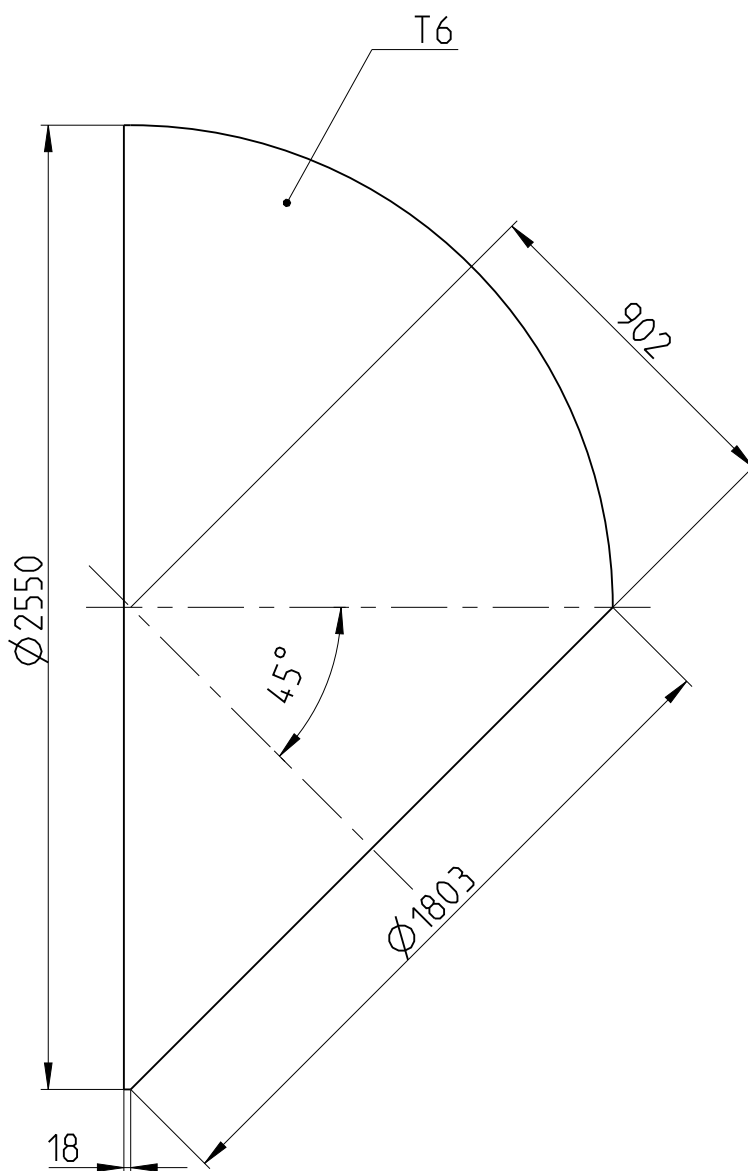
B

C

D

E

F



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.						
POLOTVAR				FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL	GAJDOS			PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL						1	118.1 Kg	1:20
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV	DNO ZADNI			CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
				20-01-0400			10	21

1

2

3

4

12.5
▽

A

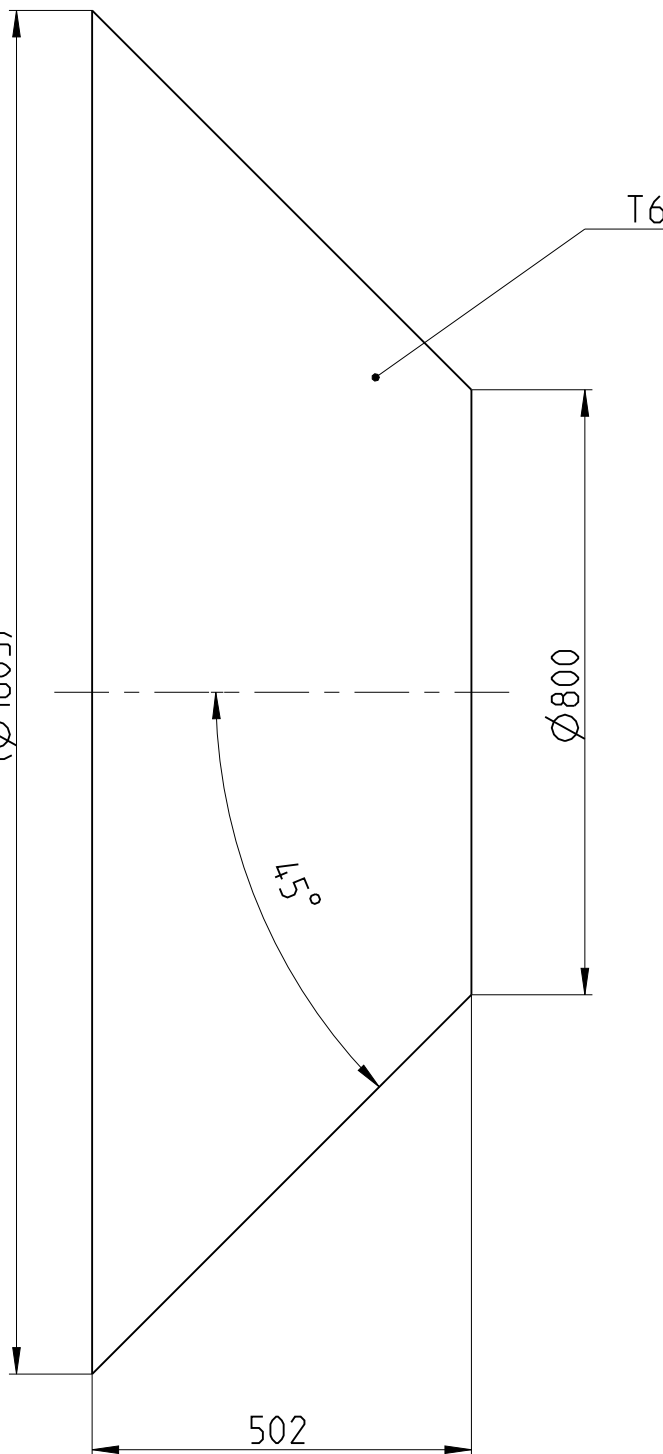
B

C

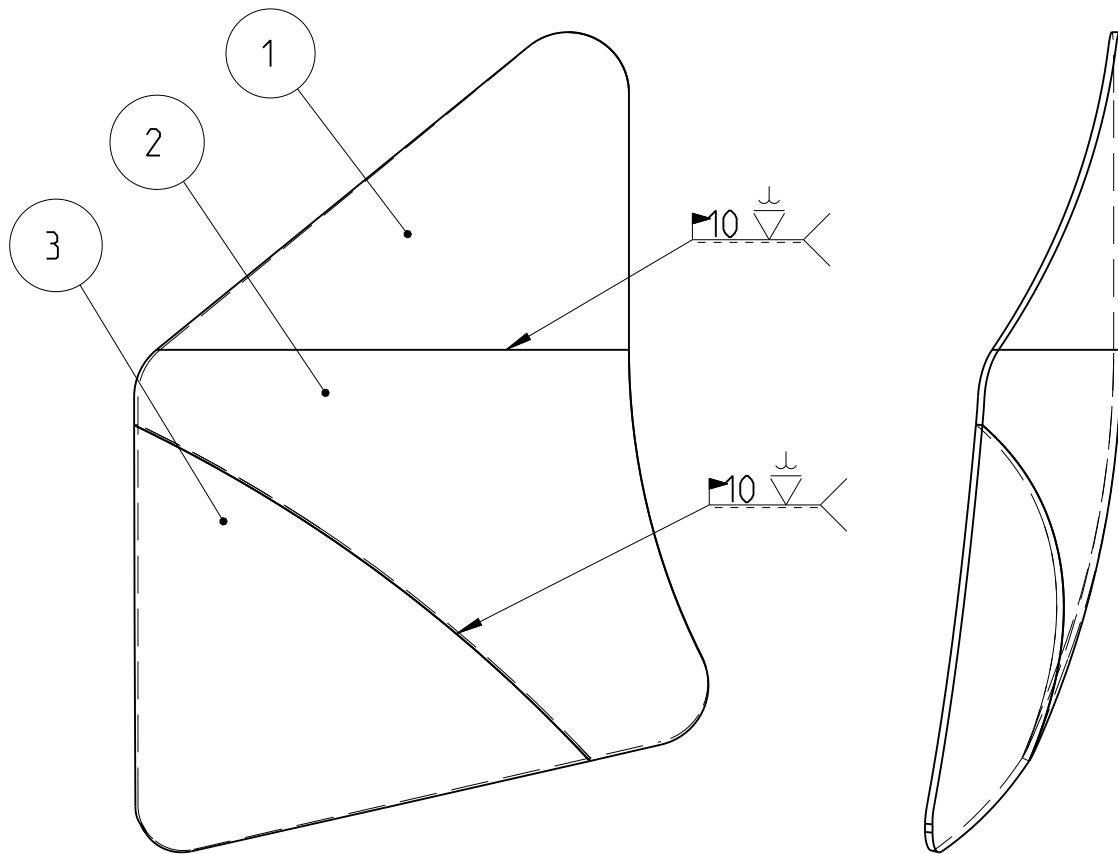
D

E

F

 $(\varnothing 1803)$


IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.						
POLOTVAR				FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL	GAJDOS			PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL						1	46.7 Kg	1:10
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV	DNO ZADNI KUZEL			CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
				20-01-0401			11	21



Svary provest po cele delce odkazovane hrany.
 Svarove spoje provest podle CSN 69 0010.
 Dil 20-01-0600 vyrobil symetricky.

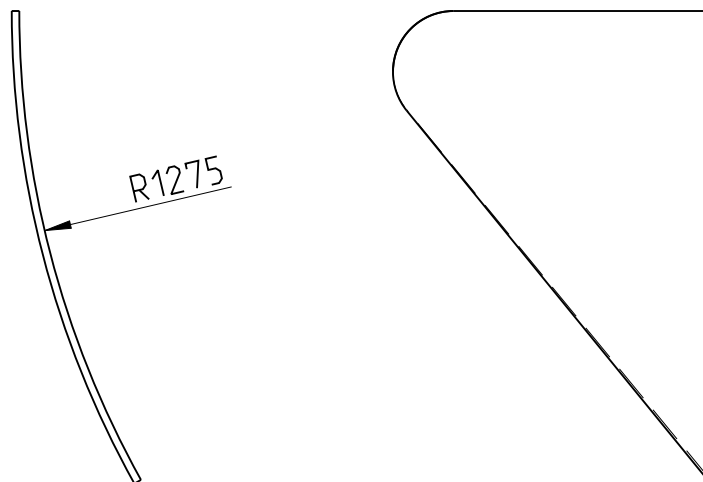
3	PODKL. LEVY KUZ. C.	AlMg4.5Mn	1	5.5		
	598x579x10	20-01-0503		[Kg]		
2	PODKL. LEVY SFER. C.	AlMg4.5Mn	1	6.4		
	754x540x10	20-01-0502		[Kg]		
1	PODKL. LEVY VALC. C.	AlMg4.5Mn	1	4.2		
	620x420x10	20-01-0501		[Kg]		
POZ	NAZEV - OZNACENI	MATERIAL	MNOZ.	HMOT.	POZNAMKA	
	POLOTVAR	CISLO VYKRESU		[Kg]		
IN	ZMENA	DATUM	PODPIS			
MATERIAL		T.O.				
POLOTVAR		FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL GAJDOS		PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL			1+1	16.1 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015			
NAZEV		CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PLECH PODKL. LEVY		20-01-0500			12	21

1

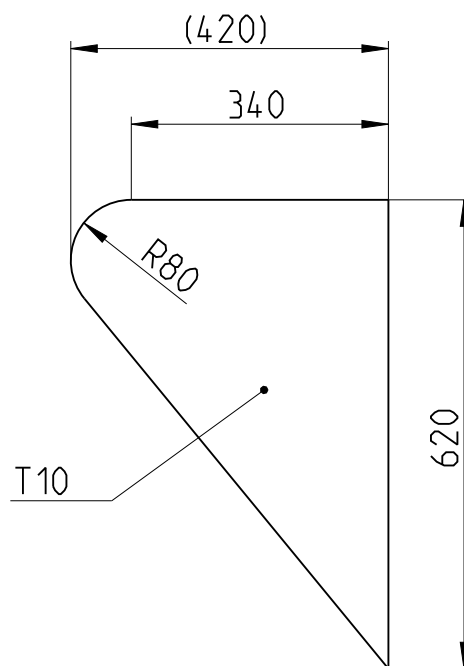
2

3

4

12,5
▽

ROZVINUTY POHLED:



Tvar dle 20-01-0200.

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4,5Mn	T.O.					
POLOTVAR	620x420x10	FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL		☐ ⊙	1	4,2 Kg	1:10		
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.		
PODKL. LEVY VALC. C.	20-01-0501			13	21		

1 2 3 4

12.5

A

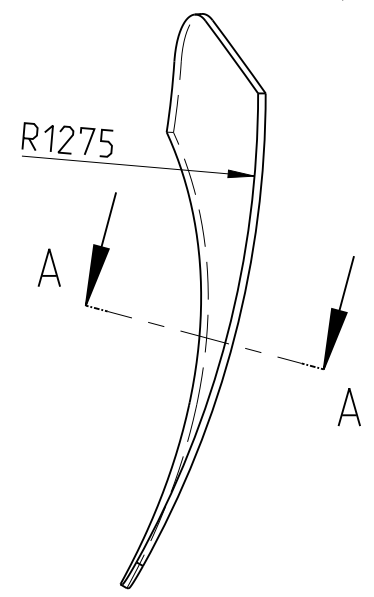
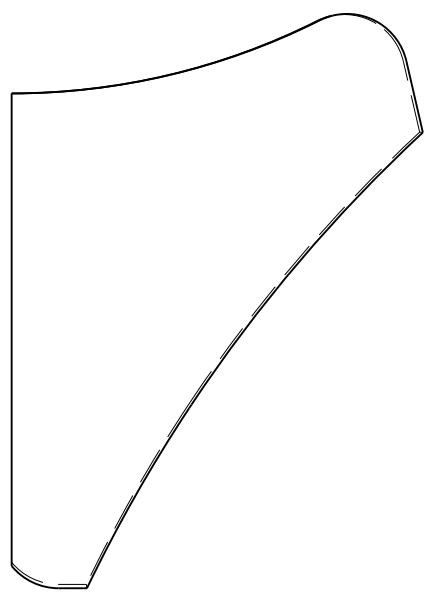
B

C

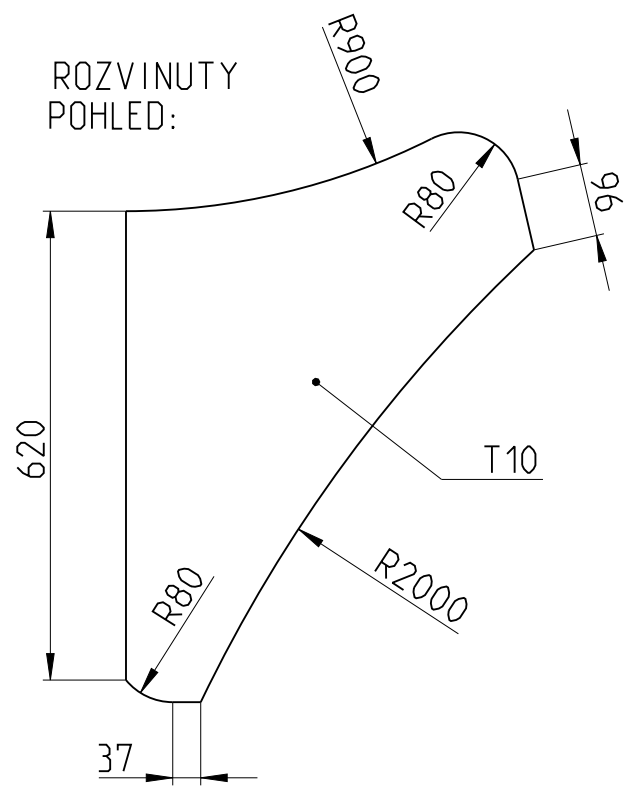
D

E

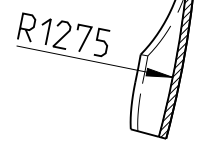
F



ROZVINUTY POHLED:

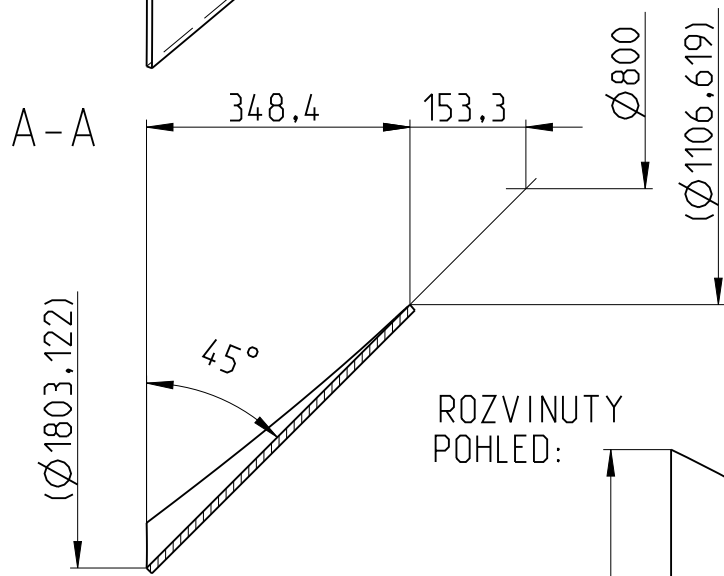
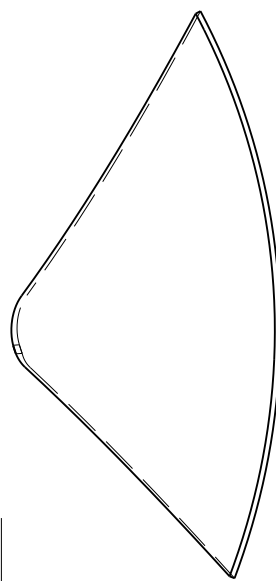
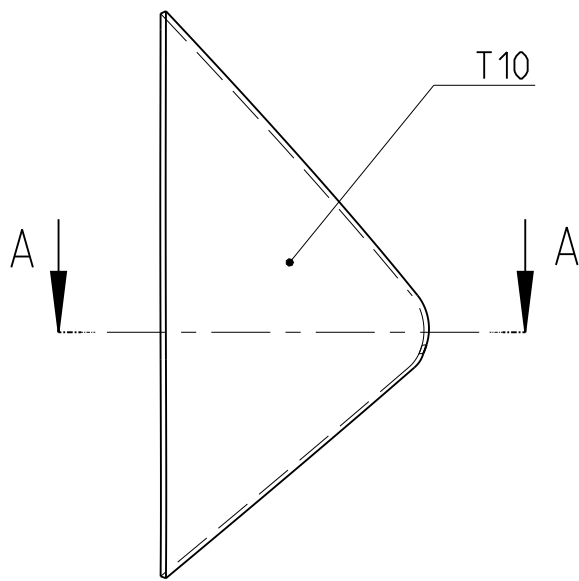


A-A

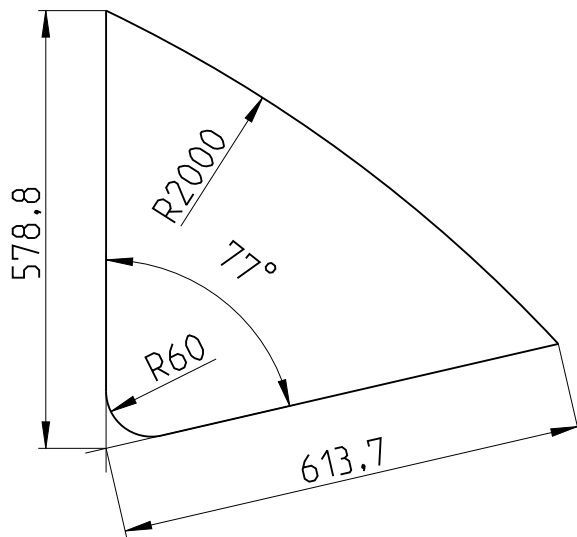


Tvar dle 20-01-0400.

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR	754x540x10	FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL			1	6.4 Kg	1:10		
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.		
PODKL. LEVY SFER. C.	20-01-0502			14	21		



ROZVINUTY
POHLED:



TVAR DLE KUZELU NA 20-01-0401

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR		598x579x10		FORMAT	A4	DATUM	Jan-10-21	
KRESLIL		GAJDOS		PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					1	5.5 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PODKL. LEVY KUZ. C.				20-01-0503			15	21

1 2 3 4

A

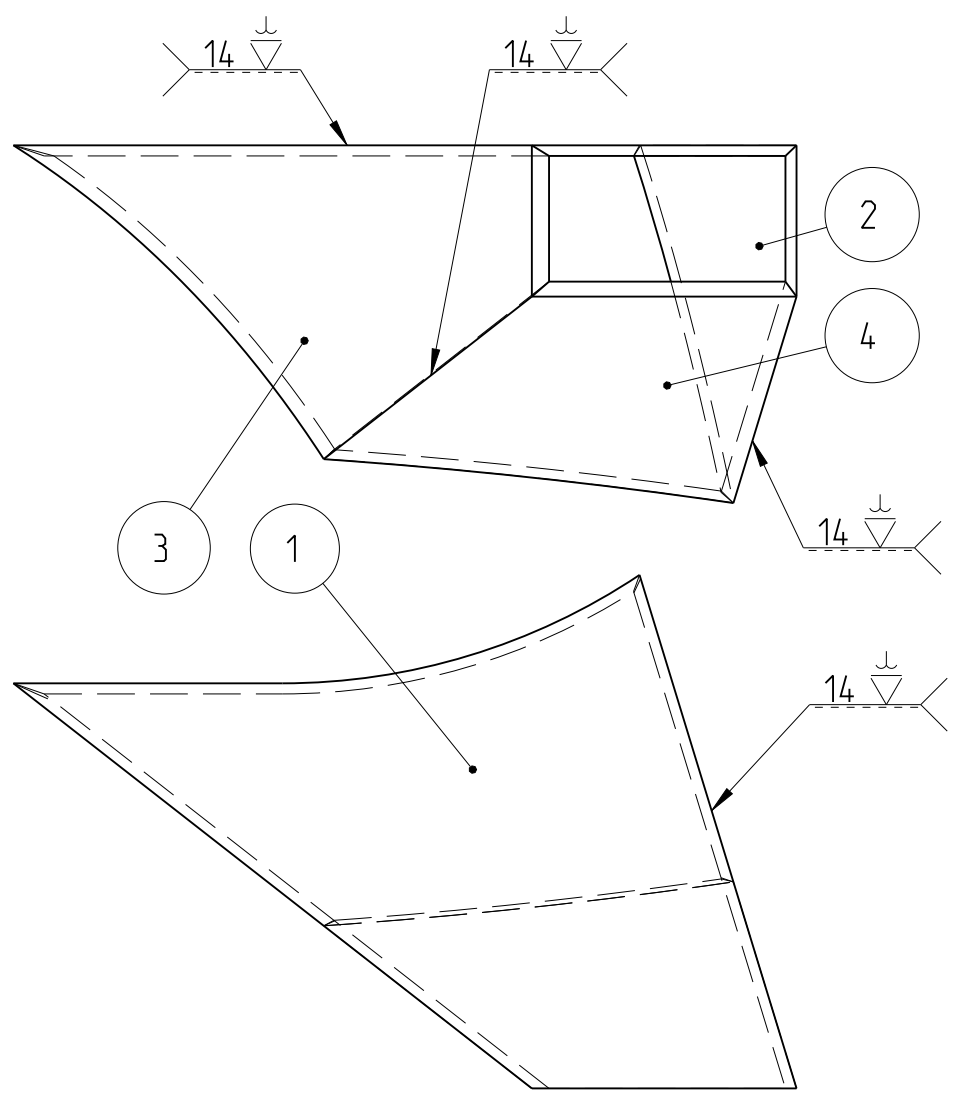
B

C

D

E

F



Svary provest po cele delce odkazovane hrany.
 Svarove spoje provest podle CSN 69 0010.
 Svarene hrany zaoblit R14.
 Sestavu 20-01-0800 vyrobit symetricky.
 Kusovnik je umisten na listu c. 17.

IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL		T.O.					
POLOTVAR			FORMAT	A4	DATUM		Jan-11-21
KRESLIL		GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL				1+1	32.4 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV			CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PODPORA ZADNI LEVA			20-01-0700			16	21

1

2

3

4

A


B

C

D

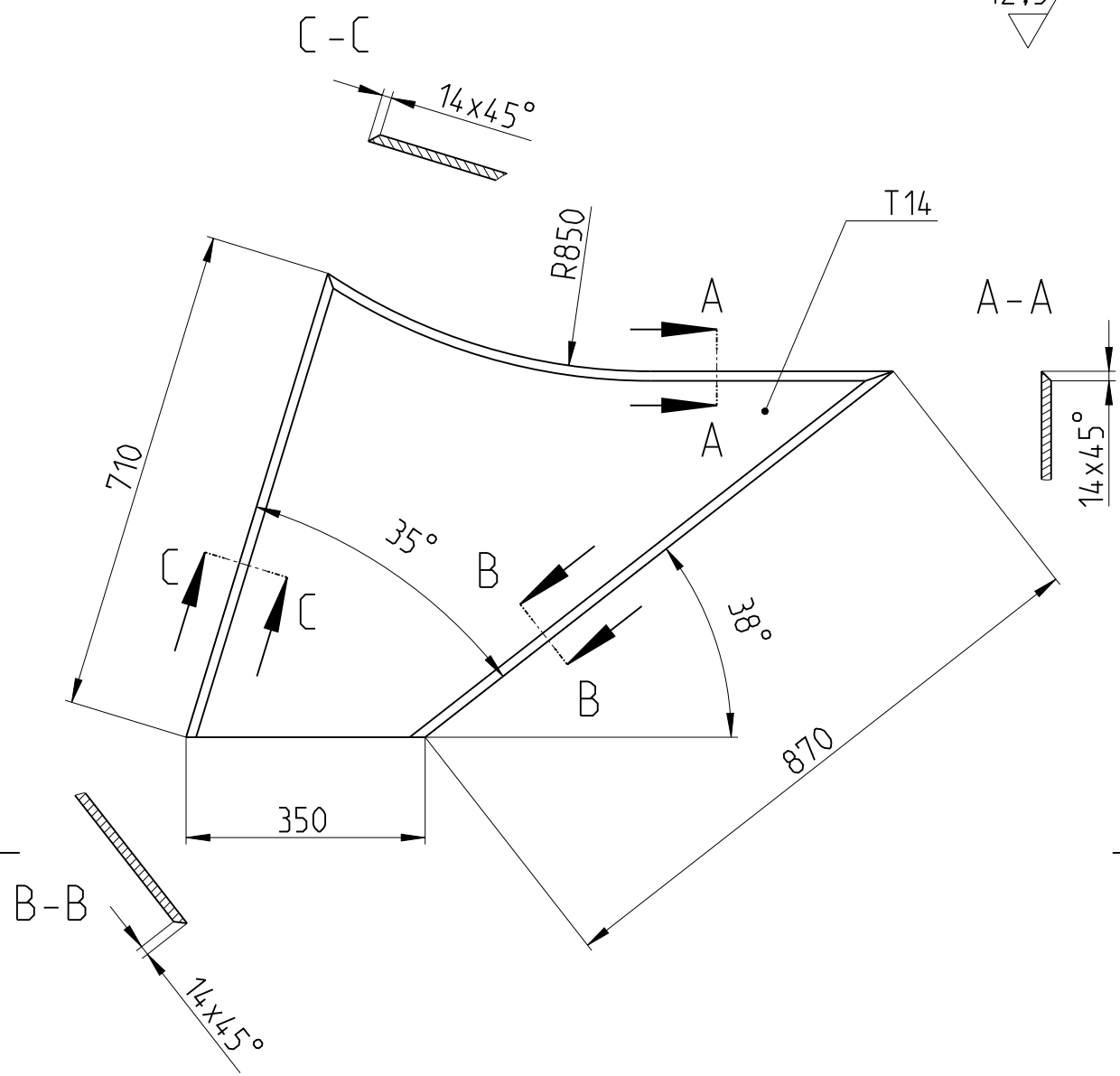
E

F

4	PODP. LEVA VNITR. C.		AlMg4.5Mn	1	5.8	
	626x401x14		20-01-0704		[Kg]	
3	PODP. LEVA PREDNI C.		AlMg4.5Mn	1	7.2	
	870x415x14		20-01-0703		[Kg]	
2	PODP. LEVA ZADNI C.		AlMg4.5Mn	1	6.8	
	705x473x14		20-01-0702		[Kg]	
1	PODP. LEVA VNEJSI C.		AlMg4.5Mn	1	12.7	
	1036x679x14		20-01-0701		[Kg]	
POZ	NAZEV - OZNACENI		MATERIAL	MNOZ.	HMOT.	POZNAMKA
	POLOTVAR		CISLO VYKRESU		[Kg]	
IN	ZMENA	DATUM	PODPIS			
MATERIAL		T.O.				
POLOTVAR			FORMAT	A4	DATUM	Jan-11-21
KRESLIL		GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO
SCHVALIL				1+1	32.4 Kg	1:1
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015			
NAZEV			CISLO VYKRESU		L.C.	P.L.
PODPORA ZADNI LEVA			20-01-0700		17	21

1 2 3 4

12,5
▽



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4,5Mn	T.O.					
POLOTVAR		1036x679x14		FORMAT	A4	DATUM	Jan-11-21	
KRESLIL		GAJDOS		PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					1	12,7 Kg	1:10	
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015					
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PODP. LEVA VNEJSI C.				20-01-0701			18	21

A
B
C
D
E
F

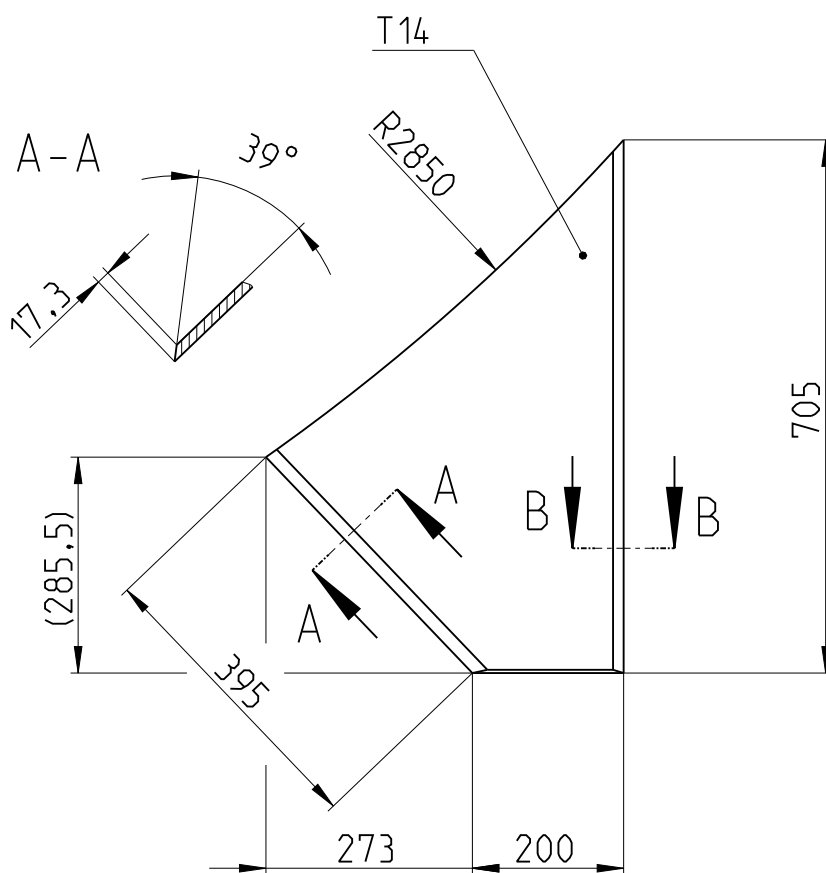
1

2

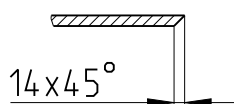
3

4

12.5



B-B



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4,5Mn	T.O.					
POLOTVAR	705x473x14	FORMAT	A4	DATUM	Jan-11-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL			1	6,8 Kg	1:10		
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.	F	
PODP. LEVA ZADNI C.	20-01-0702			19	21		

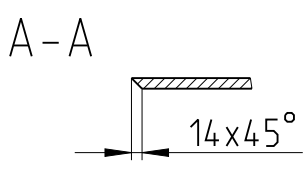
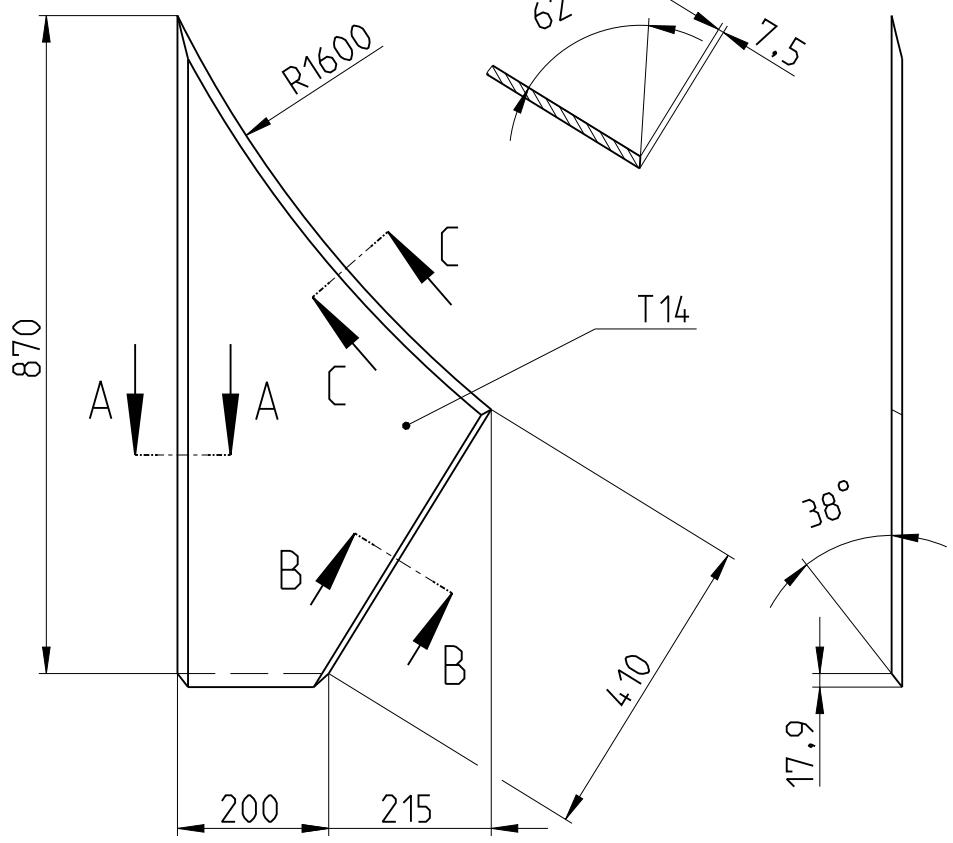
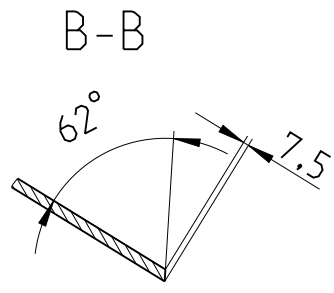
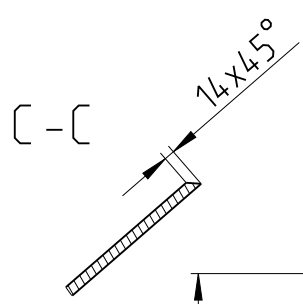
1

2

3

4

12,5



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS					
MATERIAL		AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR				FORMAT	A4	DATUM		Jan-11-21
KRESLIL				PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO	
SCHVALIL					1	7.2 Kg	1:10	
PRESNOST		ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV				CISLO VYKRESU			L.C.	P.L.
PODP. LEVA PREDNI C.				20-01-0703			20	21

A

B

C

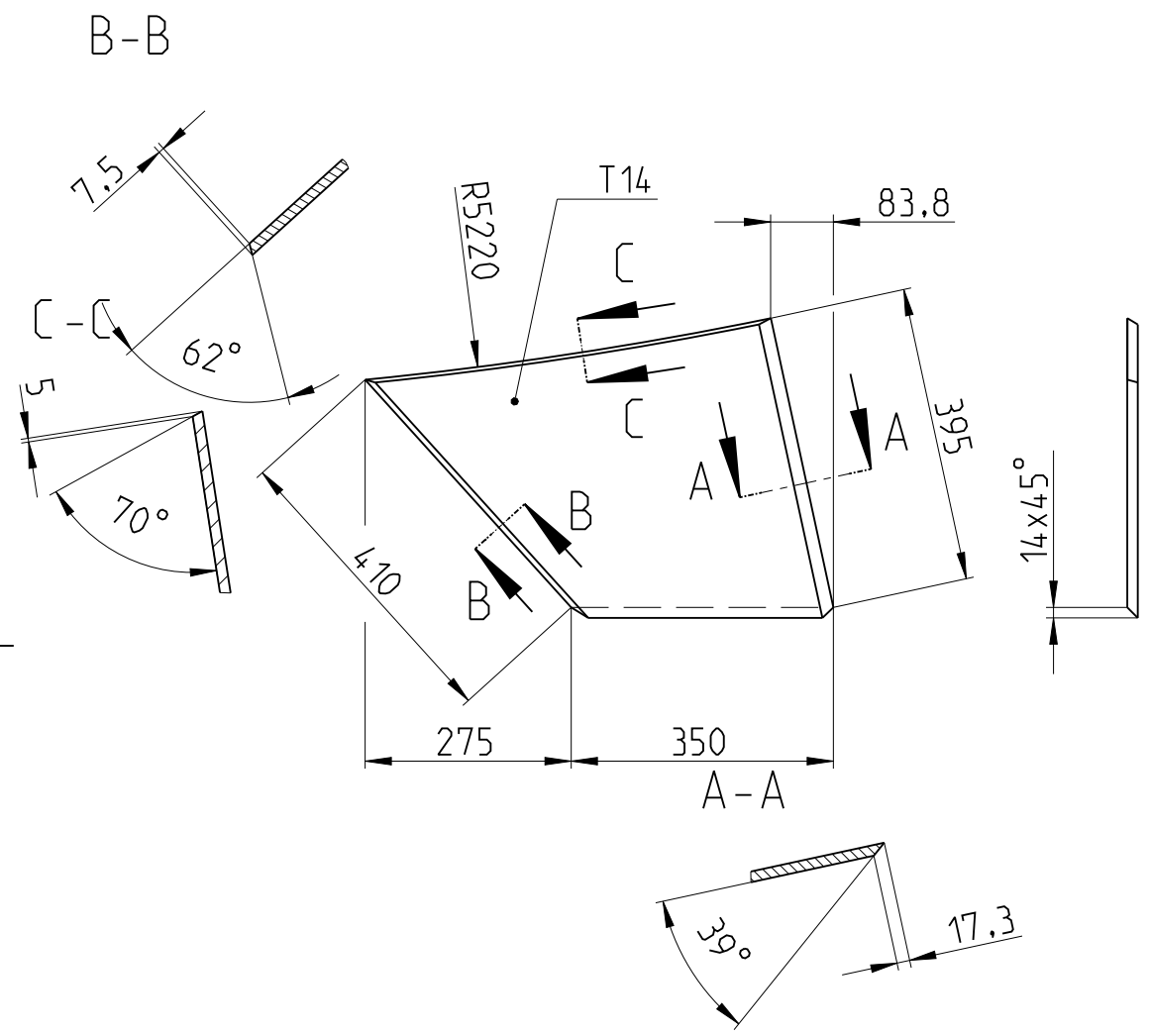
D

E

F

1 2 3 4

12.5



IN	ZMENA	DATUM	PODPIS				
MATERIAL	AlMg4.5Mn	T.O.					
POLOTVAR	626x401x14	FORMAT	A4	DATUM	Jan-11-21		
KRESLIL	GAJDOS	PROMITANI	MNOZSTVI	HMOTNOST	MERITKO		
SCHVALIL			1	5.8 Kg	1:10		
PRESNOST	ISO 2768-mK	TOLER.	ISO 8015				
NAZEV	PODP. LEVA VNITR. C.			CISLO VYKRESU	20-01-0704	L.C.	P.L.
						21	21

A
B
C
D
E
F