Příloha 1

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Dvoucestný podvozek kolového rypadla

-

Kontrola čepů na střih a otlačení
Kontrola kluzného ložiska hřídele na smyk a otlačení

12.5.2009

Bc. Roman Dohnal

Obsah:

1. Známé parametry čepového spoje 1
2. Výpočet smykového napětí v průřezu čepu 2
3. Výpočet velikosti tlaku, způsobujícího otlačení čepu 2
4. Známé parametry kluzného ložiska 2
5. Výpočet smykového napětí v průřezu hřídele 3
6. Výpočet velikosti tlaku, způsobujícího otlačení hřídele 3
7. Závěr 3
8. Seznam veličin 4
9. Seznam použité literatury 4

1. Známé parametry

Průměr čepu:

d_L = 45 mm

Délka uložení v ložiskovém pouzdru:

L_A = 100 mm

L_B = 50 mm

L_D = 130 mm

Čep ramene (bod A):

F_x = 10905 N

F_z = 93286 N

F_A = 93921 N

Čep motor - rameno (bod B):

F_x = 10905 N

F_z = 161956 N

F_B = 162323 N

Čep motor – konzola (bod D):

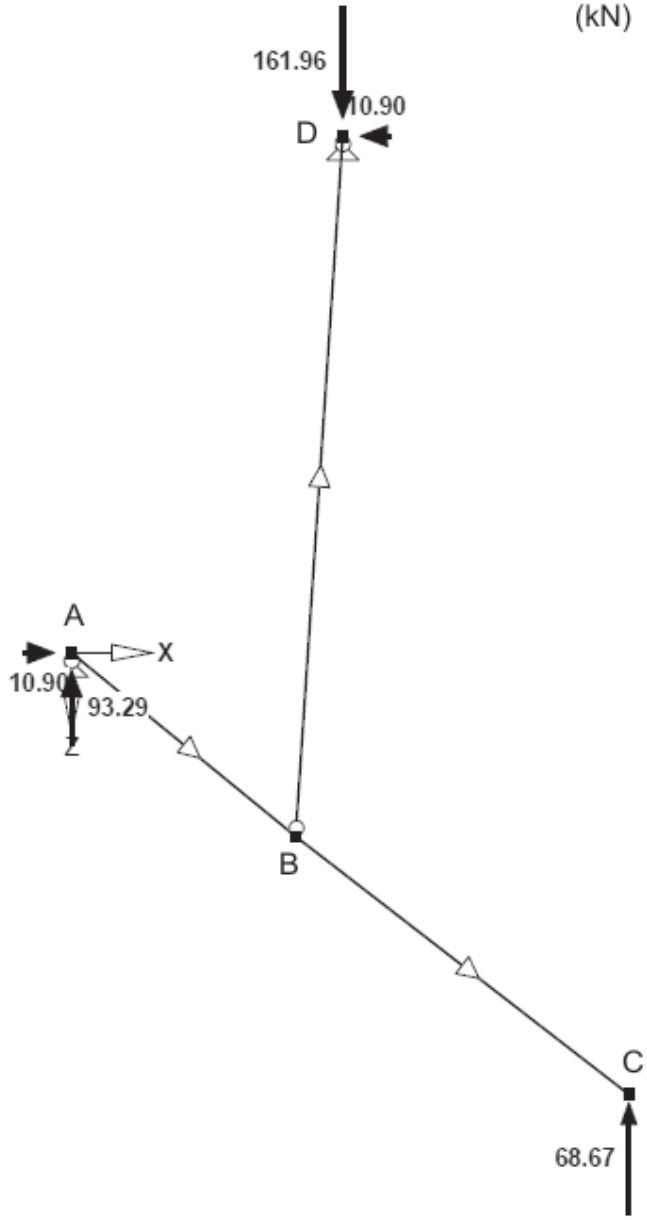
F_x = 10905 N

F_z = 161956 N

F_D = 162323 N

Uvažované zatížení:

F_C = 68670 N



Vhledem k tomu, že nelze přesně určit rozložení hmotnosti mezi levým a pravým kolem železniční nápravy, budeme uvažovat zatížení jedné strany 70% hmotnosti, druhá bude zatížena 30%. Adaptér v nejnepříznivějším případě přenáší polovinu hmotnosti stroje (tj. 10 tun).

2. Výpočet smykového napětí v průřezu čepu

Průřez válcového čepu

$S = (\pi d^2)/4$ $\quad S = 1590 \text{ mm}^2$

Smykové napětí v průřezu jednotlivých čepů

$T_i = F_i / S$

$T_A = 59{,}05 \text{ MPa}$

$T_B = 102{,}06 \text{ MPa}$

$T_D = 27{,}75 \text{ MPa}$

Dovolená hodnota smykového napětí

$T_{Dov} = 120 \text{ MPa}$ pro materiál C 55 E (12 060.0)

Bezpečnost k mezní hodnotě smyku

$k_S = T_{Dov} / T_{max}$ $\quad k_S = 1{,}18$

3. Výpočet velikosti tlaku, způsobujícího otlačení čepu

Plocha pro výpočet otlačení

$S_{oi} = d \cdot L_i$

$S_{oA} = 4500 \text{ mm}^2$

$S_{oB} = 2250 \text{ mm}^2$

$S_{oD} = 5850 \text{ mm}^2$

Tlak na plochu

$p_i = F_i / S_{oi}$

$p_A = 20{,}87 \text{ MPa}$

$p_B = 72{,}14 \text{ MPa}$

$p_D = 27{,}75 \text{ MPa}$

Dovolená hodnota tlaku

$p_{Dov} = 95 \text{ MPa}$ pro materiál S 355 JO (11 523.0)

Bezpečnost k mezní hodnotě tlaku

$k_p = p_{Dov} / p_{max}$ $\quad k_p = 1{,}32$

4. Známé parametry kluzného ložiska

Uvažované zatížení ložiska:

$F_L = 68670$ N

Vnitřní průměr kluzného pouzdra (vnější průměr hřídele):

$d_L = 75$ mm

Délka uložení v ložiskovém pouzdru:

$L_L = 100$ mm

5. Výpočet smykového napětí v průřezu hřídele

Průřez hřídele:

$S_L = (\pi d_L^2)/4$ $\quad S_L = 4418$ mm^2

Smykové napětí na hřídeli

$T_L = F_L / S_L$ $\quad T_L = 15{,}54$ MPa

Dovolená hodnota smykového napětí

$T_{Dov} = 55$ MPa pro materiál E 295 (11 500.0)

Bezpečnost k mezní hodnotě smyku

$k_S = T_{Dov} / T_{max}$ $\quad k_S = 3{,}54$

6. Výpočet velikosti tlaku, způsobujícího otlačení hřídele

Plocha pro výpočet otlačení

$S_{oL} = 7500$ mm^2

Tlak na plochu

$p_L = F_L / S_{oL}$ $\quad p_L = 9{,}16$ MPa

Dovolená hodnota tlaku

$p_{Dov} = 80$ MPa pro pouzdro Iglidur G

Bezpečnost k mezní hodnotě tlaku

$k_p = p_{Dov} / p_{max}$ $\quad k_p = 8{,}74$

7. Závěr

Kontrolované čepy vyhovují s přijatelnou bezpečností.

Kluzné ložisko vyhovuje, je však z hlediska únosnosti předimenzováno.

8. Seznam použitých symbolů

d	[mm]	-	Průměr čepu
d_L	[mm]	-	Vnitřní průměr kluzného ložiska (průměr hřídele)
F_A	[N]	-	Výslednice sil v čepu A
F_B	[N]	-	Výslednice sil v čepu B
F_C	[N]	-	Zatěžující síla v bodě C
F_D	[N]	-	Výslednice sil v čepu D
F_L	[N]	-	Zatěžující síla v kluzném ložisku
F_x	[N]	-	Složka síly v ose X
F_z	[N]	-	Složka síly v ose Z
k_p	[-]	-	Součinitel bezpečnosti pro tlak na činnou plochu čepu
k_S	[-]	-	Součinitel bezpečnosti pro smykové napětí
L_A	[mm]	-	Délka styčné válcové plochy čepu ramene (čep A)
L_B	[mm]	-	Délka styčné válcové plochy čepu hydromotoru v bočnicích ramene (čep B)
L_D	[mm]	-	Délka styčné válcové plochy čepu hydromotoru v konzole (čep D)
L_L	[mm]	-	Délka styčné válcové plochy kluzného ložiska
p_A	[MPa]	-	Tlak na činnou plochu čepu A
p_B	[MPa]	-	Tlak na činnou plochu čepu B
p_D	[MPa]	-	Tlak na činnou plochu čepu D
p_{Dov}	[MPa]	-	Dovolená hodnota tlaku pro daný materiál
p_L	[MPa]	-	Tlak na činnou plochu kluzného ložiska
S	[mm^2]	-	Průřez válcového čepu
S_L	[mm^2]	-	Průřez hřídele kluzného ložiska
S_{oA}	[mm^2]	-	Činná plocha pro výpočet otlačení čepu A
S_{oB}	[mm^2]	-	Činná plocha pro výpočet otlačení čepu B
S_{oD}	[mm^2]	-	Činná plocha pro výpočet otlačení čepu D
S_{oL}	[mm^2]	-	Činná plocha pro výpočet otlačení kluzného ložiska
T_A	[MPa]	-	Smykové napětí v průřezu čepu A
T_B	[MPa]	-	Smykové napětí v průřezu čepu B
T_D	[MPa]	-	Smykové napětí v průřezu čepu D
T_{Dov}	[MPa]	-	Dovolená hodnota smykového napětí pro daný materiál
T_L	[MPa]	-	Smykové napětí v hřídeli kluzného ložiska

9. Seznam použité literatury

[1] Technické podmínky pro stroj New Holland MHPlus S – 1/2008, Agrotec a.s.

[2] LEINVEBER, Jan; Vávra, Pavel; Řasa, Jaroslav. *Strojnické tabulky : Upravené a doplněné vydání*. 3. doplněné vyd. Praha : SCIENTIA, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6

Příloha 2

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Dvoucestný podvozek kolového rypadla

-

Kontrola brzdného účinku

2.11.2008

Bc. Roman Dohnal

Obsah:

1. Zadané parametry
2. Kontrola účinnosti provozní brzdy
2.1 Kontrola podmínky smykání kol
3. Kontrola účinnosti parkovací brzdy
3.1 Kontrola bezpečnosti parkovací brzdy

1. Zadané parametry

Celková hmotnost stroje:

$m = 20000$ kg

Hmotnost vagonu:

$m_v = 40000$ kg

Maximální rychlost:

$v_{max} = 8,33$ m/s

Součinitel adheze (pneumatika – ocel):

$f_0 = 0,28$ -

Požadovaný součinitel bezpečnosti:

$k = 1,4$ -

Statické hmotnosti přední a zadní nápravy:

$m_A = 7730$ kg

$m_B = 7110$ kg

Gravitační zrychlení:

$g = 9,81$ m/s^2

Maximální kroutící moment provozní brzdy:

$M_B = 10500$ Nm

Maximální kroutící moment parkovací brzdy:

$M_{Bst} = 16000$ Nm

Průměr pneumatiky:

$D = 0,7$ m

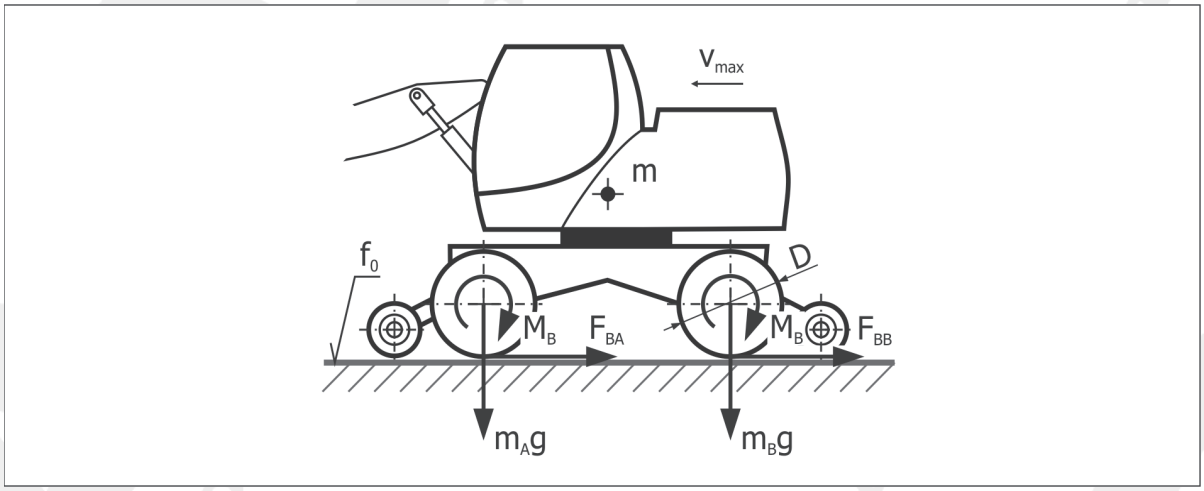
Maximální sklon vlakové tratě:

$\alpha \sim 36$ ‰

2. Kontrola účinnosti provozní brzdy

Stroj jede maximální dovolenou rychlostí. Maximální brzdicí sílu vyvodí smýkáním pneumatiky po kolejnici. Přítlačná síla je udržováni konstantní pomocí hydraulického okruhu adaptérů.

2.1 Kontrola podmínky smýkání kol



Brzdná síla přední a zadní nápravy:

$F_{BA} = m_A \cdot g \cdot f_0$ $\quad F_{BA} = 21233$ N

$F_{BB} = m_B \cdot g \cdot f_0$ $\quad F_{BB} = 19530$ N

Kroutící moment brzdné síly:

$M_{BA} = F_{BA} \cdot D/2$ $\quad M_{BA} = 7431$ Nm

$M_{BB} = F_{BB} \cdot D/2$ $\quad M_{BB} = 6835$ Nm

Maximální kroutící moment provozní brzdy (s uvážením bezpečnosti):

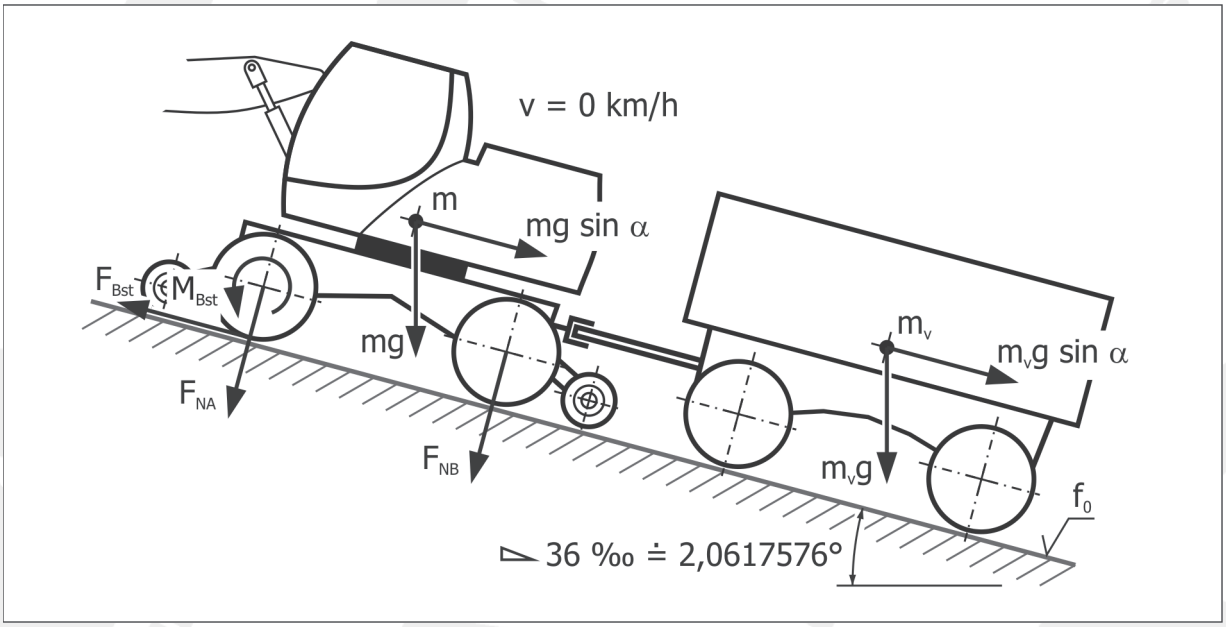
$M_{BDov} = M_B / k$ $\quad M_{BDov} = 7500$ Nm

Jsou-li oba kroutící momenty brzdné síly menší než kroutící moment provozní brzdy, dojde ke smyku kol.

3. Kontrola účinnosti parkovací brzdy

Stroj stojí na koleji se sklonem 36 ‰ a má připojen nebrzděný vagon. Kontroluje se schopnost parkovací brzdy zabránit stroji v pohybu.

3.1 Kontrola bezpečnosti parkovací brzdy



Úhel sklonu koleje:

$\alpha = \mathrm{arctg}(36/1000)$ $\qquad \alpha = 2{,}06176$ deg

Normálová síla přední nápravy:

$F_{NA} = m_A \cdot g \cdot \cos(\alpha)$ $\qquad F_{NA} = 75782$ N

Brzdná síla parkovací brzdy

$F_{Bst} = 2 \cdot M_{Bst} / D$ $\qquad F_{Bst} = 45714$ N

Maximální brzdná síla, kterou lze přenést:

$F_{Bmax} = F_{NA} \cdot f_0$ $\qquad F_{Bmax} = 21219$ N

Dovolená brzdná síla:

Vybrána je ta brzdná síla, jejíž hodnota je nižší.

$F_{BDov} = F_{Bmax} / k$ $\qquad F_{BDov} = 15156$ N

Urychlující síla, vyvolaná sklonem koleje:

$F_u = (m+m_v) \cdot g \cdot \sin(\alpha)$ $\qquad F_u = 5238$ N

Urychlující síla je menší než dovolená brzdná síla, stroj zůstane stát.

4. Seznam použitých veličin

α	[ ]	-	Maximální sklon vlakové tratě
D	[m]	-	Průměr pneumatiky
f_0	[-]	-	Součinitel adheze (pneumatika – ocel)
F_{BA}	[N]	-	Brzdná síla přední nápravy
F_{BB}	[N]	-	Brzdná síla zadní nápravy
F_{BDov}	[N]	-	Dovolená brzdná síla
F_{Bmax}	[N]	-	Maximální brzdná síla, kterou lze přenést pomocí tření
F_{Bst}	[N]	-	Brzdná síla parkovací brzdy
F_{NA}	[N]	-	Normálová síla přední nápravy, vyvolaná hmotností stroje
F_u	[N]	-	Urychlující síla, vyvolaná sklonem koleje
g	[m/s^2]	-	Gravitační zrychlení
k	[-]	-	Požadovaný součinitel bezpečnosti
m	[kg]	-	Celková hmotnost stroje
m_A	[kg]	-	Statická hmotnost přenášená na přední železniční nápravu
m_B	[kg]	-	Statická hmotnost přenášená na zadní železniční nápravu
m_v	[kg]	-	Hmotnost přípojného vagonu
M_B	[Nm]	-	Maximální kroutící moment provozní brzdy, který je schopna vyvolat
M_{BA}	[Nm]	-	Kroutící moment brzdné síly přední nápravy
M_{BB}	[Nm]	-	Kroutící moment brzdné síly zadní nápravy
M_{BDov}	[Nm]	-	Maximální kroutící moment provozní brzdy s uvážením bezpečnosti
M_{Bst}	[Nm]	-	Maximální kroutící moment parkovací brzdy, který je schopna vyvolat
v_{max}	[m/s]	-	Maximální dovolená rychlost jízdy stroje

5. Seznam použité literatury

[1] Technické podmínky pro stroj New Holland MHPlus S – 1/2008, Agrotec a.s.

[2] LEINVEBER, Jan; Vávra, Pavel; Řasa, Jaroslav. *Strojnické tabulky : Upravené a doplněné vydání*. 3. doplněné vyd. Praha : SCIENTIA, 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6

Příloha 3

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Dvoucestný podvozek kolového rypadla

-

Výpočet axiální síly, přenášené adaptéry

25.5.2009

Bc. Roman Dohnal

Obsah:

1. Zadané parametry 1
2. Výpočet axiální síly, vyvolané odstředivým zrychlením 2
3. Výpočet axiální síly, vyvolané reakční silou při práci 3
4. Seznam použitých symbolů 4
5. Seznam použité literatury 4

1. Zadané parametry

Celková hmotnost stroje:

$m = 20000$ kg

Poloměr zakřivené dráhy:

$R = 150$ m

Maximální rychlost:

$v_{max} = 8{,}33$ m/s

Součinitel adheze (pneumatika – ocel):

$f_0 = 0{,}28$ -

Gravitační zrychlení:

$g = 9{,}81$ m/s^2

Tažná síla podkopového ramene:

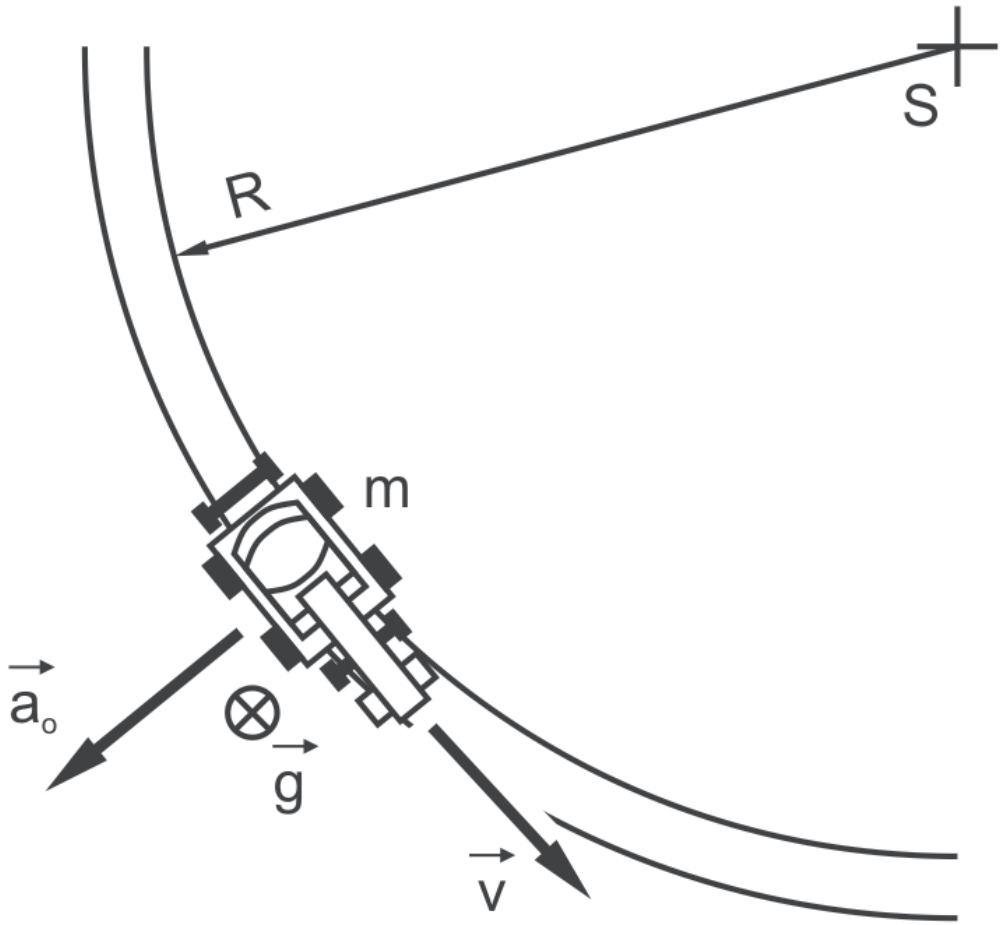
$F = 70700$ N

Součinitel bezpečnosti

$k = 1{,}2$ -

2. Výpočet axiální síly, vyvolané odstředivým zrychlením

Stroj jede maximální teoretickou rychlostí po zakřivené dráze o poloměru R.
Železniční nápravy vedou stroj po žel. svršku, přenáší tedy veškeré axiální síly během jízdy.



Velikost odstředivého zrychlení:

$a_o = v^2 / R$ $\quad a_o = 0{,}46$ m/s²

Velikost odstředivé síly:

$F_o = m \cdot a_0$ $\quad F_o = 9259$ N

Velikost axiální síly na jeden adaptér:

$F_{Ax} = F_o / 2$ $\quad F_{Ax} = 4630$ N

Velikost axiální síly na jeden adaptér (po zaokrouhlení):

$F_{Ax} = 4600$ N

3. Výpočet axiální síly, vyvolané reakční silou při práci

Je uvažován stav, kdy je stroj zabrzděn a pracuje. Maximální velikost reakce je rovna maximální tažné síle ramene. Při výpočtu je uvažována snížená tažná síla na 90% původní hodnoty, podobně jako při výpočtu nosnosti dle ISO 10567, kde je uvažováno 87% hydraulického výkonu.

Maximální axiální síla při práci (90%)

$F_{90} = 0{,}9 \cdot F$ $\quad F_{90} = 63630$ N

Velikost axiální síly, přenesené prostřednictvím tření pneumatik:

$F_P = m \cdot g \cdot f_0$ $\quad F_P = 54936$ N

Velikost axiální síly, přenesené prostřednictvím adaptérů:

$F_{Ad} = F_{90} - F_P$ $\quad F_{Ad} = 8694$ N

Velikost axiální síly, přenesené prostřednictvím adaptérů (s bezpečností):

$F_{AdB} = F_{Ad} \cdot k$ $\quad F_{AdB} = 10433$ N

Velikost axiální síly na jeden adaptér:

$F_{Ax} = F_{AdB} / 2$ $\quad F_{Ax} = 5216$ N

Velikost axiální síly na jeden adaptér (po zaokrouhlení):

$F_{Ax} = 5200$ N

4. Seznam použitých veličin

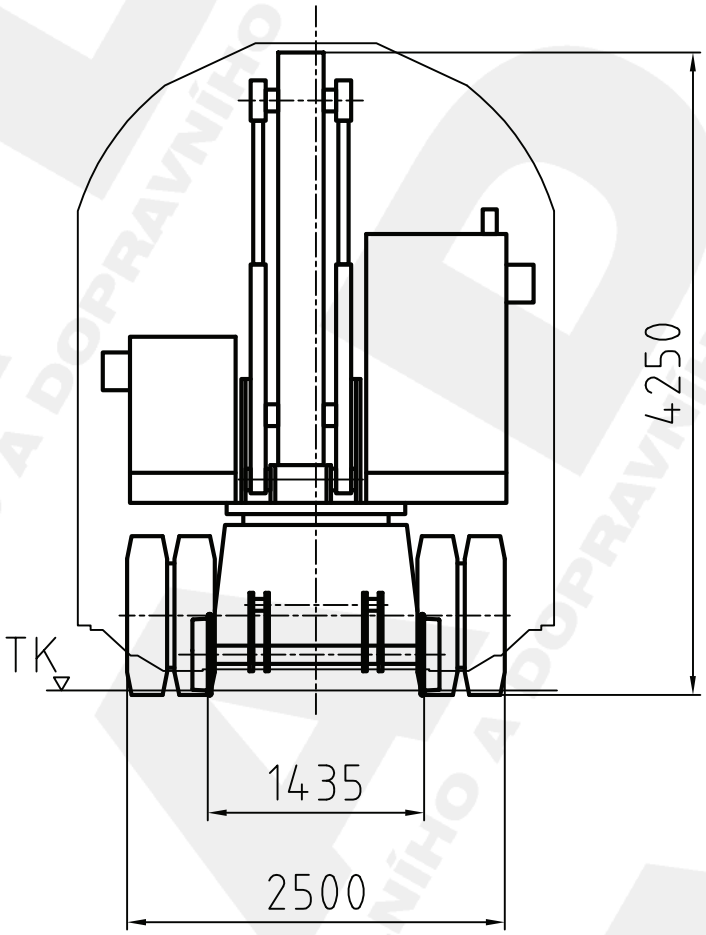
a_o	[m/s²]	-	Odstředivé zrychlení vyvolané jízdou po zakřivené dráze
f_0	[-]	-	Součinitel adheze (pneumatika – ocel)
F	[N]	-	Maximální tažná síla podkopového ramene
F_{90}	[N]	-	Maximální axiální síla, počítaná z tažné síly ramene, snížená na 90%
F_{Ad}	[N]	-	Axiální síly, přenesené prostřednictvím nákolků kol adaptéru
F_{AdB}	[N]	-	Axiální síly, přenesené prostřednictvím nákolků kol adaptéru s uvážením bezpečnosti
F_{Ax}	[N]	-	Axiální síly na jeden adaptér
F_o	[N]	-	Odstředivá síla, působící na stroj
F_P	[N]	-	Axiální síly, přenesené prostřednictvím tření pneumatik
g	[m/s²]	-	Gravitační zrychlení
k	[-]	-	Požadovaný součinitel bezpečnosti
m	[kg]	-	Celková hmotnost stroje
R	[m]	-	Poloměr zakřivené železniční tratě
v_{max}	[m/s]	-	Maximální dovolená rychlost jízdy stroje

5. Seznam použité literatury

[1] Technické podmínky pro stroj New Holland MHPlus S – 1/2008, Agrotec a.s.

PŘÍLOHA 4

OBRYS VOZIDLA DLE ČSN 28 0331



				Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál	T.O.
				Tolerování ISO 8015	Polotovar	
				Promítání	Hrubá hmotnost	
				ÚADI - FSI - VUT		
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl DOHNAL	Poznámka		Měřítko	Název		
Přezkoušel			1:50	OBRYS VOZIDLA		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu			4-DP09-10/00		
Datum 25.5.2009	Č.sestavy			Listů X	List X	

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

PŘÍLOHA 5

Dvoucestný podvozek kolového rypadla
-
MKP model - pohledy

25. 5 . 2009

Bc. Roman Dohnal

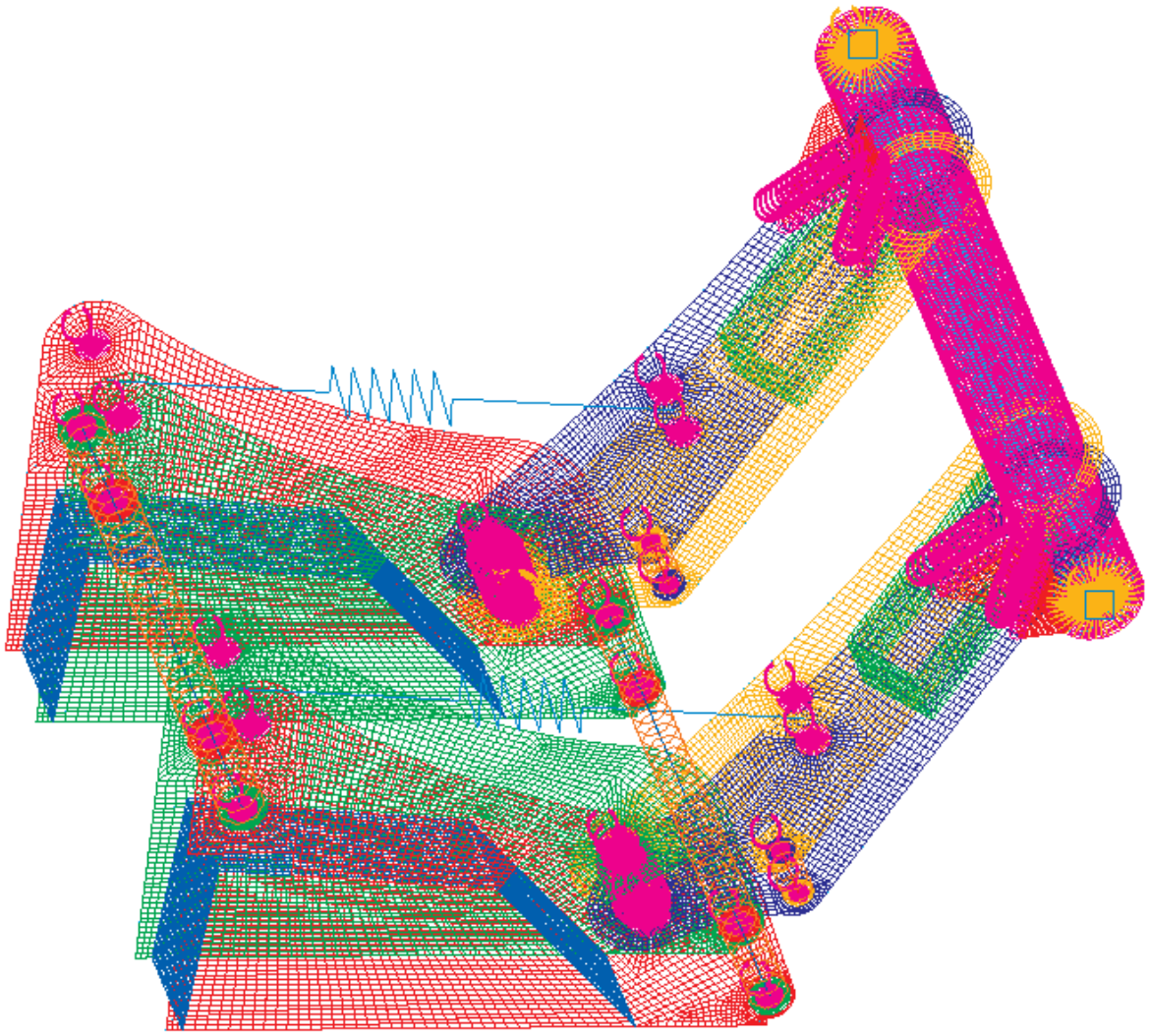
Obsah:

1. MKP model - pohledy 3
1.1. Pevný adaptér - síť 3
1.2. Otočný adaptér - síť 4

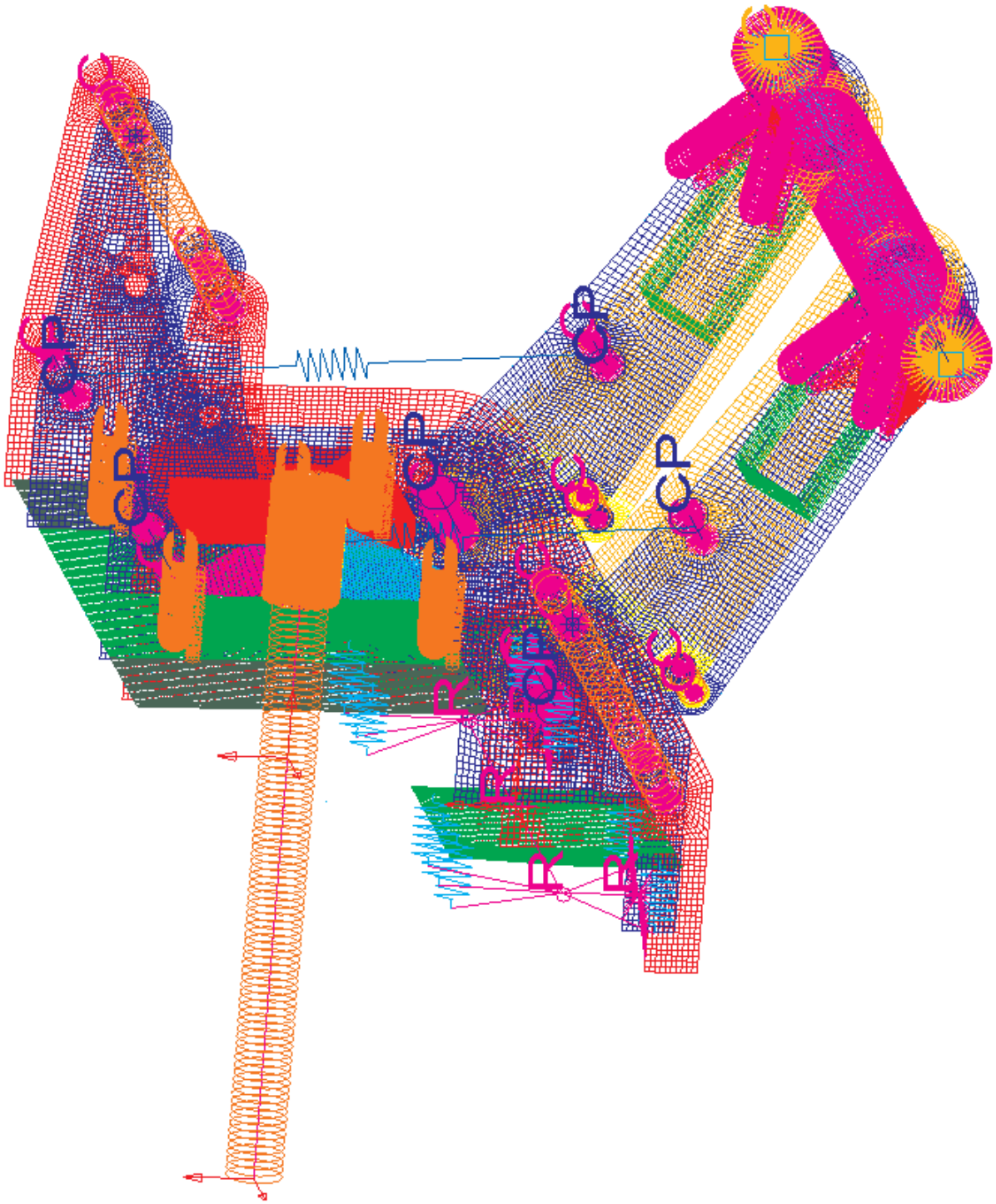
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

1. MKP Model - pohledy

1.1. Pevný adaptér - síť



1.2. Otočný adaptér - síť



PŘÍLOHA 6

Dvoucestný podvozek kolového rypadla
-
Výsledky výpočtů MKP

25. 5 . 2009

Bc. Roman Dohnal

Obsah:

Výsledky výpočtů původního neupraveného návrhu konstrukce
1. Režim 04 3
1.1. Pevný adaptér - Režim 04 - přední pohled 3
1.2. Pevný adaptér - Režim 04 - zadní pohled 4
1.3. Otočný adaptér - Režim 04 - přední pohled 5
1.4. Otočný adaptér - Režim 04 - zadní pohled 6
2. Režim 05 7
2.1. Pevný adaptér - Režim 05 - přední pohled 7
2.2. Pevný adaptér - Režim 05 - zadní pohled 8
2.3. Otočný adaptér - Režim 05 - přední pohled 9
2.4. Otočný adaptér - Režim 05 - zadní pohled 10

Výsledky výpočtů upraveného návrhu konstrukce
3. Režim 01 11
3.1. Pevný adaptér - Režim 01 - přední pohled 11
3.2. Pevný adaptér - Režim 01 - zadní pohled 12
3.3. Otočný adaptér - Režim 01 - přední pohled 13
3.4. Otočný adaptér - Režim 01 - zadní pohled 14
4. Režim 02 15
4.5. Pevný adaptér - Režim 02 - přední pohled 15
4.6. Pevný adaptér - Režim 02 - zadní pohled 16
4.7. Otočný adaptér - Režim 02 - přední pohled 17
4.8. Otočný adaptér - Režim 02 - zadní pohled 18
5. Režim 03 19
3.1. Pevný adaptér - Režim 03 - přední pohled 19
3.2. Pevný adaptér - Režim 03 - zadní pohled 20
3.3. Otočný adaptér - Režim 03 - přední pohled 21
3.4. Otočný adaptér - Režim 03 - zadní pohled 22
6. Režim 04 23
4.5. Pevný adaptér - Režim 04 - přední pohled 23
4.6. Pevný adaptér - Režim 04 - zadní pohled 24
4.7. Otočný adaptér - Režim 04 - přední pohled 25
4.8. Otočný adaptér - Režim 04 - zadní pohled 26

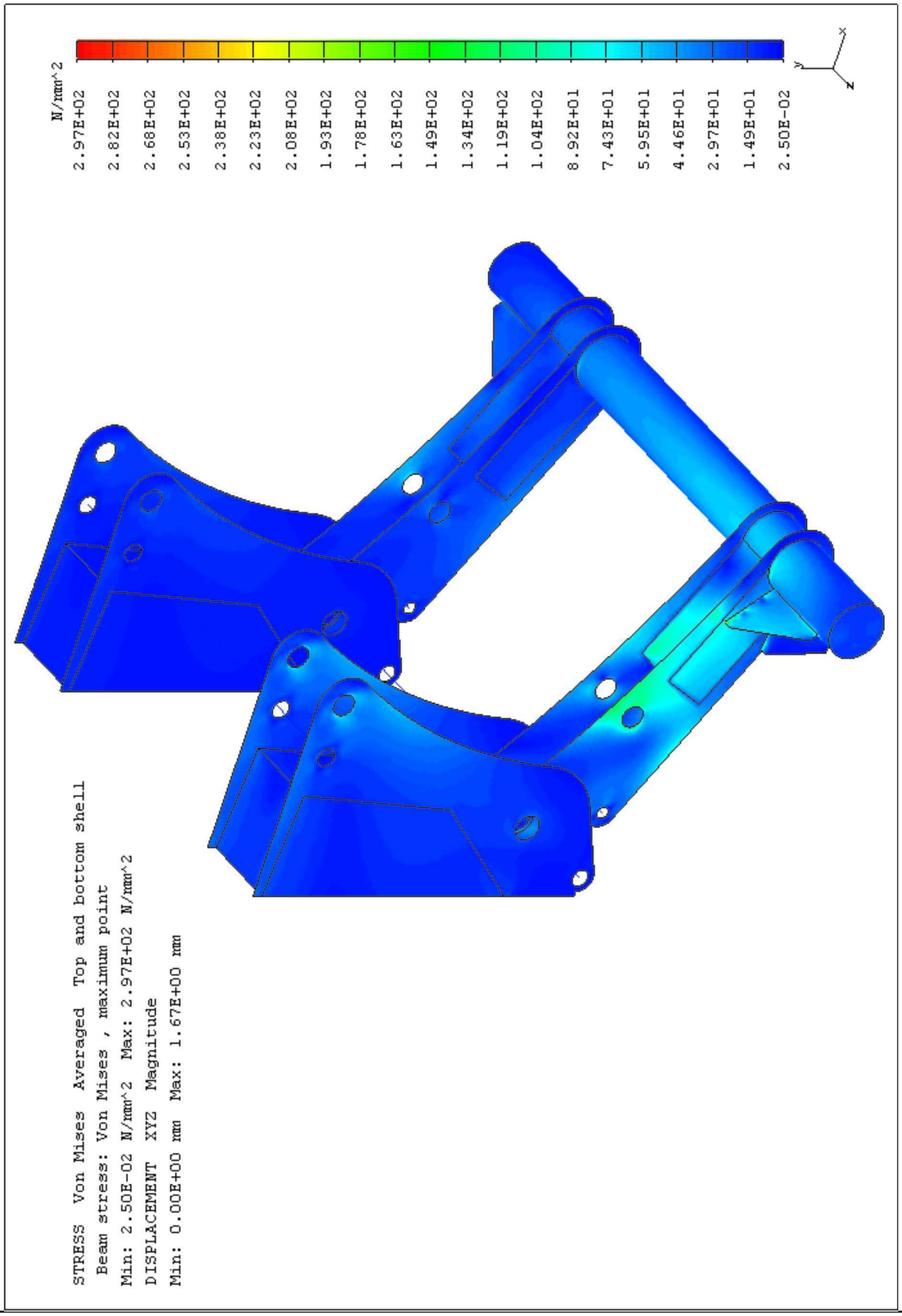
Tabulka počítaných stavů (režimů):

Tab. 3.2 – Seznam počítaných stavů

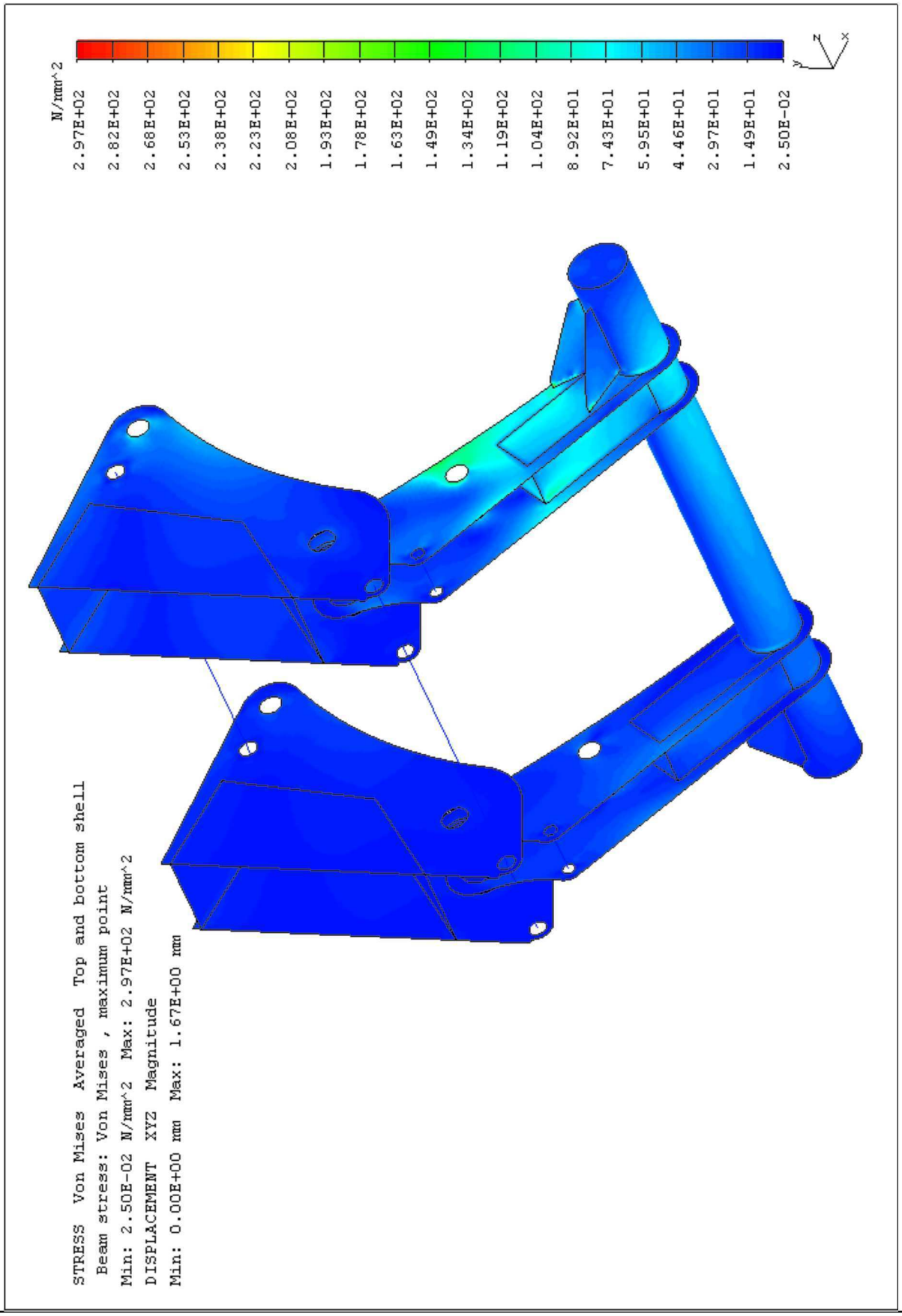
Číslo	Režim	Hmotnost	Ax. síla	Rychlost
		kg	N	km/h
01	Jízda – plná rychlost – přímý směr	3000	0	30
02	Jízda – plná rychlost – zakřivená dráha	3000	4630	30
03	Práce – nulová rychlost – přenos reakce	10000	5200	0
04	Zvednutí – nulová rychlost - nerovnoměrné	10000	0	0
05	Zvednutí – nulová rychlost - rovnoměrné	10000	0	0

Výsledky výpočtů původního neupraveného návrhu konstrukce
1. Režim 04

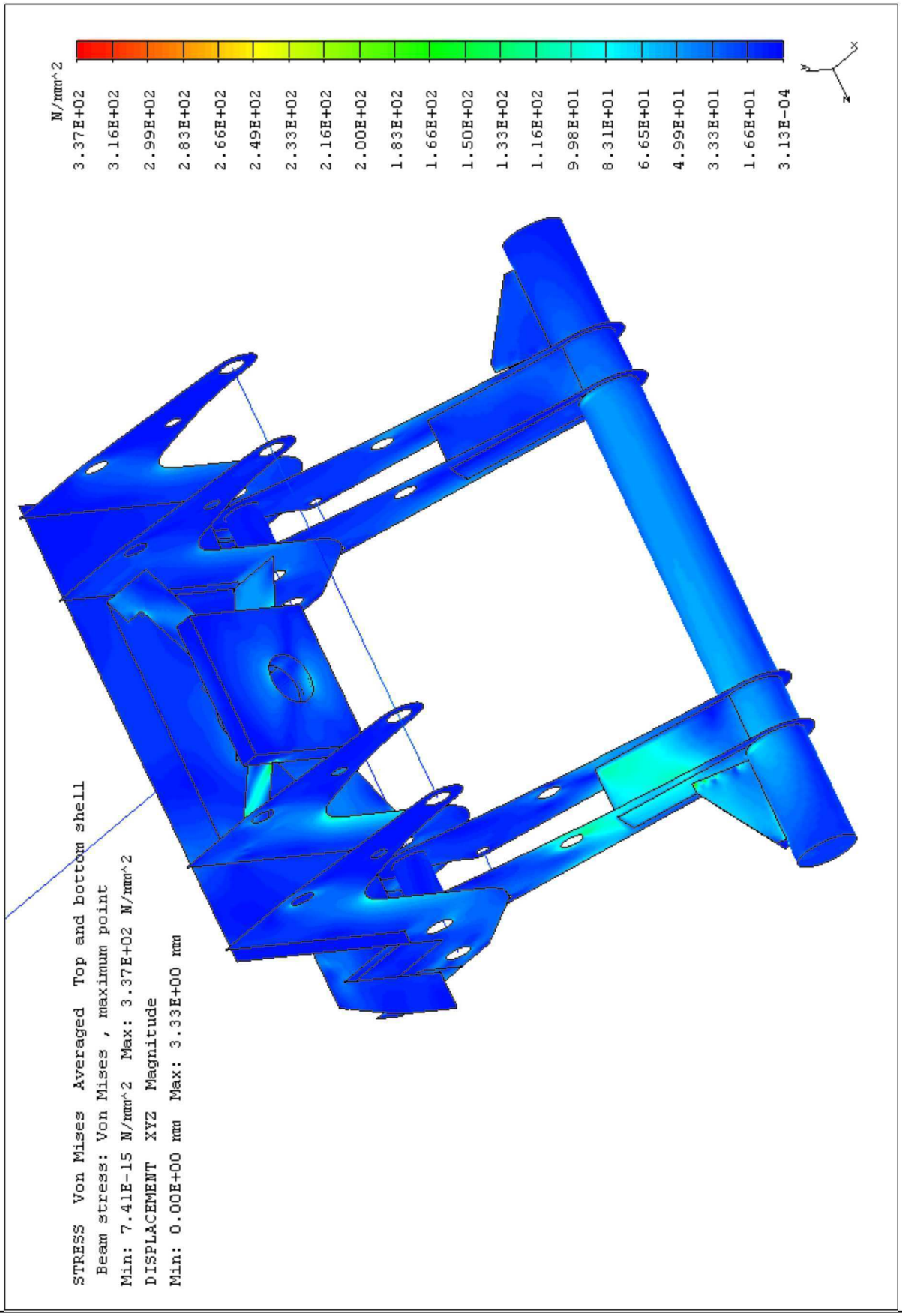
1.1. Pevný adaptér - Režim 04 - přední pohled



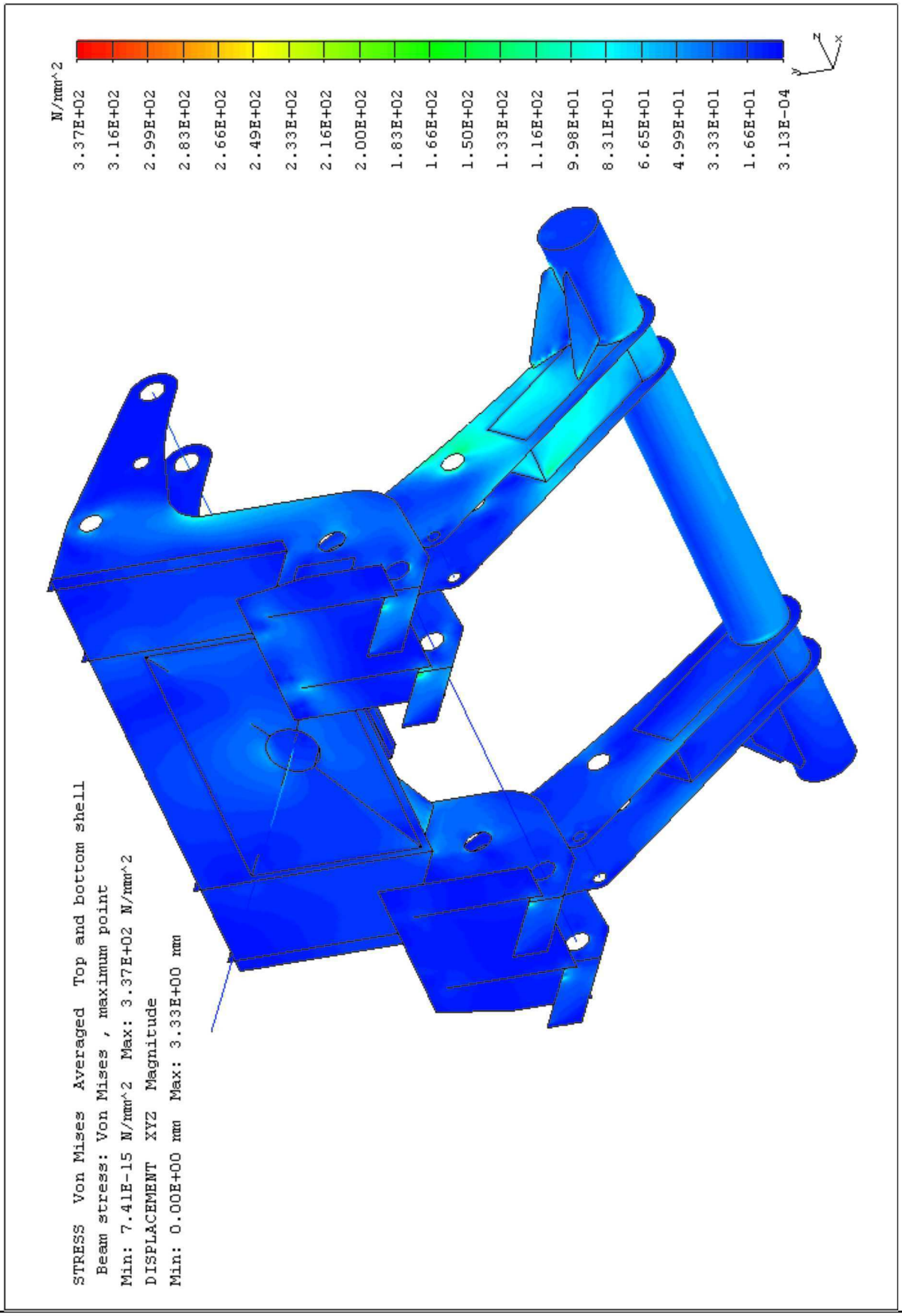
1.2. Pevný adaptér - režim 04 - zadní pohled



1.3. Otočný adaptér - režim 04 - přední pohled

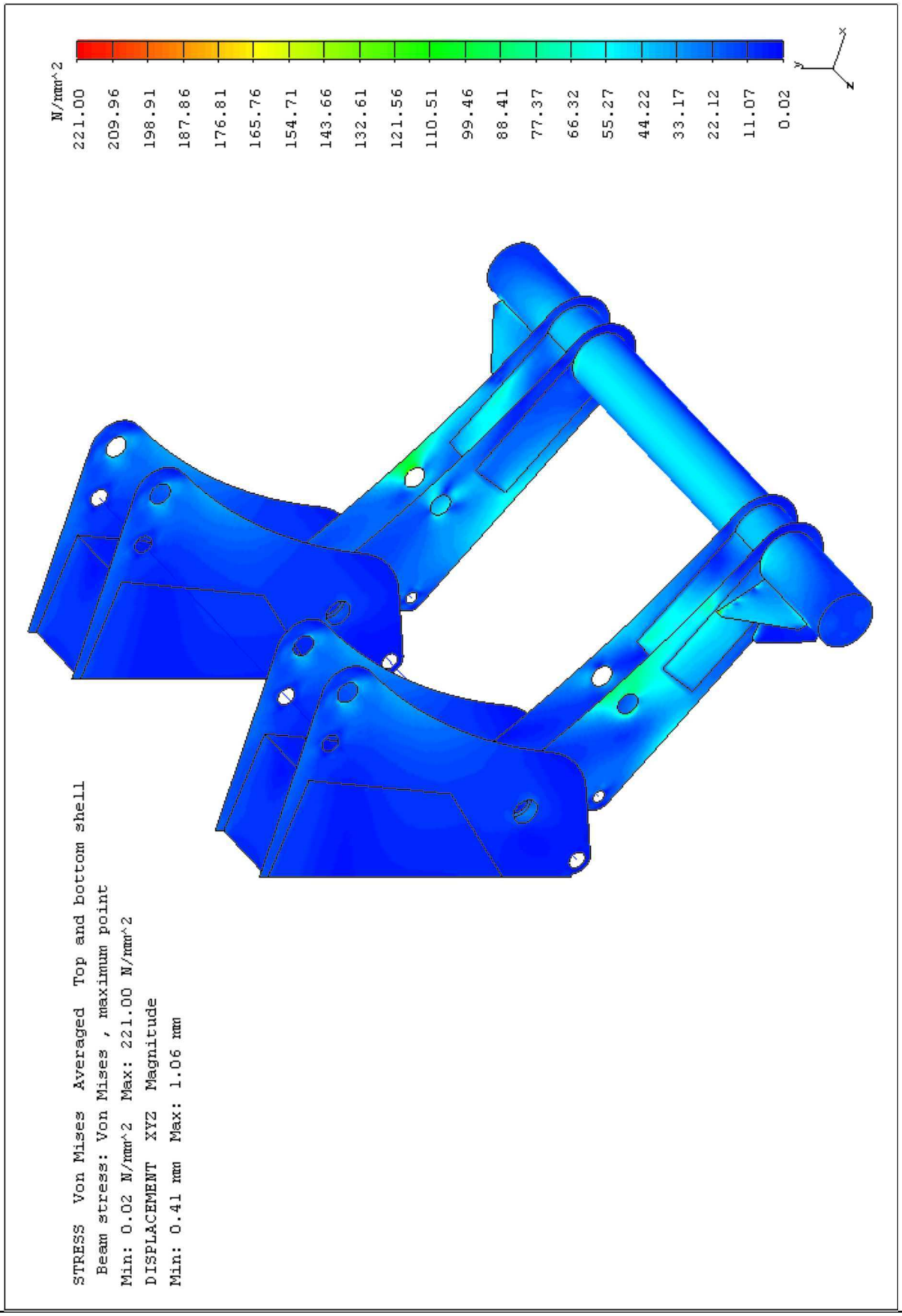


1.4. Otočný adaptér - režim 04 - zadní pohled

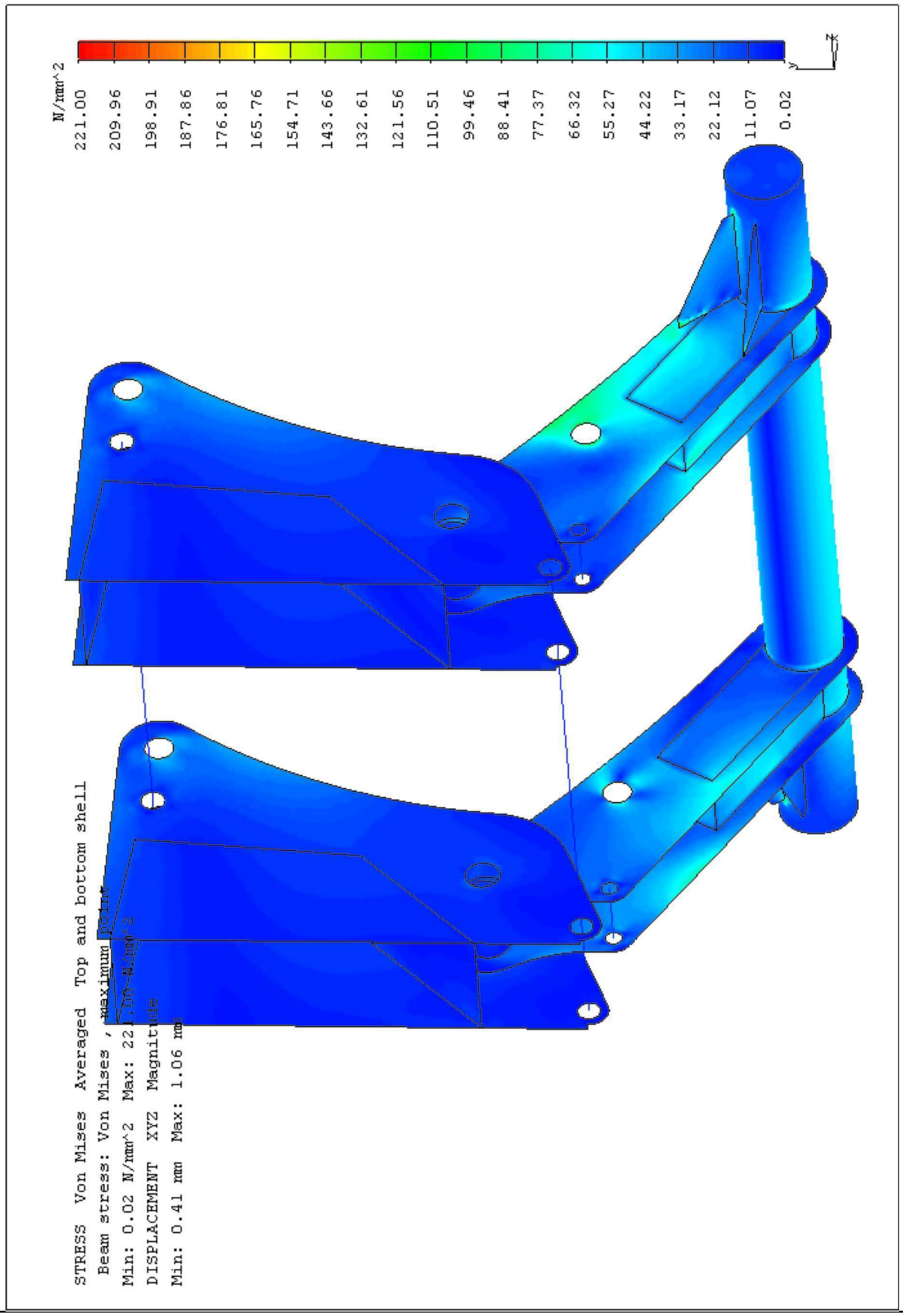


2. Režim 05

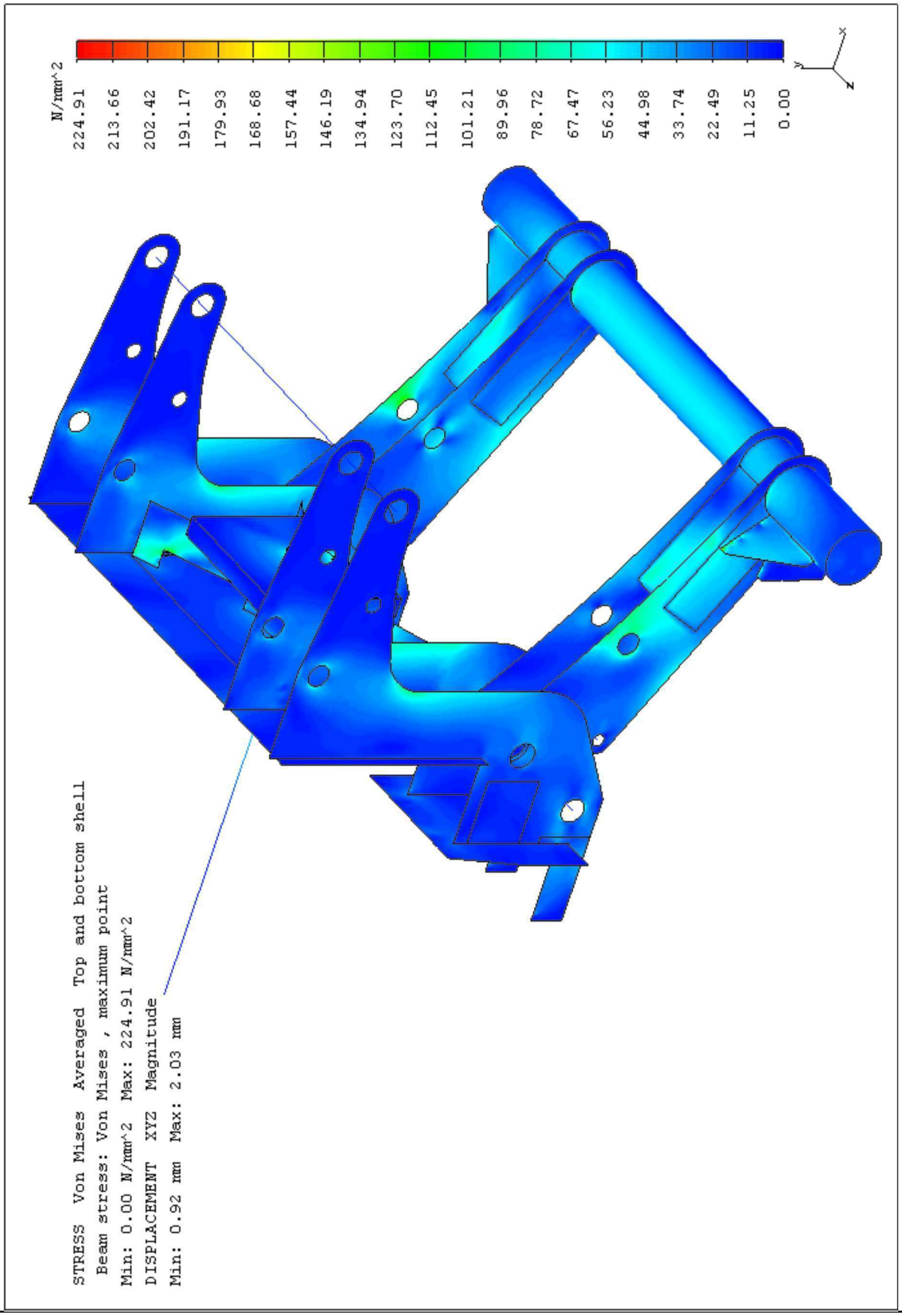
2.1. Pevný adaptér - režim 05 - přední pohled



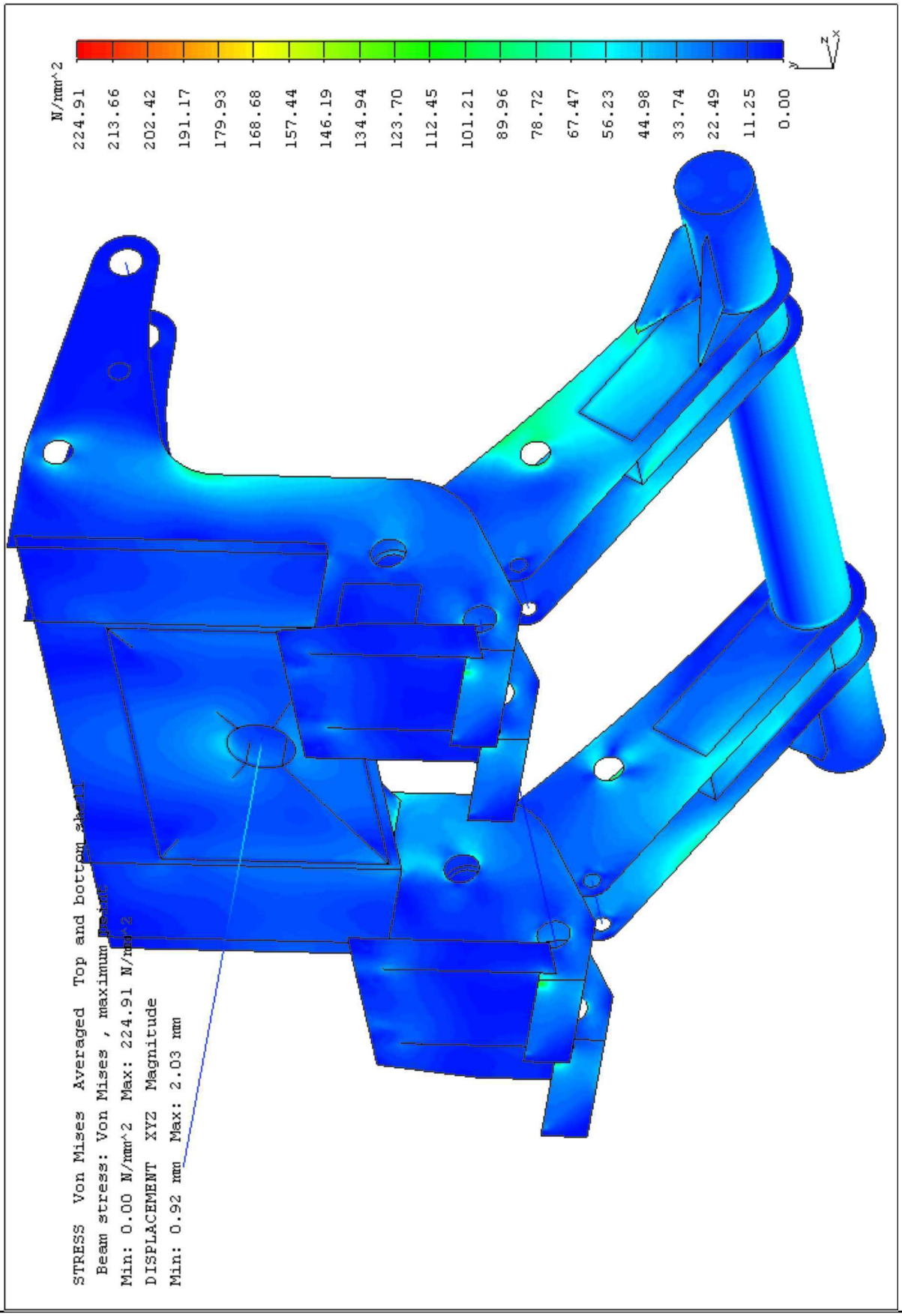
2.2. Pevný adaptér - režim 05 - zadní pohled



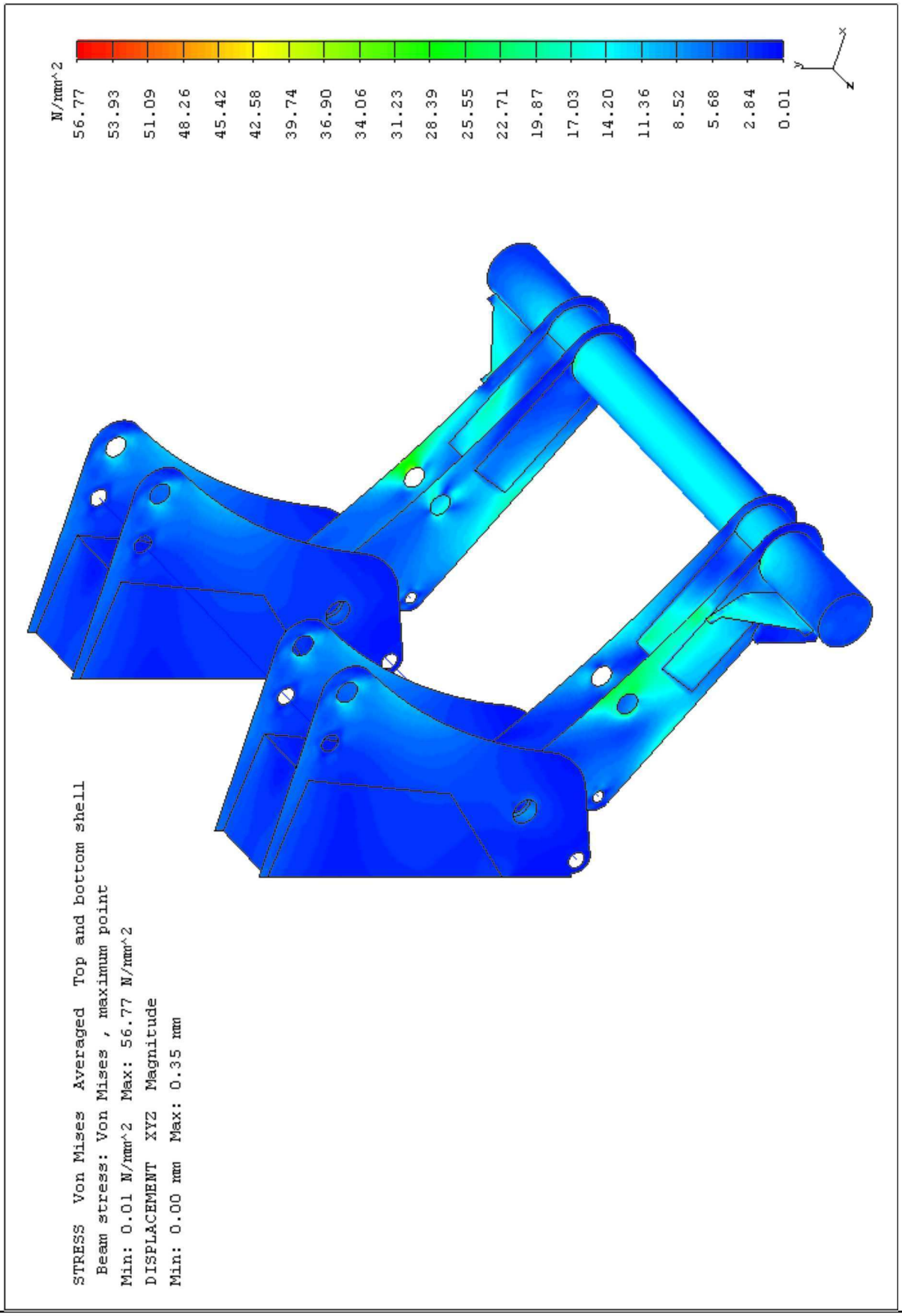
2.3. Otočný adaptér - režim 05 - přední pohled



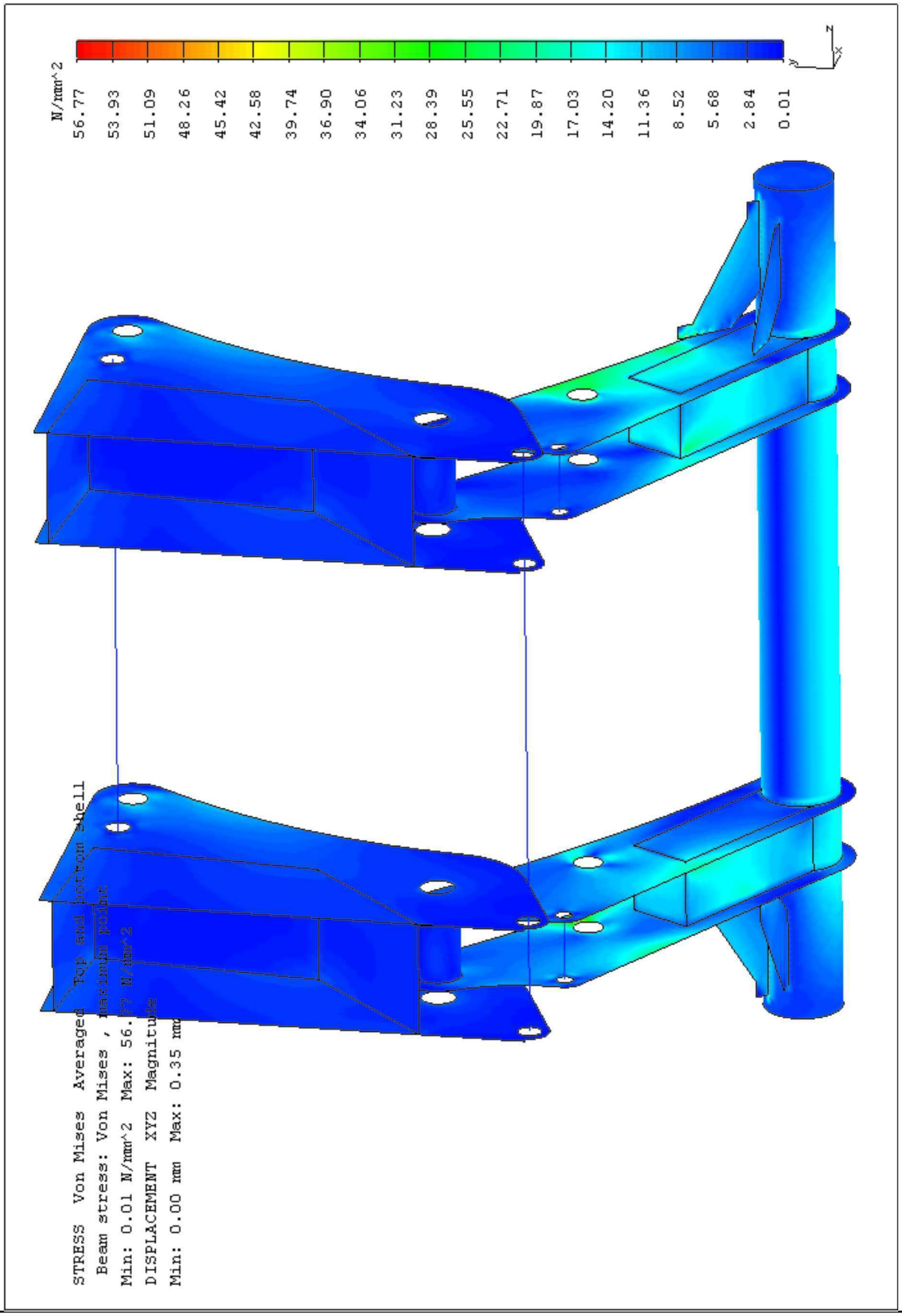
2.4. Otočný adaptér - režim 05 - zadní pohled



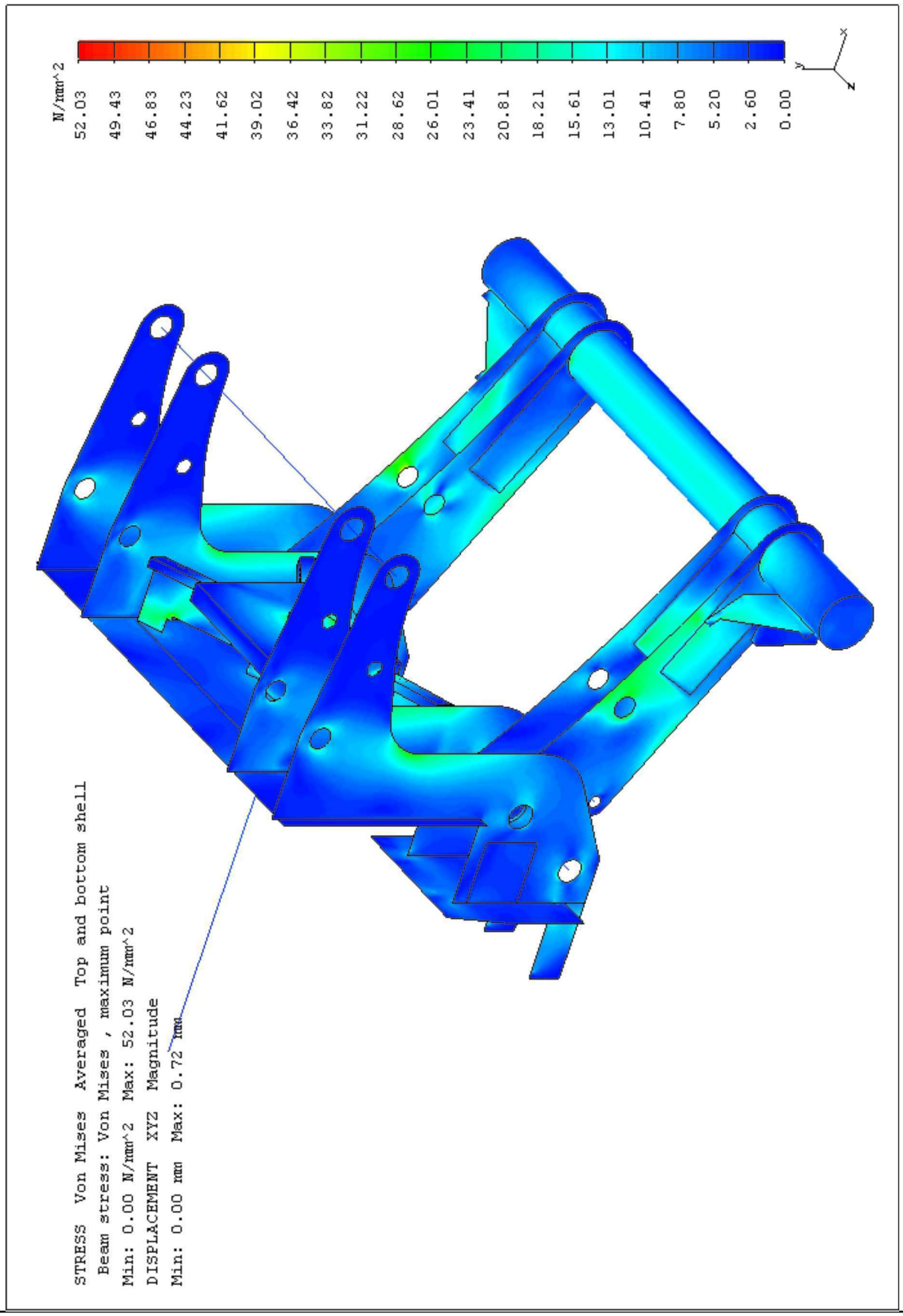
Výsledky výpočtů upraveného návrhu konstrukce
3. Režim 01
3.1. Pevný adaptér - režim 01 - přední pohled



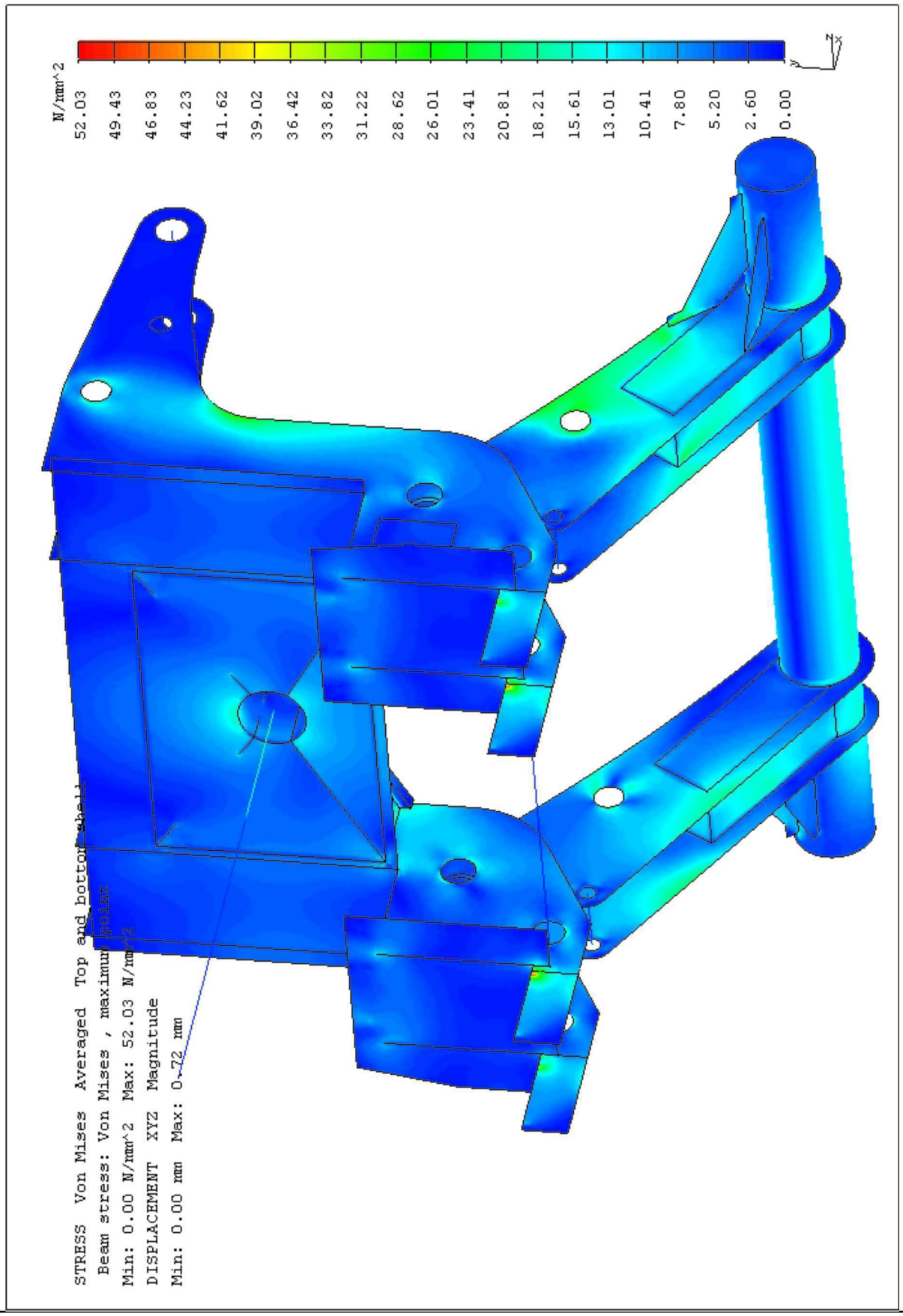
3.2. Pevný adaptér - režim 01 - zadní pohled



3.3. Otočný adaptér - režim 01 - přední pohled

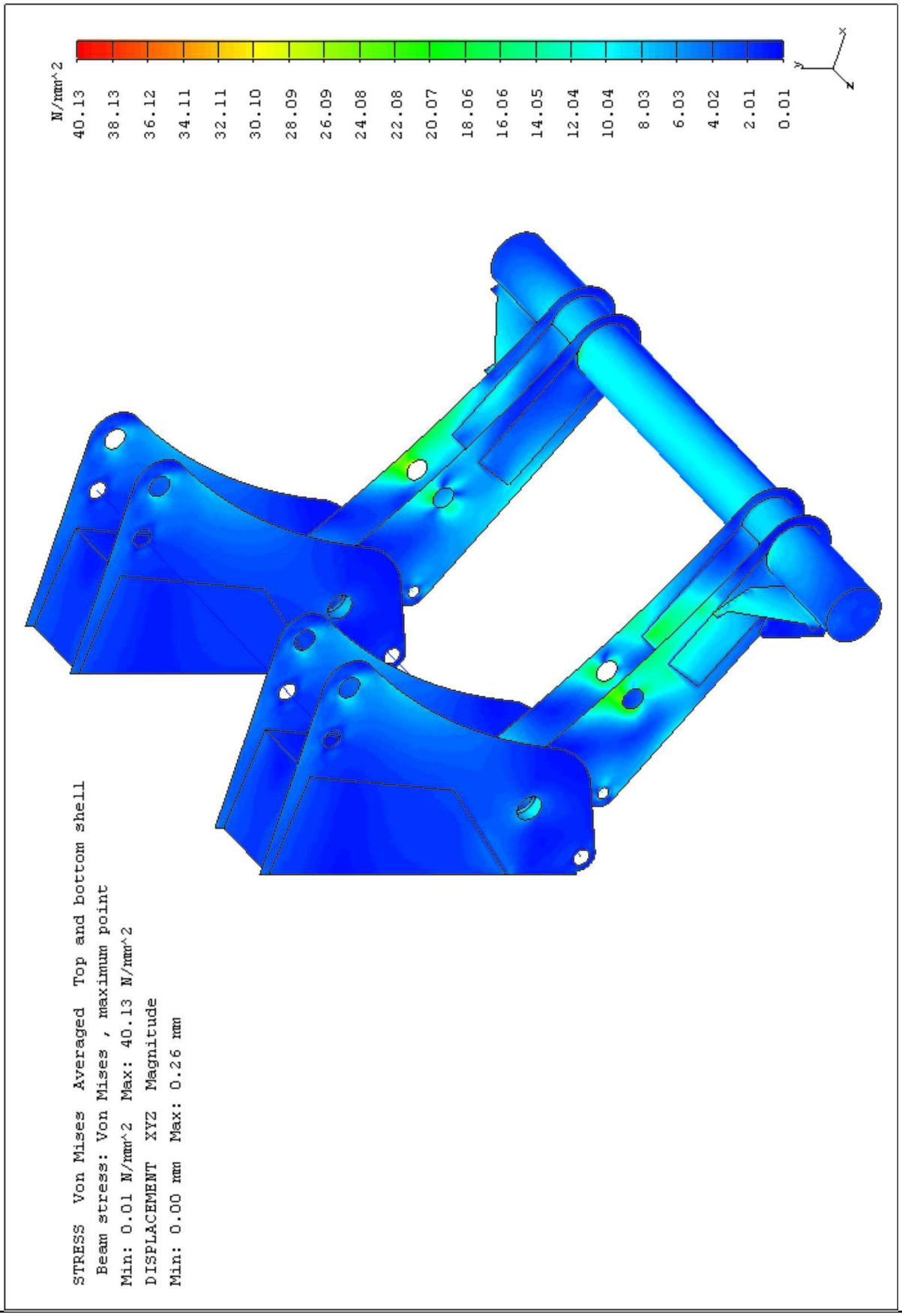


3.4. Otočný adaptér - režim 01 - zadní pohled

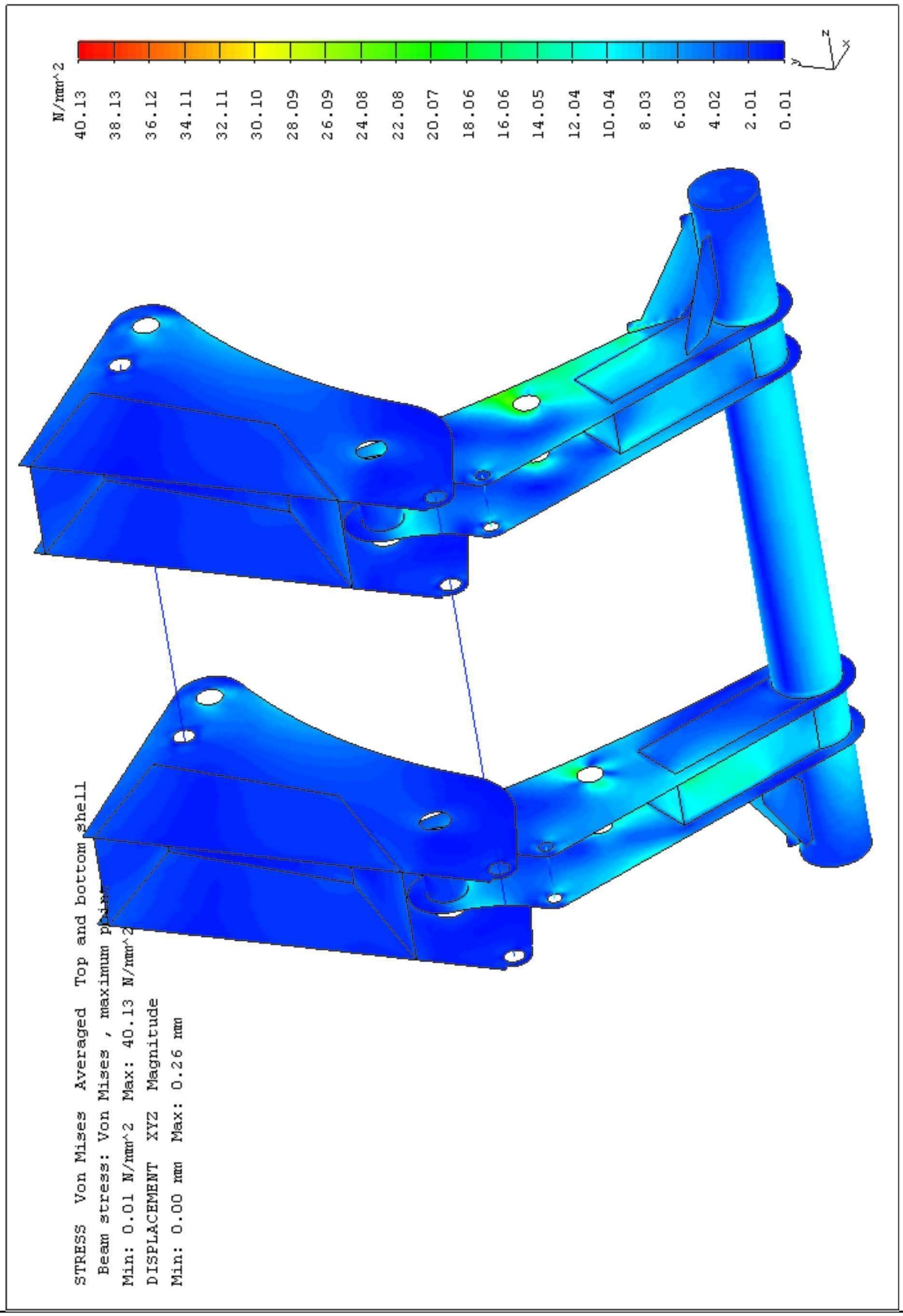


4. Režim 02

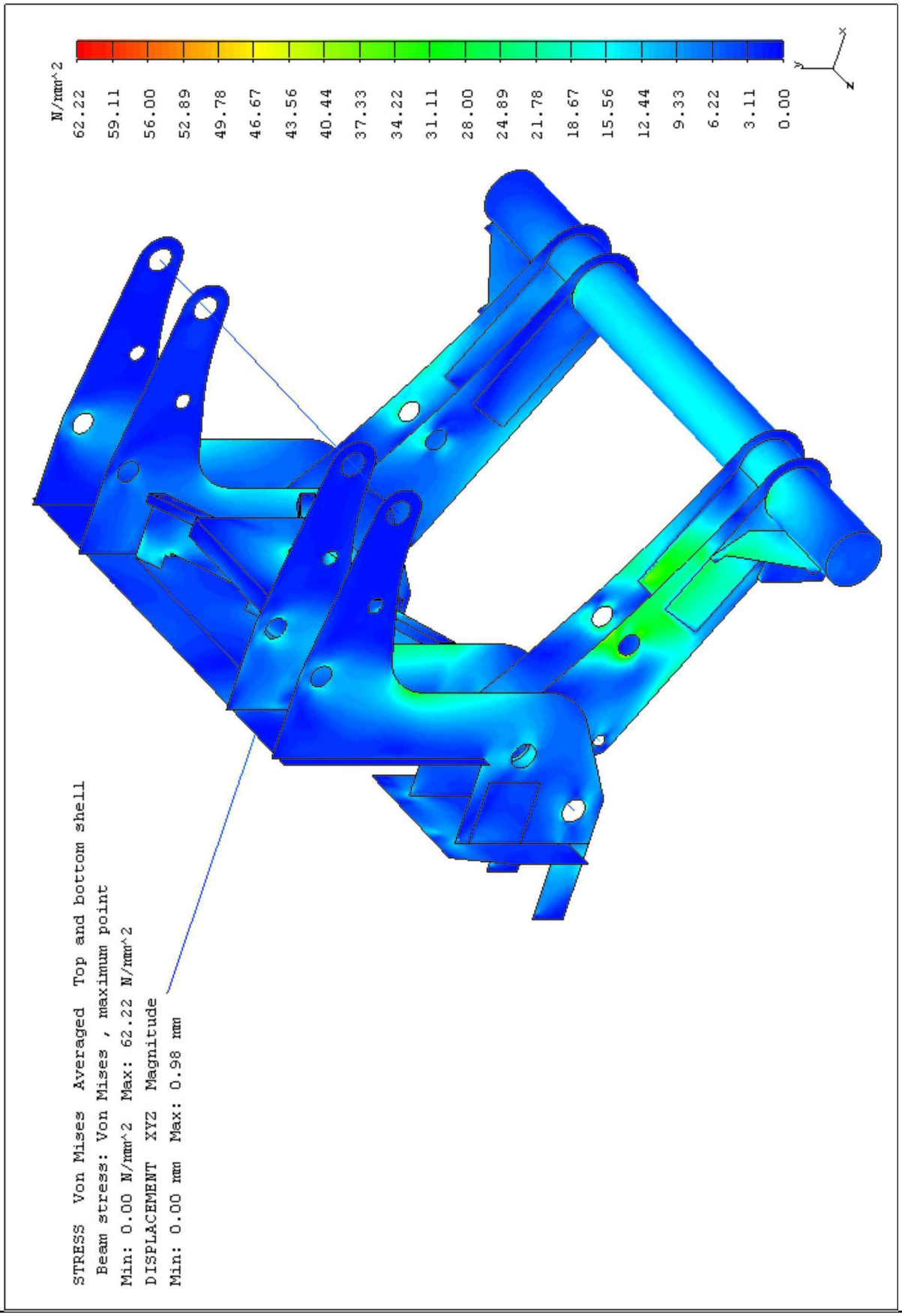
4.1. Pevný adaptér - režim 02 - přední pohled



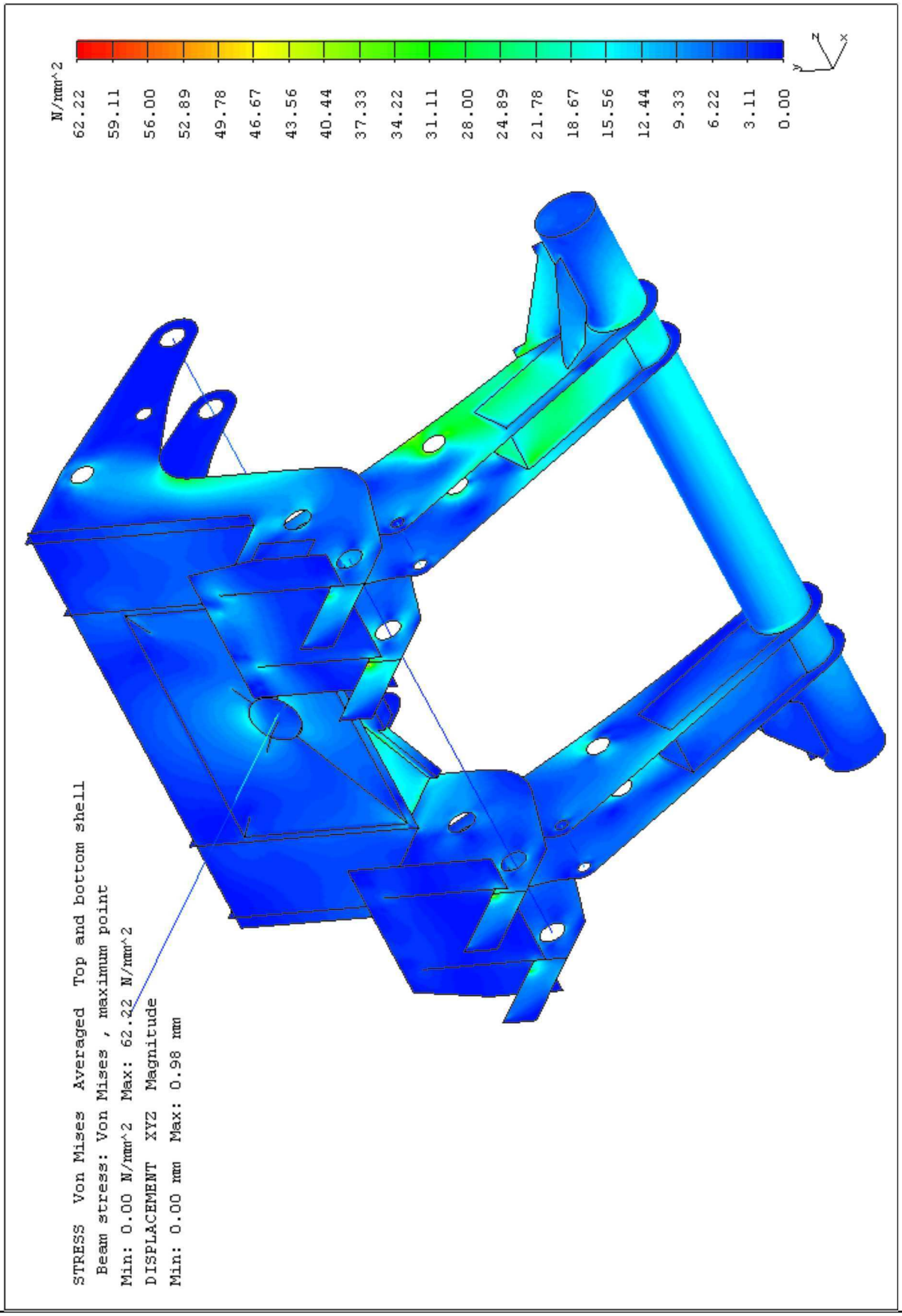
4.2. Pevný adaptér - režim 02 - zadní pohled



4.3. Otočný adaptér - režim 02 - přední pohled

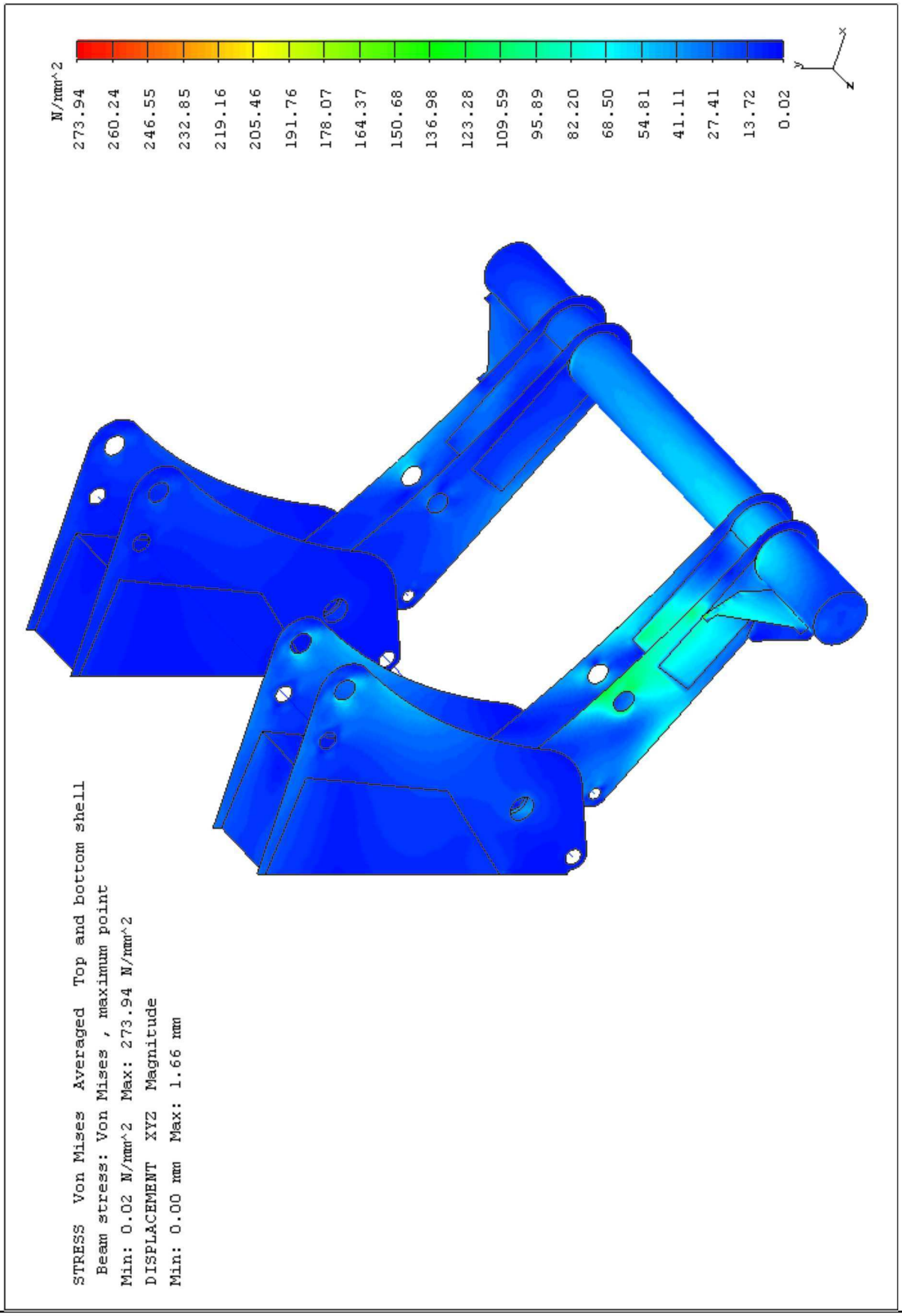


4.4. Otočný adaptér - režim 02 - zadní pohled

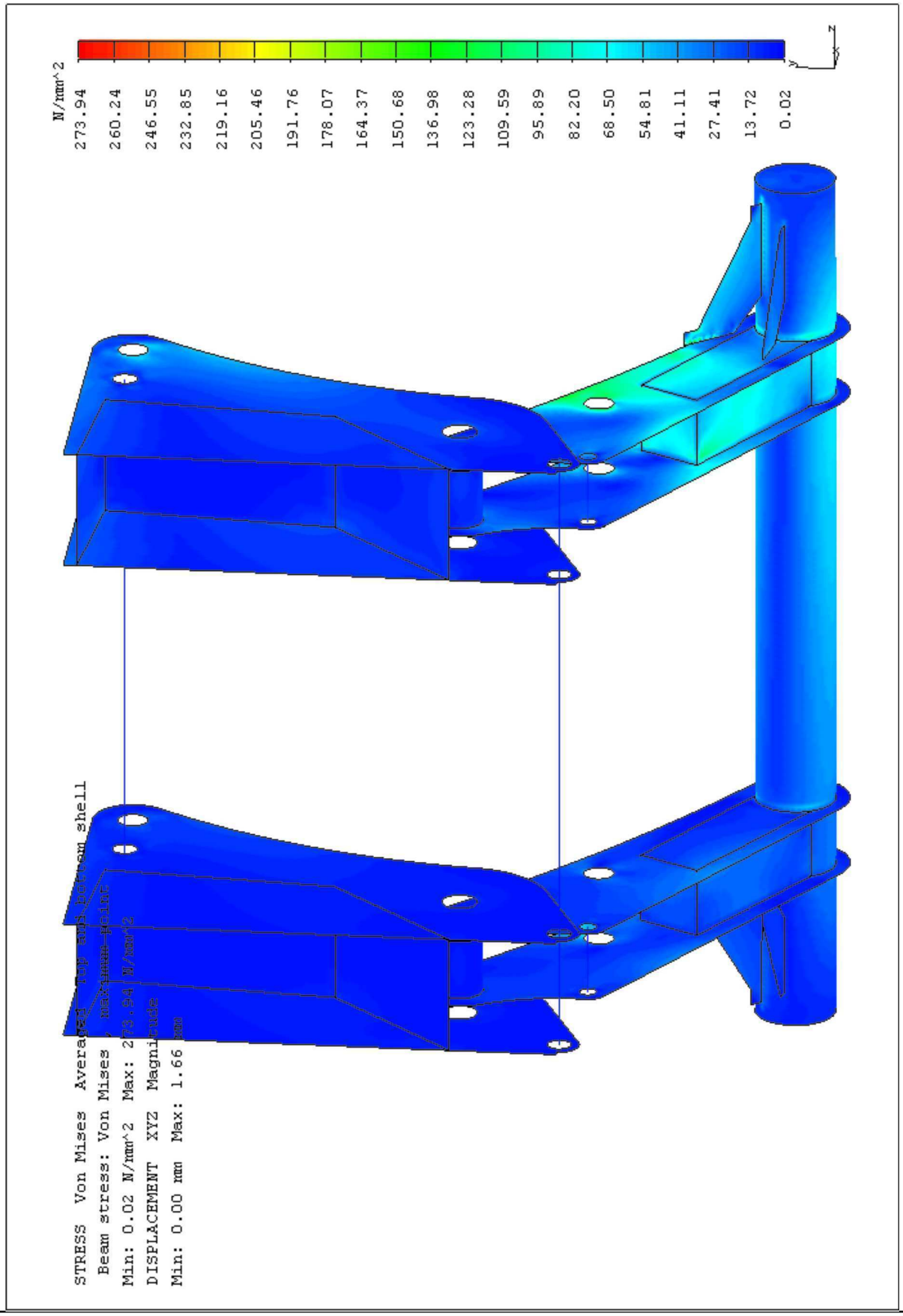


5. Režim 03

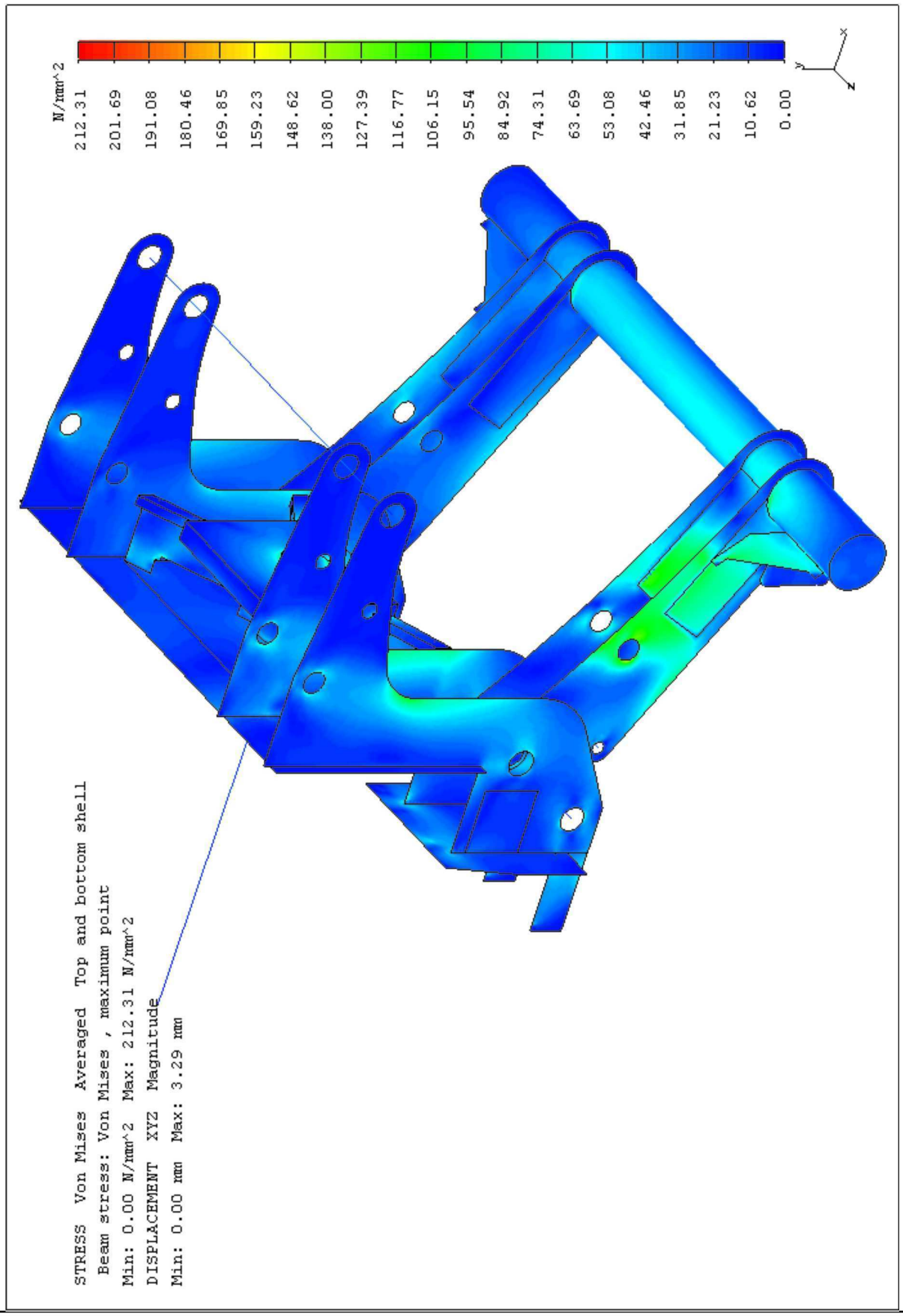
5.1. Pevný adaptér - režim 03 - přední pohled



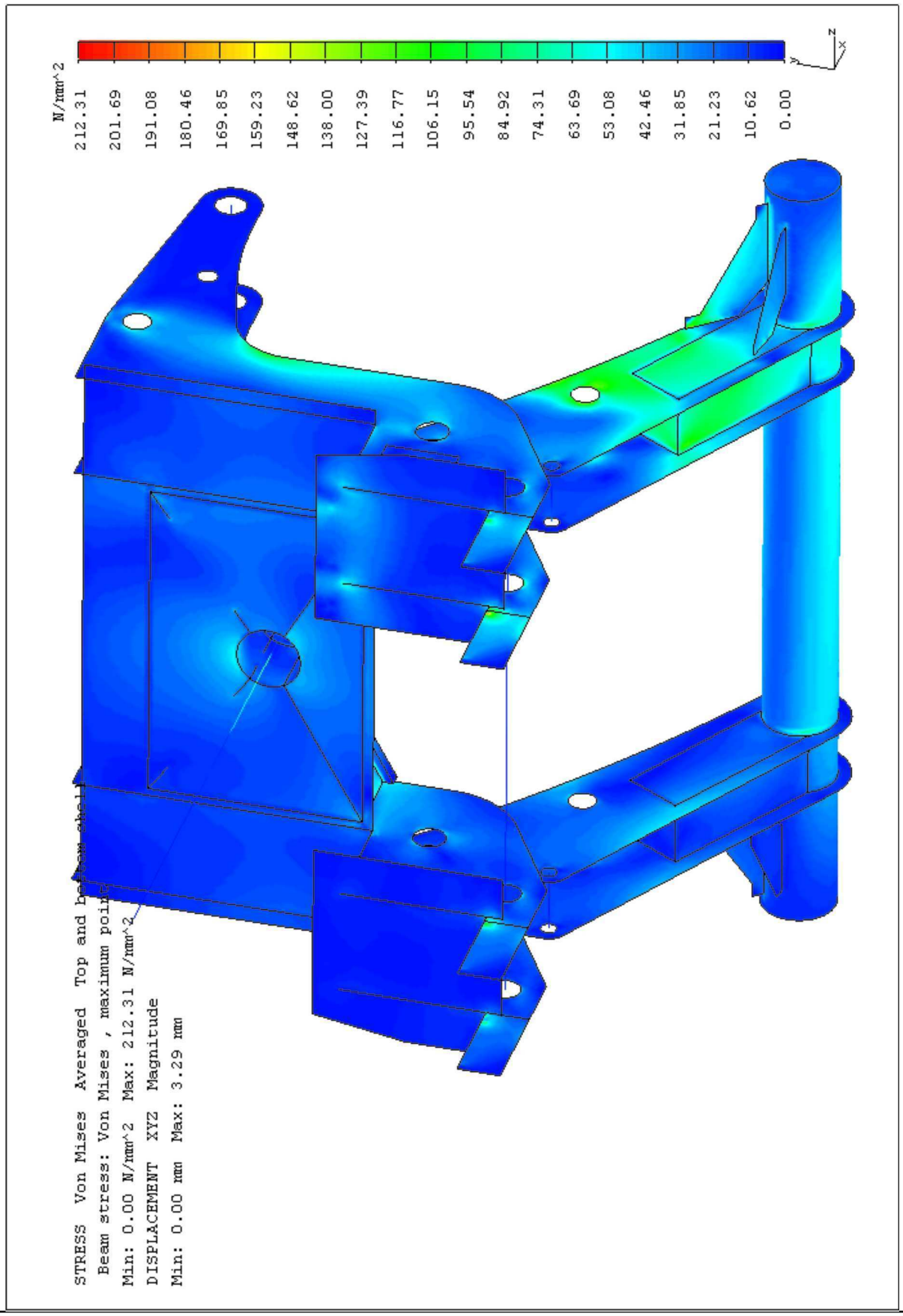
5.2. Pevný adaptér - režim 03 - zadní pohled



5.3. Otočný adaptér - režim 03 - zadní pohled

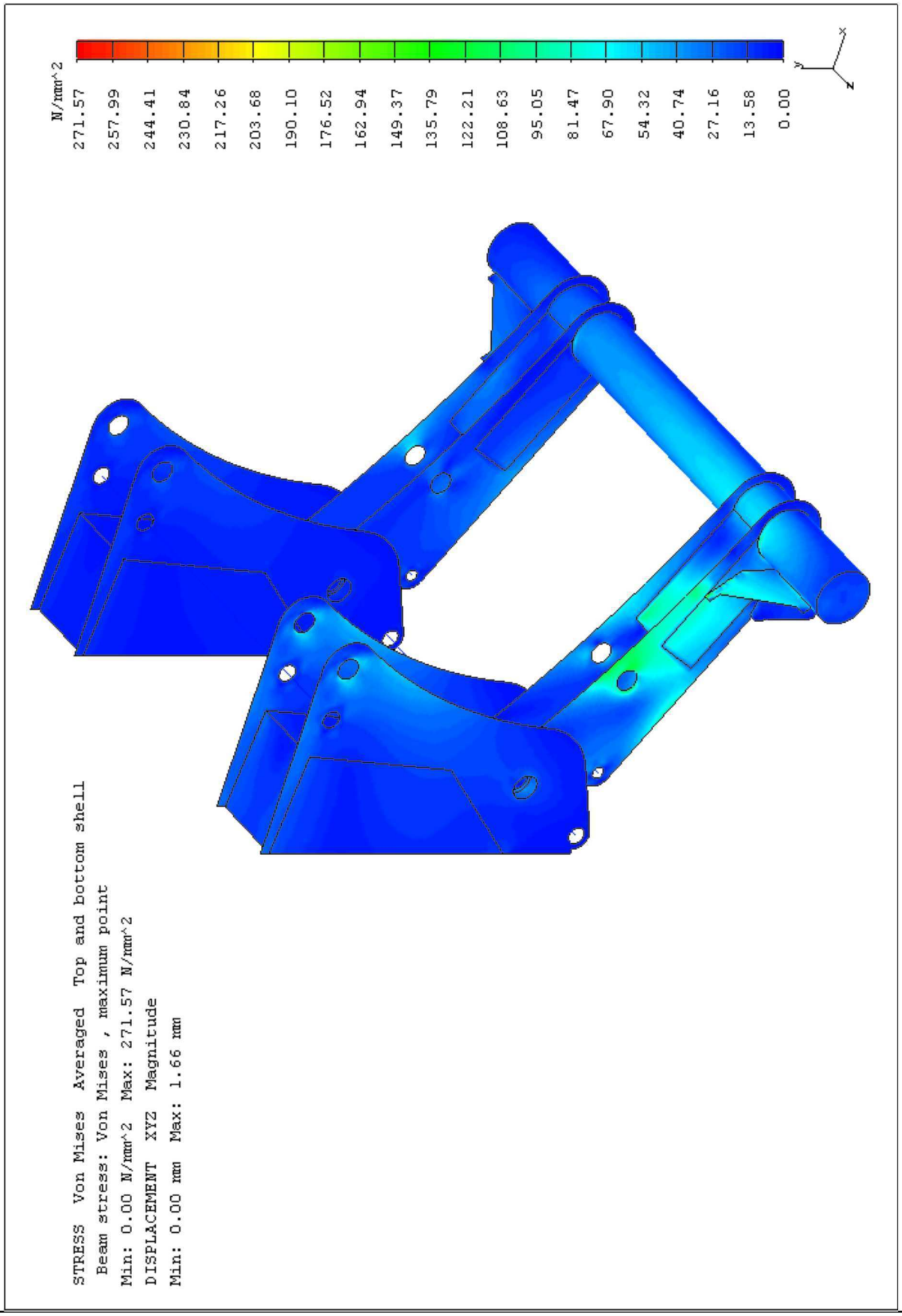


5.4. Otočný adaptér - režim 03 - zadní pohled

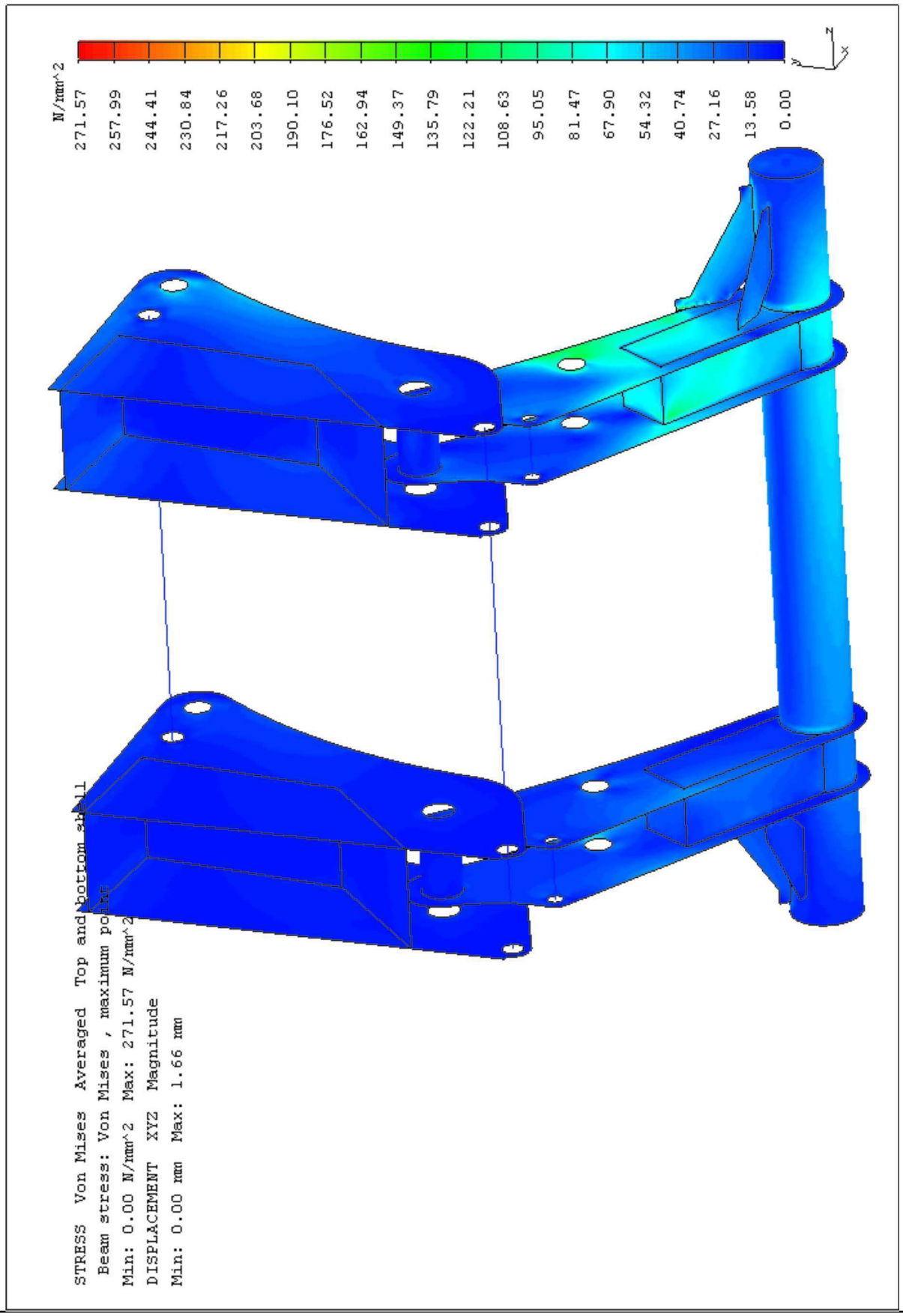


6. Režim 04

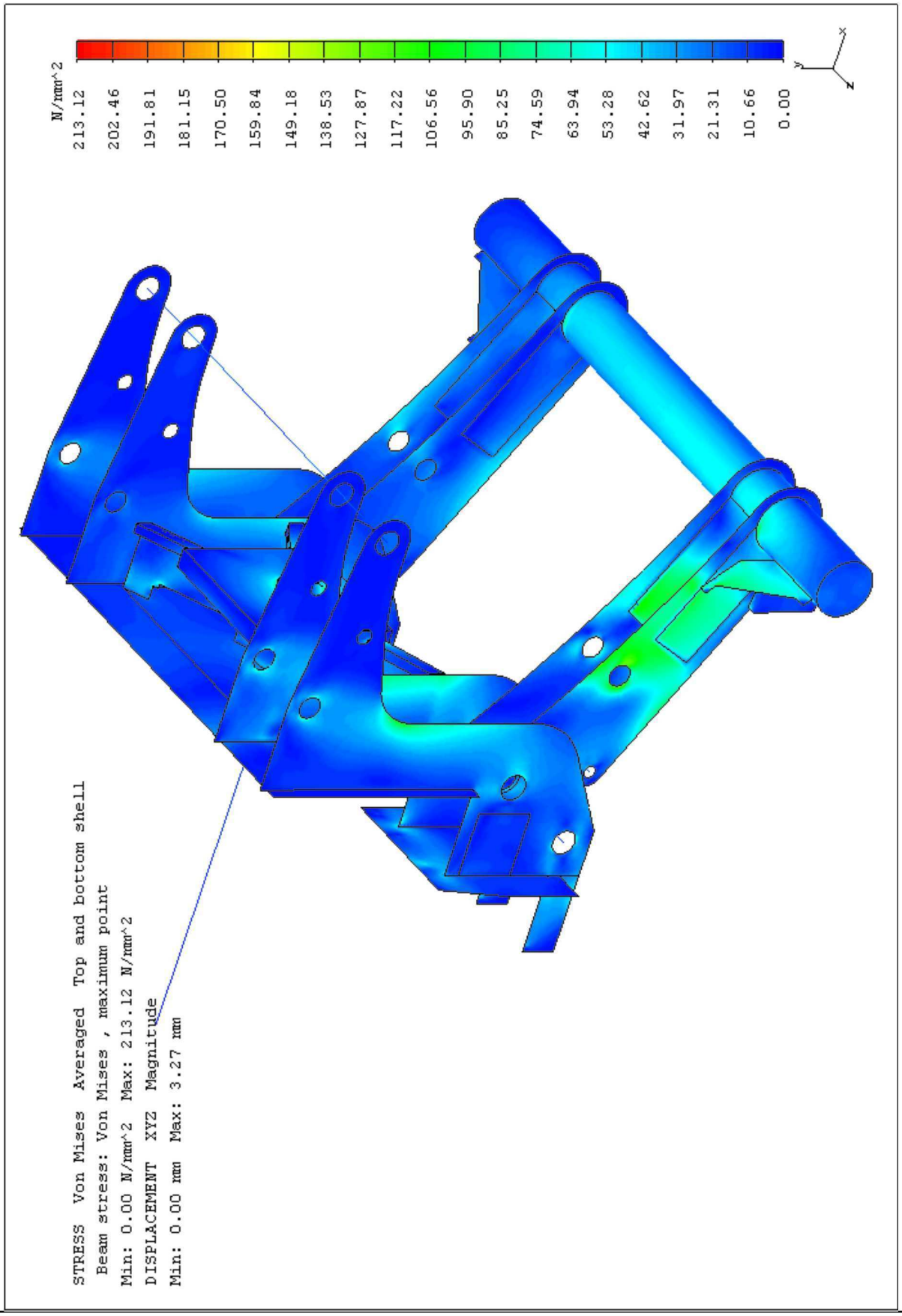
6.1. Pevný adaptér - režim 04 - přední pohled



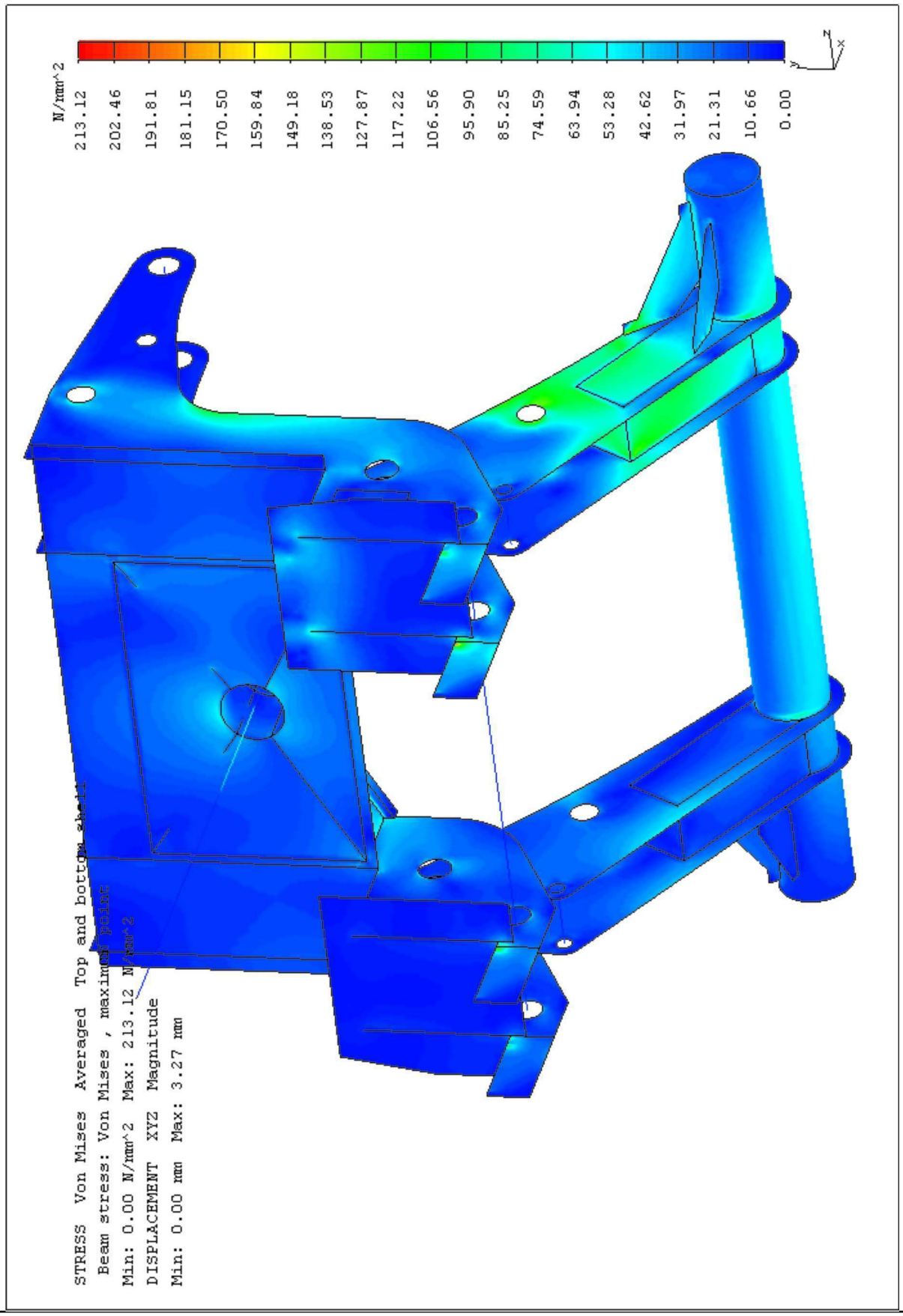
6.2. Pevný adaptér - režim 04 - zadní pohled



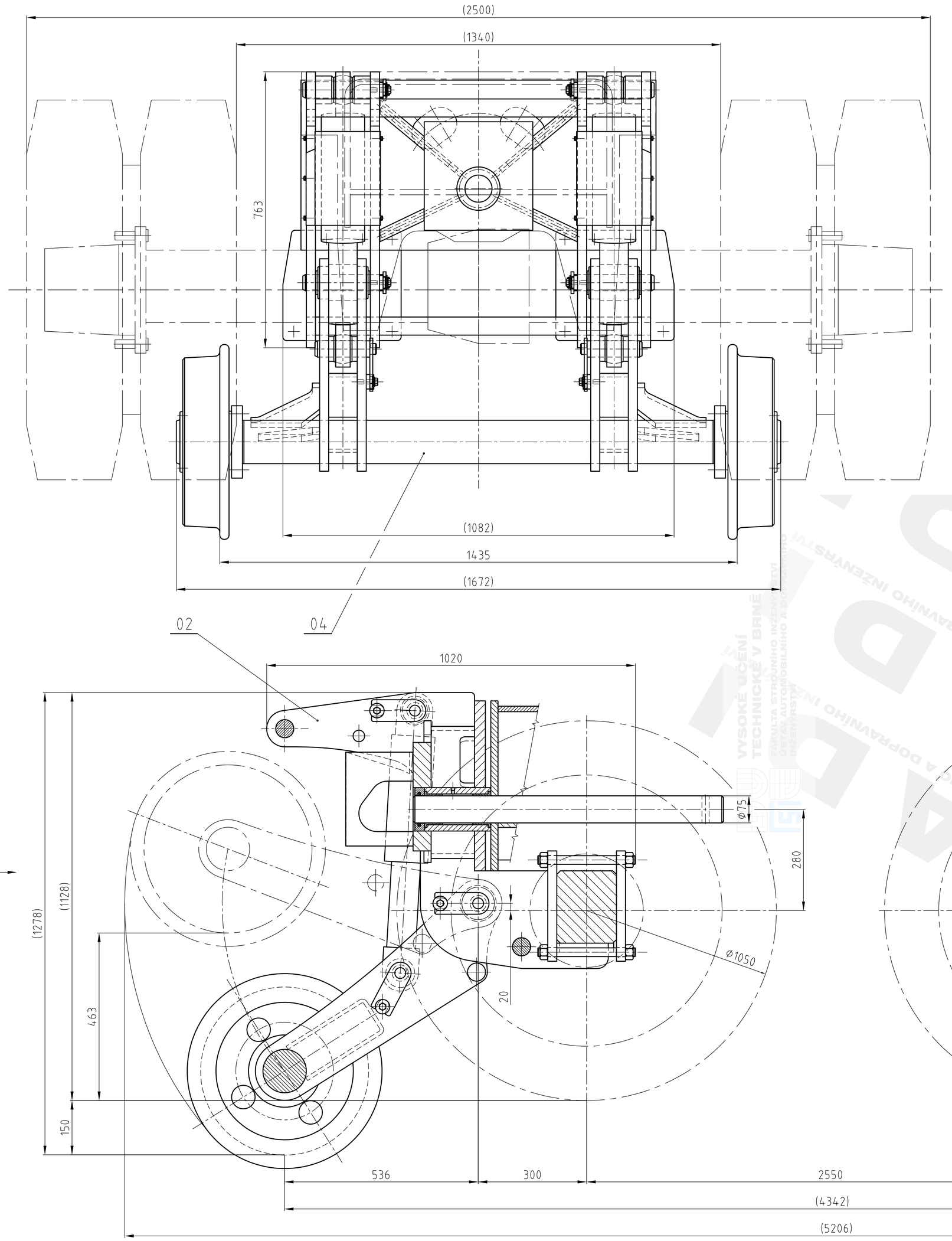
6.3. Otočný adaptér - režim 04 - přední pohled



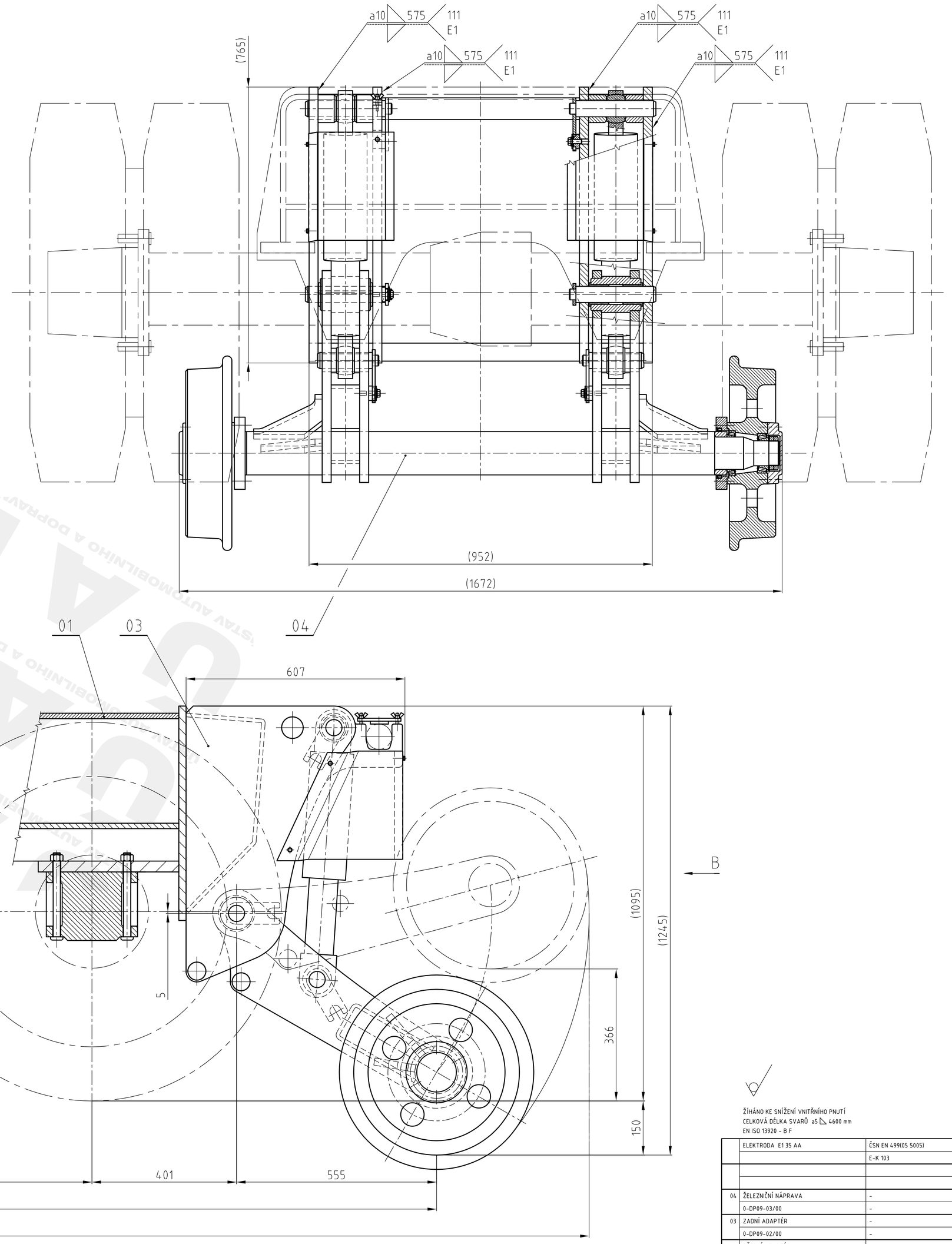
6.4. Otočný adaptér - režim 04 - zadní pohled



POHLED A



POHLED B

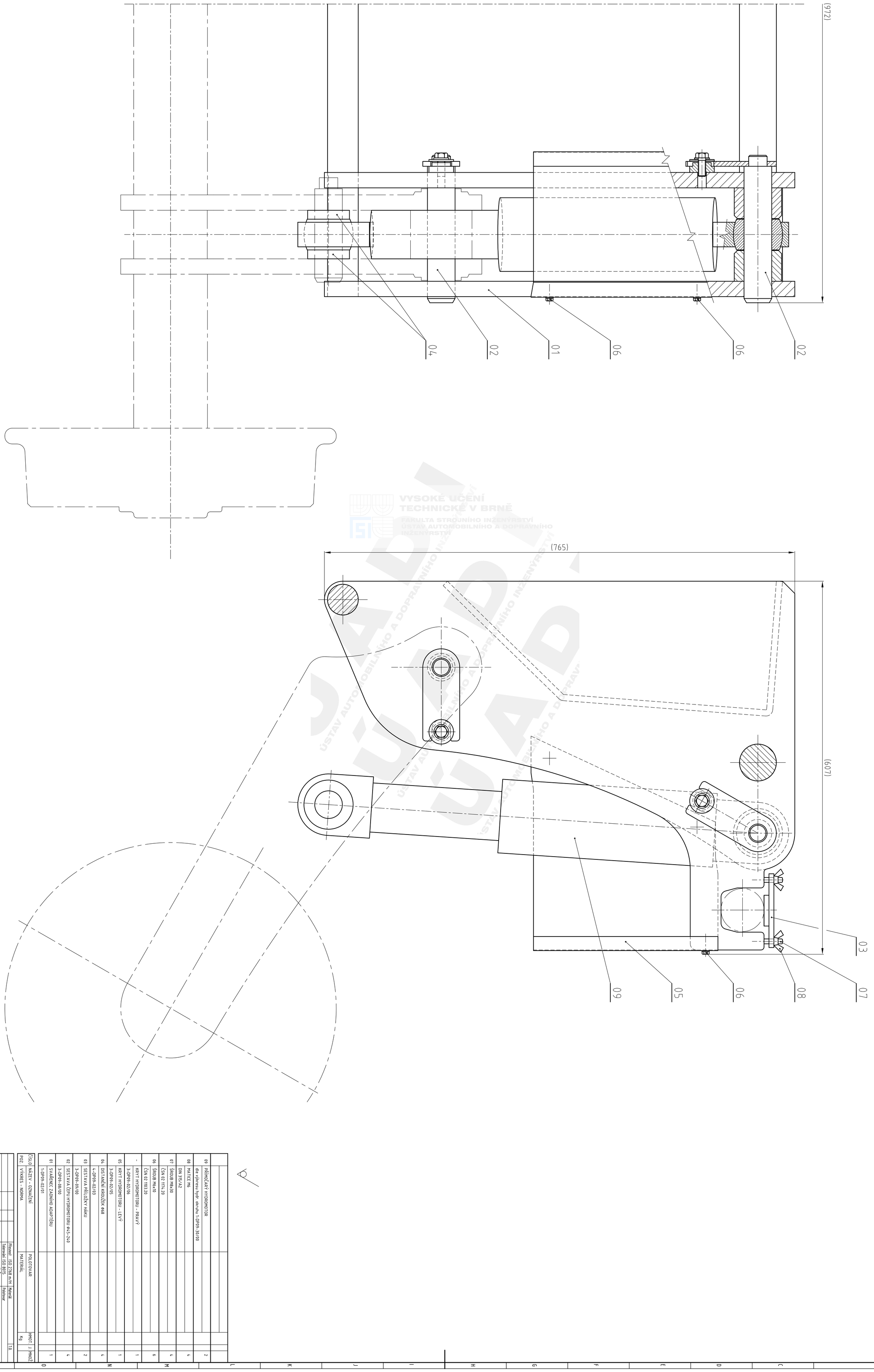


ŽÍHÁNO KE SNÍŽENÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ
CELKOVÁ DÉLKA SVARŮ a5 ◺ 4600 mm
EN ISO 13920 - B P

	ELEKTRODA E1 35 AA	ČSN EN 499(ISO 5005)			
		E-K 103			
04	ŽELEZNIČNÍ NÁPRAVA	-			1
	0-DP09-03/00	-			
03	ZADNÍ ADAPTÉR	-			1
	0-DP09-02/00	-			
02	PŘEDNÍ ADAPTÉR	-			1
	0-DP09-01/00	-			
01	PODVOZEK MHPlus	-			1
	0-DP09-20/00	-			

ČÍSLO POZ.	NÁZEV - OZNAČENÍ / VÝKRES - NORMA	POLOTOVAR / MATERIÁL	HMOT. / Kg	J.	MNOŽ.

Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál		T.O.
Tolerování ISO 8015	Polotovar		
Promítání	Hrubá hmotnost		
Změna / Datum / Index / Podpis	ÚADI - FSI - VUT Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka	Měřítko 1:5	Název SESTAVA PODVOZKU
Přezkoušel			
Technolog			
Normalizace	Starý výkres		Číslo výkresu 0-DP09- 00/00
Schválil	Č.seznamu		
Datum 25.05.2009	Č.archivu		List 1 / List



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ČÍSLO	NÁZEV - OZNAČENÍ	POLOTOVAR		HMOT.	MNOŽ.
POZ.	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL		Kg	
09	PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR				2
	dle výkresu hydr. okruhu 1-DP09-30/00				
08	MATICE M6				4
	DIN 315/A2				
07	ŠROUB M8x30				4
	ČSN 02 1174.20				
06	ŠROUB M6x10				6
	ČSN 02 1103.20				
-	KRYT HYDROMOTORU - PRAVÝ				1
	3-DP09-02/06				
05	KRYT HYDROMOTORU - LEVÝ				1
	3-DP09-02/05				
04	DISTANČNÍ KROUŽEK ø68				4
	4-DP09-02/03				
03	SESTAVA PŘÍLOŽKY HÁKU				2
	3-DP09-09/00				
02	SESTAVA ČEPU HYDROMOTORU ø45-240				4
	3-DP09-08/00				
01	SVAŘENEC ZADNÍHO ADAPTÉRU				1
	1-DP09-02/01				

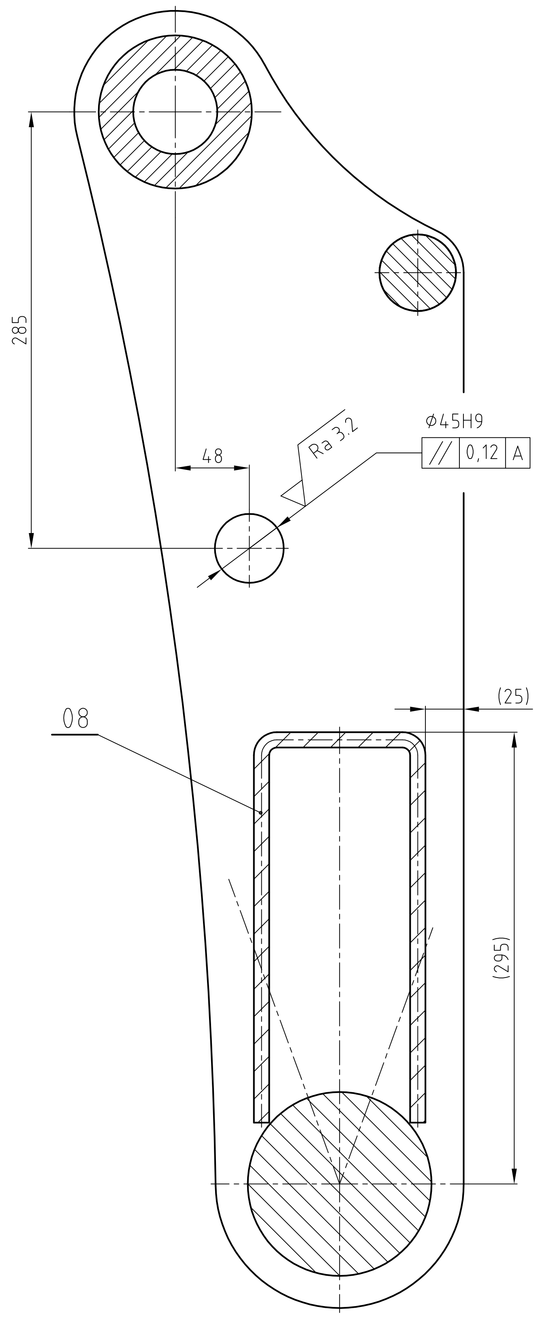
						Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál
						Tolerování ISO 8015	Polotovar
						Drsnost	Hrubá hmotnost
	Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl	Bc. DOHNAL Stanislav				Název	ZADNÍ ADAPTÉR	
Přezkoušel							
Technolog							
Normalizace					Číslo výkresu	0-DP09-02/00	
Schválil							
Datum	25.05.2009				List		

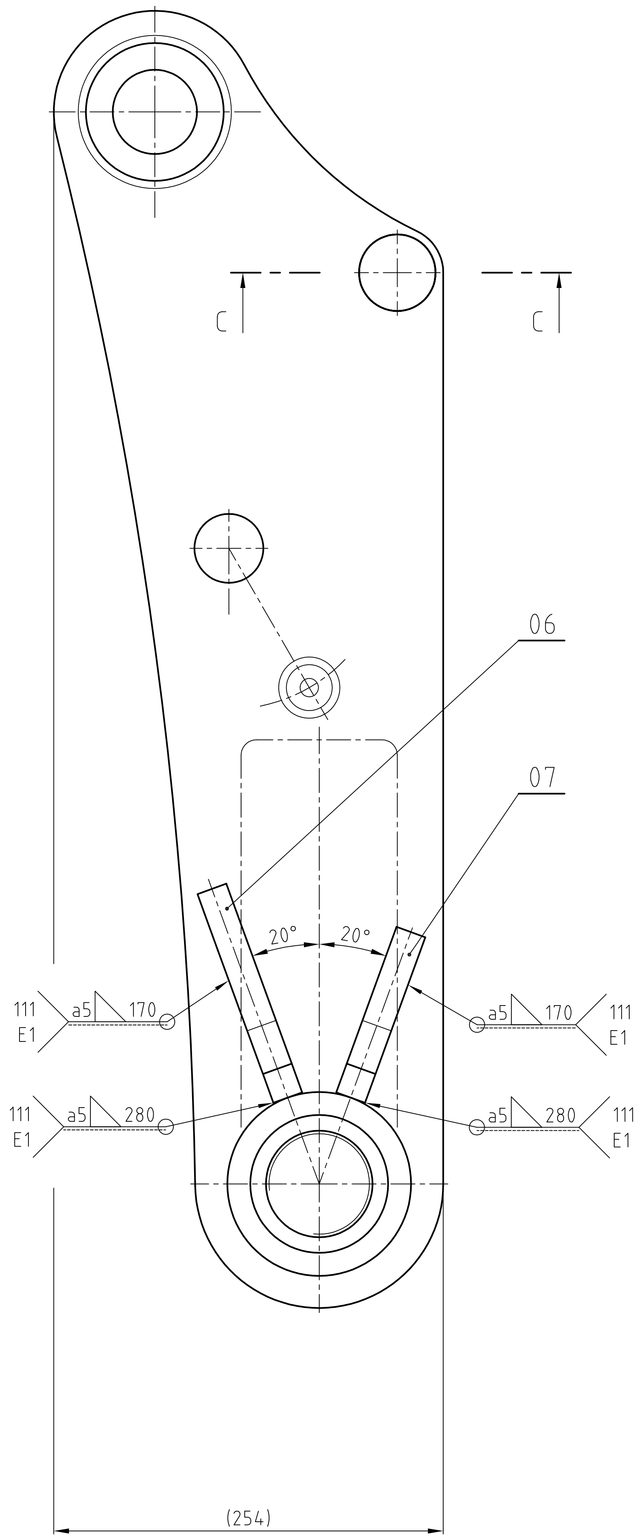
ÚADI - FSI - VUT
Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství

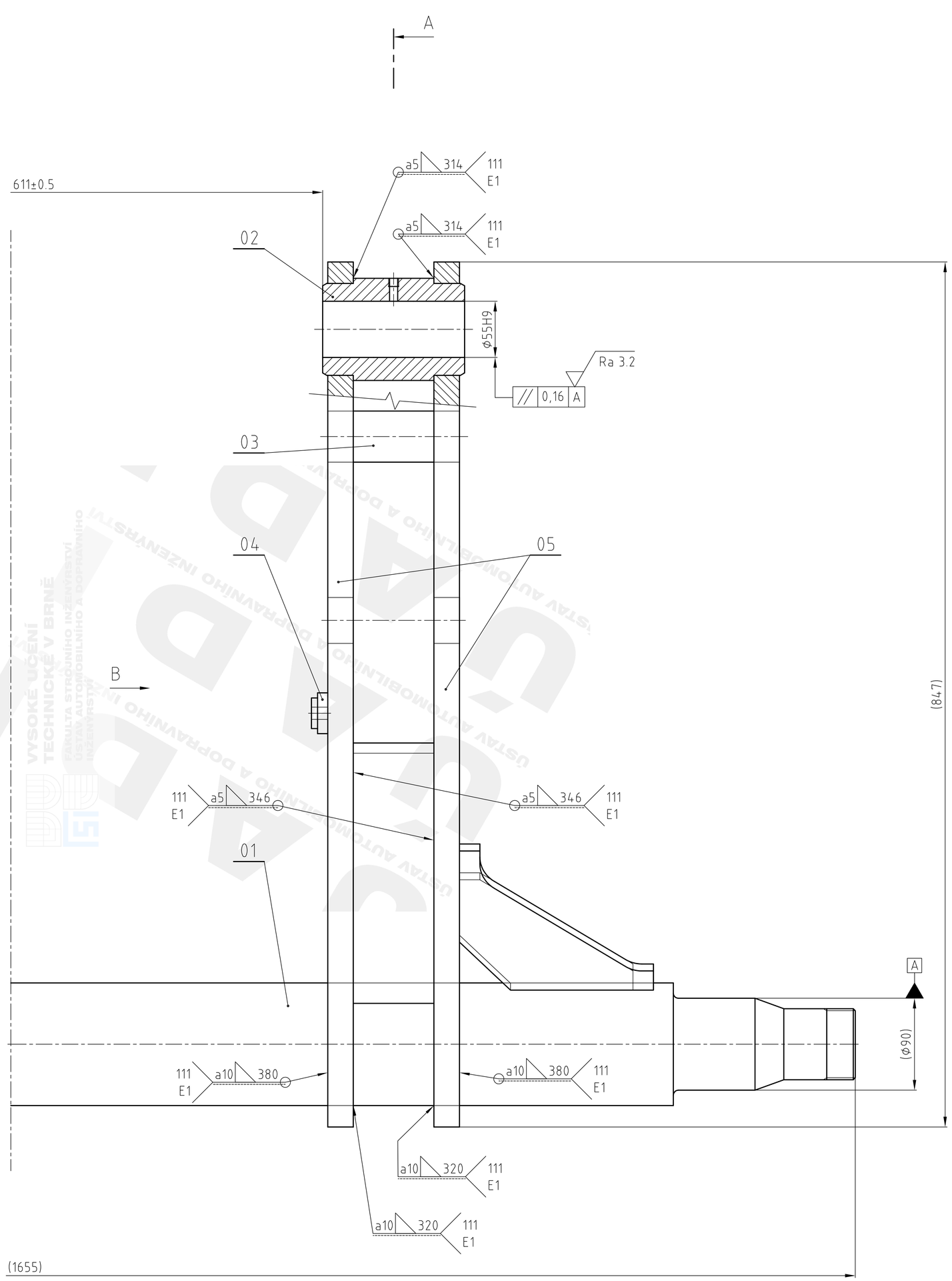
1:2

1.0

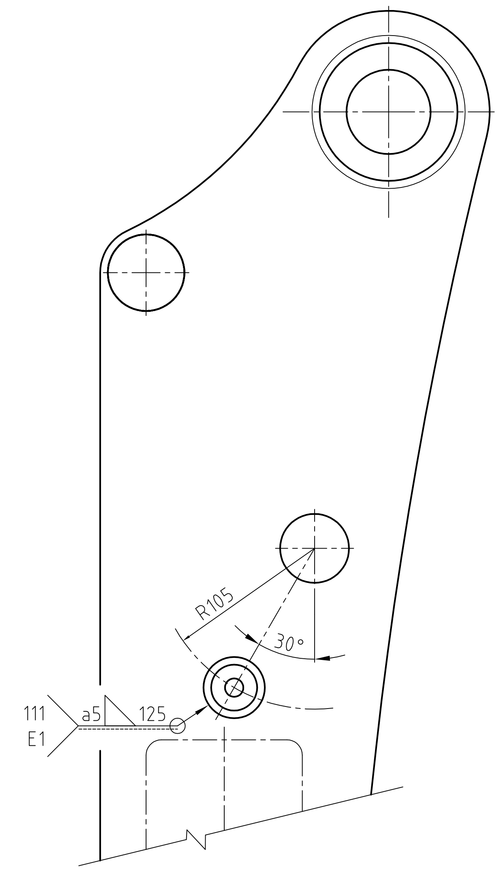
ŘEZ A - A



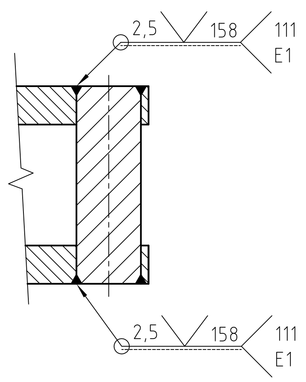




POHLED B



ŘEZ C - C



Ra 25

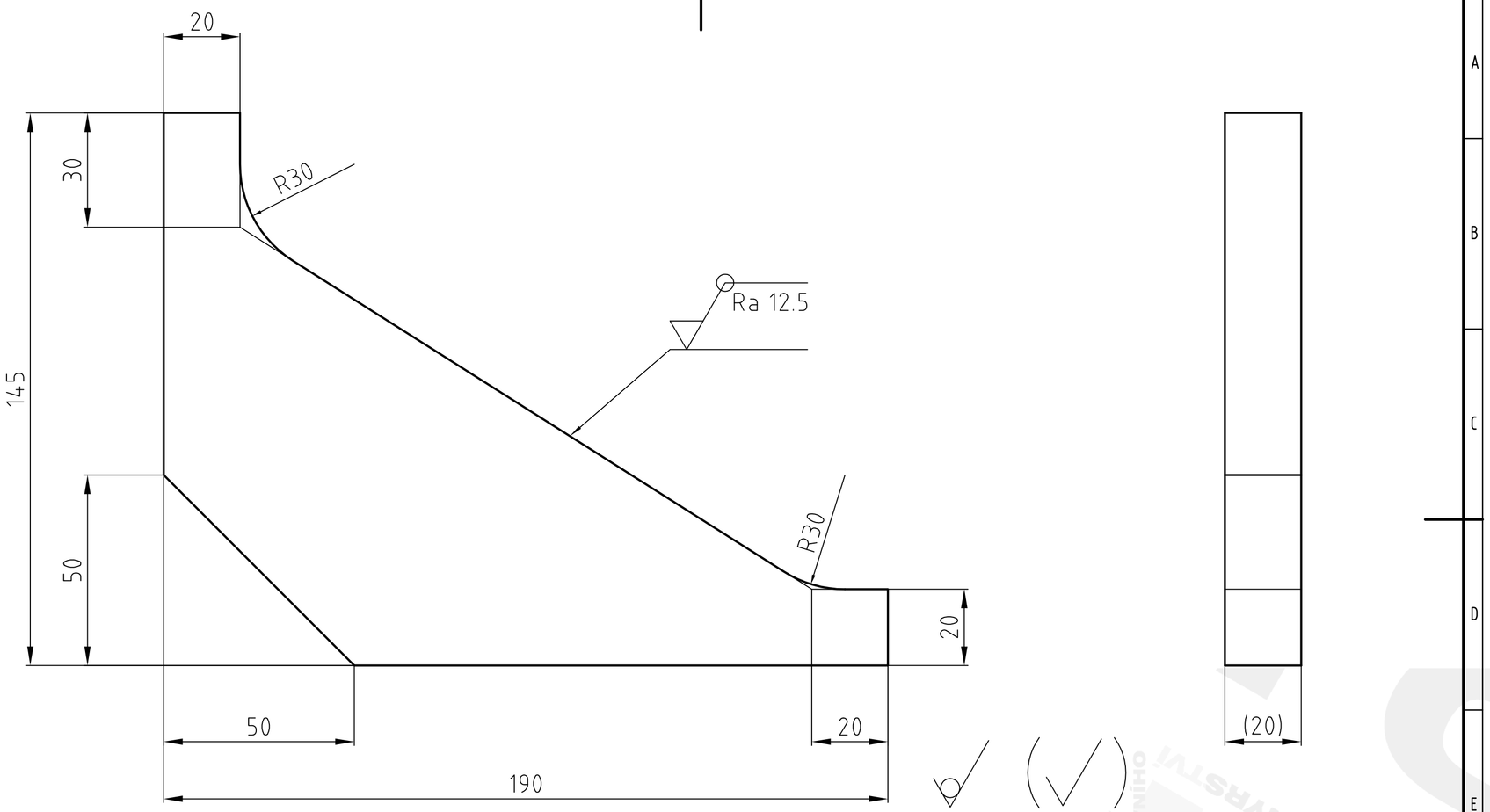
ŽÍHÁNO KE SNÍŽENÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ
CELKOVÁ DÉLKA SVARŮ a5 ◺ 3034 mm, a10 ◺ 1400 mm, 2,5 V 316 mm
EN ISO 13920 - B F

	ELEKTRODA E1 35 AA	ČSN EN 499(05 5005)			
		E-K 103			
08	VÝZTUHA RAMENE				2
	3-DP09-03/18				
07	ŽEBRO SPODNÍ				2
	3-DP09-03/17				
06	ŽEBRO HORNÍ				2
	3-DP09-03/16				
05	BOČNICE RAMENE				4
	2-DP09-03/15				
04	PODLOŽKA PŘÍLOŽKY				2
	4-DP09-03/14				
03	TYČ ϕ50-129				2
	4-DP09-03/13				
02	NÁBOJ RAMENE				2
	3-DP09-03/12				
01	OSA NÁPRAVY				1
	3-DP09-03/11				

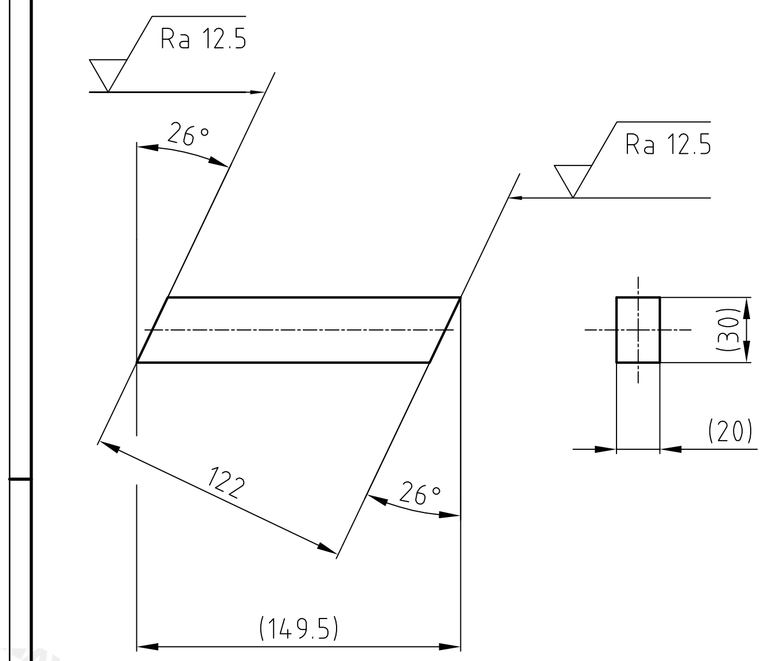
ČÍSLO	NÁZEV - OZNAČENÍ	POLOTOVAR	HMOT.	J	MNOŽ.
POZ.	VÝKRES - NORMA	MATERIÁL	Kg		

			Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál	T.Ú.
			Tolerování ISO 8015	Polotovar	
			Promítání	Hrubá hmotnost	
Změna	Datum	Index	Podpis	ÚADI - FSI - VUT	
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství	
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka	Měřítko		Název	
Přezkoušel		1:2		RAMENO NÁPRAVY	
Technolog					
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu	
Schválil	Seznamu			0-DP09-03/01	
Datum 25.05.2009	Sestavy 0-DP09-03/00			List 1	List

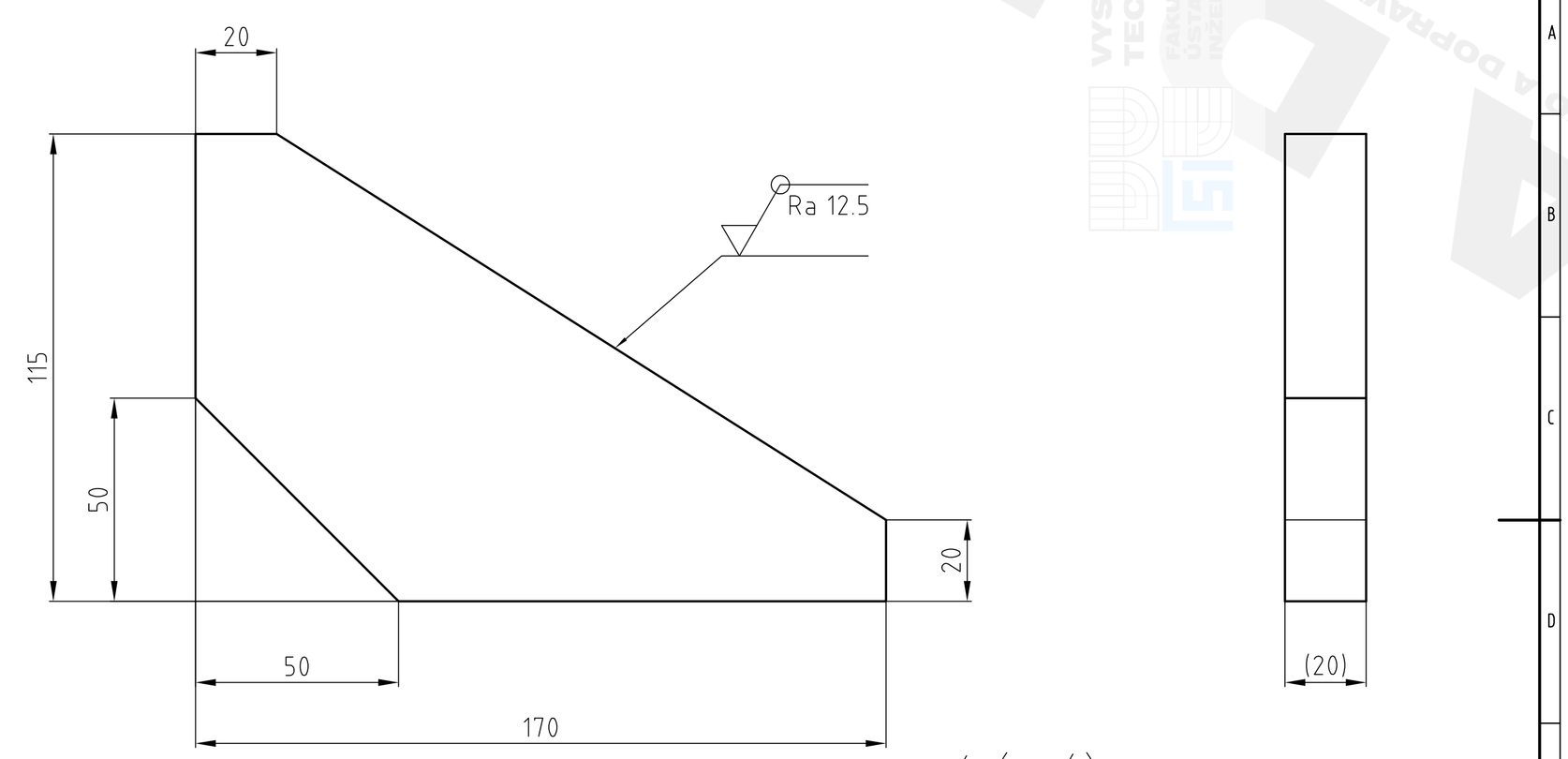
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ



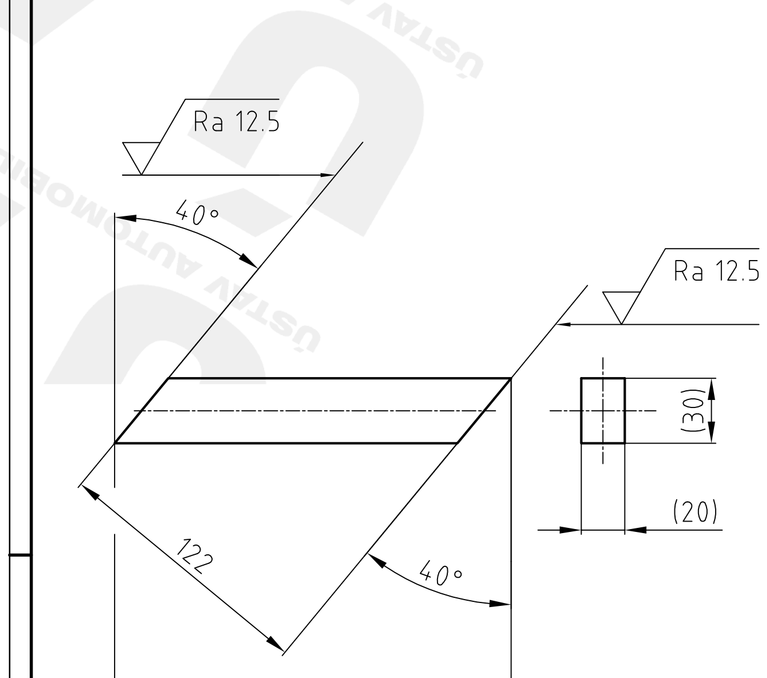
				Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál S 355 J0	T.O. 002
				Tolerování ISO 8015	Polotovar P20 - 195x150 ČSN EN 10029	
				Promítání	Hrubá hmotnost 0,9	
				ÚADI - FSI - VUT		
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka		Měřítko	Název		
Přezkoušel			1:1	ŽEBRO HORNÍ		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu			3-DP09- 03/04		
Datum 25.05.2009	Č.sestavy			Listů X	List X	



				Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál S 355 J2	T.O. 002
				Tolerování ISO 8015	Polotovar PLO 30x20 ČSN EN 10058	
				Promítání	Hrubá hmotnost 0,7	
				ÚADI - FSI - VUT		
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka		Měřítko	Název		
Přezkoušel			1:2	PÁSNICE SPODNÍ		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu			4-DP09- 01/07		
Datum 25.05.2009	Č.sestavy			Listů	List	



				Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál S 355 J0	T.O. 002
				Tolerování ISO 8015	Polotovar P15 - 175x120 ČSN EN 10029	
				Promítání	Hrubá hmotnost 0,8	
				ÚADI - FSI - VUT		
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka		Měřítko	Název		
Přezkoušel			1:1	ŽEBRO SPODNÍ		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu			3-DP09- 03/05		
Datum 25.05.2009	Č.sestavy			Listů	List	



				Přesnost ISO 2768 m/H	Materiál S 355 J2	T.O. 002
				Tolerování ISO 8015	Polotovar PLO 30x20 ČSN EN 10058	
				Promítání	Hrubá hmotnost 0,9	
				ÚADI - FSI - VUT		
				Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství		
Změna	Datum	Index	Podpis			
Navrhl Bc. DOHNAL	Poznámka		Měřítko	Název		
Přezkoušel			1:2	PÁSNICE HORNÍ		
Technolog						
Normalizace	Starý výkres			Číslo výkresu		
Schválil	Č.seznamu			4-DP09- 01/06		
Datum 25.05.2009	Č.sestavy			Listů	List	