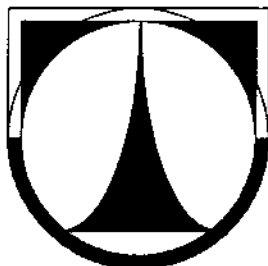


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



**ZMĚNA KONSTRUKCE STÁVAJÍCÍ KUŽELOVÉ  
PŘEVODOVKY TRAMVAJE**

**THE MODIFICATION OF THE CONSTRUCTION OF THE  
EXISTING BEVEL GEARBOX OF TRAM**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Radek Vodička**

Prosinec 2008



**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů

Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

**ZMĚNA KONSTRUKCE STÁVAJÍCÍ KUŽELOVÉ  
PŘEVODOVKY TRAMVAJE**

**THE MODIFICATION OF THE CONSTRUCTION OF THE  
EXISTING BEVEL GEARBOX OF TRAM**

Diplomová práce

KSD – DP – 565

Radek Vodička

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Konzultant diplomové práce: Ing. Milan Doležal

Počet stran : 55

Počet obrázků: 32

Počet tabulek: 12

Počet příloh : 6

Počet výkresů : 4

Prosinec 2008

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**



## **ZMĚNA KONSTRUKCE STÁVAJÍCÍ KUŽELOVÉ PŘEVODOVKY TRAMVAJE**

### **Anotace**

Cílem této diplomové práce je úprava konstrukce převodové skříně tramvajové převodovky, která umožní navýšení přenášeného výkonu a snížení nákladů na výrobu. K tomuto účelu je použita metoda konečných prvků.

Klíčová slova: převodová skříň, litina s kuličkovým grafitem, metoda konečných prvků

## **THE MODIFICATION OF THE CONSTRUCTION OF THE EXISTING BEVEL GEARBOX OF TRAM**

### **Annotation**

The content of the thesis is the modification of the construction of the tram gear case. This gear case makes possible to increase transmit power and reduces production costs at once. For this purpose the finite element method is used.

Key words: gear case, spheroidal graphite cast iron, finite element method

Počet stran: 55

Počet obrázků: 32

Počet tabulek: 12

Počet příloh: 6

Počet výkresů: 4

## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V ..... dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za cenné připomínky, rady a podněty. Dále také Ing. Milanu Doležalovi za věnovaný čas, pomoc a poskytnutí materiálů a podkladů k vypracování diplomové práce. V neposlední řadě děkuji svým rodičům, kteří mi byli velkou oporou po celou dobu studia.

## Seznam symbolů a jednotek

$\alpha$	součinitel teplotní roztažnosti	[K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_0$	normálový úhel záběru	[°]
$\beta_e$	úhel sklonu boční křivky zubu na velkém průměru	[°]
$\beta_m$	úhel sklonu boční křivky zubu na středním průměru	[°]
$\beta_i$	úhel sklonu boční křivky zubu na malém průměru	[°]
$\delta_r$	úhel roztečného kužele	[°]
$\lambda$	součinitel teplotní vodivosti	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\rho$	měrná hmotnost	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\mu$	součinitel adheze	[-]
$\sigma_c$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{max}$	maximální normálové napětí	[MPa]
A, B, ... E	označení podpor	[-]
$A_5$	tažnost	[%]
$a_w$	posunutí pastorku	[mm]
B	magnetická indukce	[T]
b	šířka ozubení	[mm]
$D_{max}$	průměr nového kola	[mm]
$D_s$	průměr středně opotřebovaného kola	[mm]
$D_{min}$	průměr opotřebovaného kola	[mm]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F_a$	axiální síla	[N]
$F_{ad}$	adhezní síla	[N]
$F_{tr}$	trakční síla	[N]
$F_{kmax}$	max. hnací síla na obvodě dvojkolí	[N]
$F_N$	normálová síla	[N]
$F_r$	radiální síla	[N]
$F_t$	obvodová síla	[N]
f	součinitel tření	[-]
$f_r$	rotorová frekvence	[Hz]
$f_z$	zubová frekvence	[Hz]
i	převodový poměr	[-]
$i_v$	virtuální převodový poměr	[-]

KCU3	vrubová houževnatost	[J.cm <sup>-2</sup> ]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
L <sub>1</sub> , L <sub>2</sub> , ... L <sub>5</sub>	vzdálenosti podpor	[mm]
m <sub>n</sub>	normálový modul	[mm]
m <sub>t</sub>	čelní modul	[mm]
n <sub>j</sub>	jmenovité otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
n <sub>1max</sub>	maximální vstupní otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
n <sub>2max</sub>	maximální výstupní otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
P <sub>j</sub>	jmenovitý výkon motoru	[W]
Q <sub>dv</sub>	maximální nápravové zatížení dvojkolí	[N]
R	měrný elektrický odpor	[Ω.m]
R <sub>m</sub>	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R <sub>p0,2</sub>	smluvní mez kluzu	[MPa]
r <sub>e</sub>	poloměr roztečné kružnice vnější	[mm]
r <sub>m</sub>	poloměr roztečné kružnice střední	[mm]
T <sub>j</sub>	jmenovitý moment motoru	[N.m]
T <sub>max</sub>	maximální moment motoru	[N.m]
v	rychlost	[m.s <sup>-1</sup> ]
v <sub>max</sub>	maximální rychlost tramvaje	[m.s <sup>-1</sup> ]
Z	kontrakce	[%]
X <sub>A</sub> , ... X <sub>E</sub>	reakce v ložiskách ve směru osy X	[N]
Y <sub>A</sub> , ... Y <sub>E</sub>	reakce v ložiskách ve směru osy Y	[N]
Z <sub>B</sub> , ... Z <sub>E</sub>	reakce v ložiskách ve směru osy Z	[N]
z	počet zubů	[-]
z <sub>v</sub>	virtuální počet zubů	[-]

## Obsah

1	ÚVOD .....	11
2	ZÁKLADNÍ ÚDAJE A TECHNICKÉ PARAMETRY .....	12
2.1	TECHNICKÁ CHARAKTERISTIKA TRAMVAJE TATRA RT8D5M .....	12
2.2	KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ PŘEVODOVKY TRAMVAJE RT8D5M .....	13
2.3	NÁPRAVOVÉ PŘEVODOVKY - STRUČNÝ PŘEHLED .....	19
3	VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ .....	22
3.1	STANOVENÍ VÝPOČTOVÉHO BODU .....	22
3.2	ZATÍŽENÍ SKŘÍNĚ POCHÁZEJÍCÍ ZE ZÁBĚRU .....	23
3.2.1	Základní geometrické veličiny soukolí .....	23
3.2.2	Zatížení ložisek-otáčky vlevo .....	24
3.2.3	Zatížení ložisek-otáčky vpravo .....	28
3.3	BUDÍCÍ FREKVENCE .....	32
4	KONSTRUKCE VÝPOČTOVÉHO MODELU .....	33
4.1	ZAVEDENÁ TVAROVÁ ZJEDNODUŠENÍ .....	34
4.2	MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI PŮVODNÍ SKŘÍNĚ .....	36
5	VÝSLEDKY VÝPOČTU MKP PŮVODNÍ SKŘÍNĚ .....	37
5.1	VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-LEVÝ CHOD .....	37
5.2	VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-PRAVÝ CHOD .....	39
5.3	VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY .....	41
6	ÚPRAVA KONSTRUKCE PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ .....	42
6.1	ZMĚNA MATERIÁLU .....	42
6.2	ÚPRAVY TVARU HORNÍHO A DOLNÍHO DÍLU SKŘÍNĚ .....	42
6.3	PŘÍZPŮSOBENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU .....	45
6.4	MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI UPRAVENÉ SKŘÍNĚ .....	46
7	VÝSLEDKY VÝPOČTU MKP MODIFIKOVANÉ SKŘÍNĚ .....	47
7.1	VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-LEVÝ CHOD .....	47
7.2	VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-PRAVÝ CHOD .....	49
7.3	VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY .....	51
7.4	POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU PŮVODNÍ A MODIFIKOVANÉ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ .....	51
8	ZÁVĚR .....	54
	Seznam použité literatury .....	55

# 1 ÚVOD

Jedním z měřítek technické úrovně a vyspělosti společnosti se v současné době stává mimo jiné i hodnocení způsobu dopravy. S rozvojem vědy a techniky dochází k neustálé modernizaci a inovaci dnes již pro převážnou většinu velkých měst běžných dopravních prostředků, mezi které lze zařadit i tramvajové vozy. Jednoznačným vývojovým trendem jsou vozidla velké přepravní kapacity a vysoké dynamiky jízdy, vyšší rychlosti a snížené energetické náročnosti. Zvýšená pozornost je také v současnosti věnována zkrácení přepravních časů, navýšení komfortu cestujících i obsluhy, bezpečnosti a hospodárnosti provozu a v neposlední řadě i účinkům na životní prostředí. V nedávné době došlo k rozšíření přepravní kapacity dopravního systému filipínského města Manila o 73 rychlodrážních tramvají Tatra RT8D5M. Jízda vozidla, resp. přenos výkonu od trakčního motoru na hnací dvojkolí, se uskutečňuje prostřednictvím kuželové nápravové převodovky, která je předmětem této práce.

Cílem diplomové práce je úprava a optimalizace převodové skříně převodovky za pomoci metody konečných prvků. Na základě dosažených výsledků pevnostní a modální analýzy je provedena modifikace převodové skříně. Dále je přihlédnuto k plánovanému navýšení přenášeného výkonu oproti současnému stavu.

V první části práce je uvedena základní charakteristika a technické parametry tramvaje a nápravové převodovky s popisem stávajícího konstrukčního řešení. Jsou zde uvedeny možná konstrukční uspořádání převodových ústrojí kolejových vozidel a také stručný přehled produktů jiných výrobců.

Druhá část se zabývá krátkým popisem metody konečných prvků, výpočtem zatížení skříně. Jsou zde popsány zavedená zjednodušení při tvorbě výpočtového modelu, definování geometrických a silových okrajových podmínek a nanesení sítě konečných prvků na výpočtový model.

Další část obsahuje dosažené výsledky analýzy MKP původní skříně, zhodnocení a význam vypočtených parametrů, jež jsou základem pro zavedení úprav převodové skříně.

V další části jsou popsány změny výpočtového modelu odpovídajícího upravené převodové skříně. Dále přepočítá metodou MKP společně s dosaženými výsledky pevnostní a modální analýzy.

V závěru je uvedeno celkové hodnocení výsledků a porovnání původní a optimalizované převodové skříně.

## 2 ZÁKLADNÍ ÚDAJE A TECHNICKÉ PARAMETRY

### 2.1 TECHNICKÁ CHARAKTERISTIKA TRAMVAJE TATRA RT8D5M

Tramvaj RT8D5M je velkokapacitní rychlodrážní vozidlo (obr. č. 1) určené pro provoz na kolejových tratích s rozchodem 1435 mm, patřící svými parametry do kategorie tzv. light train. Vozidlo koncepčně vychází z osvědčeného typu Tatra KT8D5. Skládá se ze tří článků, které jsou navzájem spojeny klouby.



Obr. č. 1: Tramvaj Tatra RT8D5M. (Firemní prospekt ČKD)

Pod každým krajním článkem a pod spojeními mezi jednotlivými články jsou umístěny podvozky. Všechny podvozky jsou trakční. Rám podvozku je tvořen dvěma pružně spojenými půlramy, vozové skříně jsou na podvozcích spojeny prostřednictvím kolébkového vypružení.

Vozidlo je poháněno osmi stejnosměrnými motory, které jsou osazeny pulzními měniči osazenými IGBT tranzistory. Elektrická výzbroj vozu je přizpůsobena pro spřažení až čtyř vozidel do jedné vlakové soupravy, řízené z prvního stanoviště ve směru jízdy. Přenos výkonu od motoru na hnací dvojkolí se uskutečňuje prostřednictvím kardanu a nápravové převodovky.



Základní technické údaje dle [3] jsou uvedeny níže.

Délka skříně tramvaje .....	30300 mm
Max. délka tramvaje přes spřáhla .....	31720 mm
Max. šířka skříně .....	2500 mm
Výška skříně .....	3730 mm
Výška se staženým sběračem .....	3660 mm
Výška se vztyčeným sběračem .....	6130 mm
Rozvor podvozku .....	1900 mm
Vzdálenost otočných čepů .....	3 x 7500 mm
Hmotnost prázdné tramvaje .....	48,6 t + 4,5 %
Hmotnost podvozku hlavního/kloubového .....	3860/4040 kg
Hmotnost plně obsazené tramvaje .....	70,4 t + 3%
Max. nápravové zatížení dvojkolí .....	95,83 kN (9.6 t)
Počet míst k sezení .....	74
Počet míst ke stání .....	320
Celková kapacita (8 os/m <sup>2</sup> ) .....	394
Max. provozní rychlost .....	65 km/h
Jmenovité trakční napětí .....	750 V DC
Výkon motorů .....	8 x 64,5 kW
Pomocná napětí .....	48/24 V DC + 3 x 480 V AC

## **2.2 KONSTRUKČNÍ PŘEVODOVKY TRAMVAJE RT8D5M**

Pohon vozidla RT8D5M se uskutečňuje prostřednictvím osmi trakčních elektromotorů TE026A01-4. Technické údaje motoru dle [3] jsou uvedeny níže. Přenos výkonu od motoru na hnací dvojkolí je zajištěn prostřednictvím kloubového hřídele a nápravové převodovky. Jedná se o kuželovou hypoidní převodovku s cykloploidním

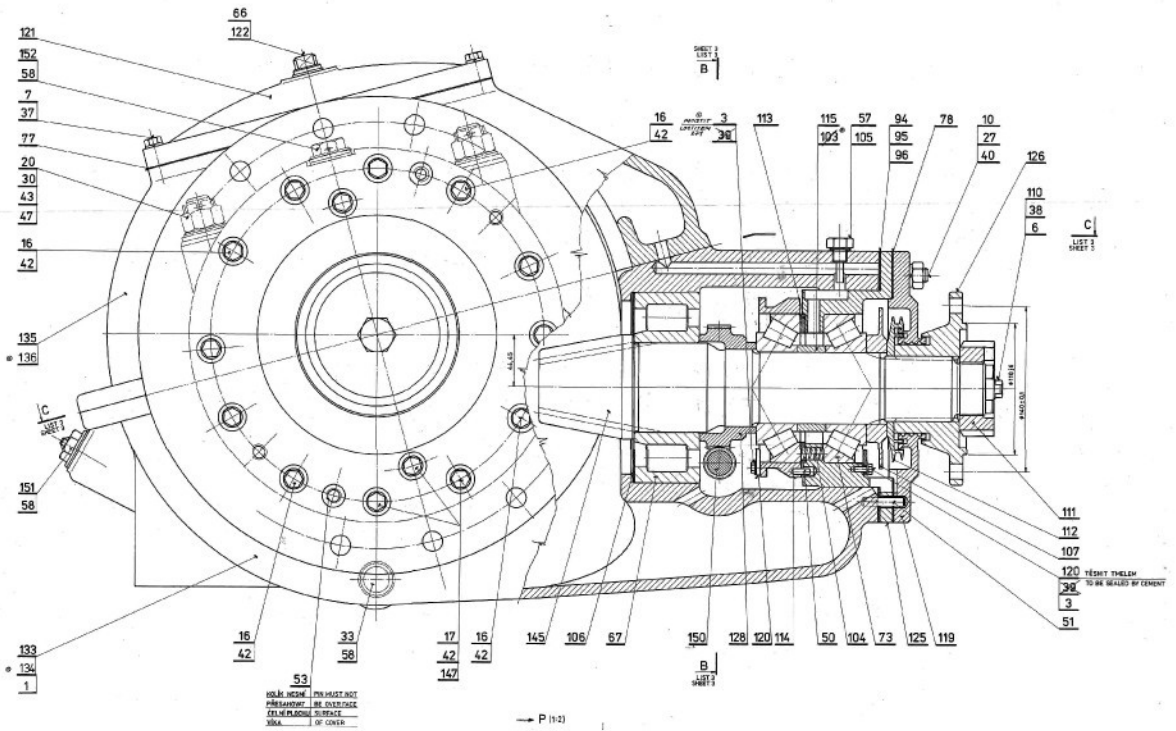
ozubením Klingelberg. Převodovka je jednostupňová se stálým převodem. Vypracovaný 3D CAD model ukazuje obr. č. 2.



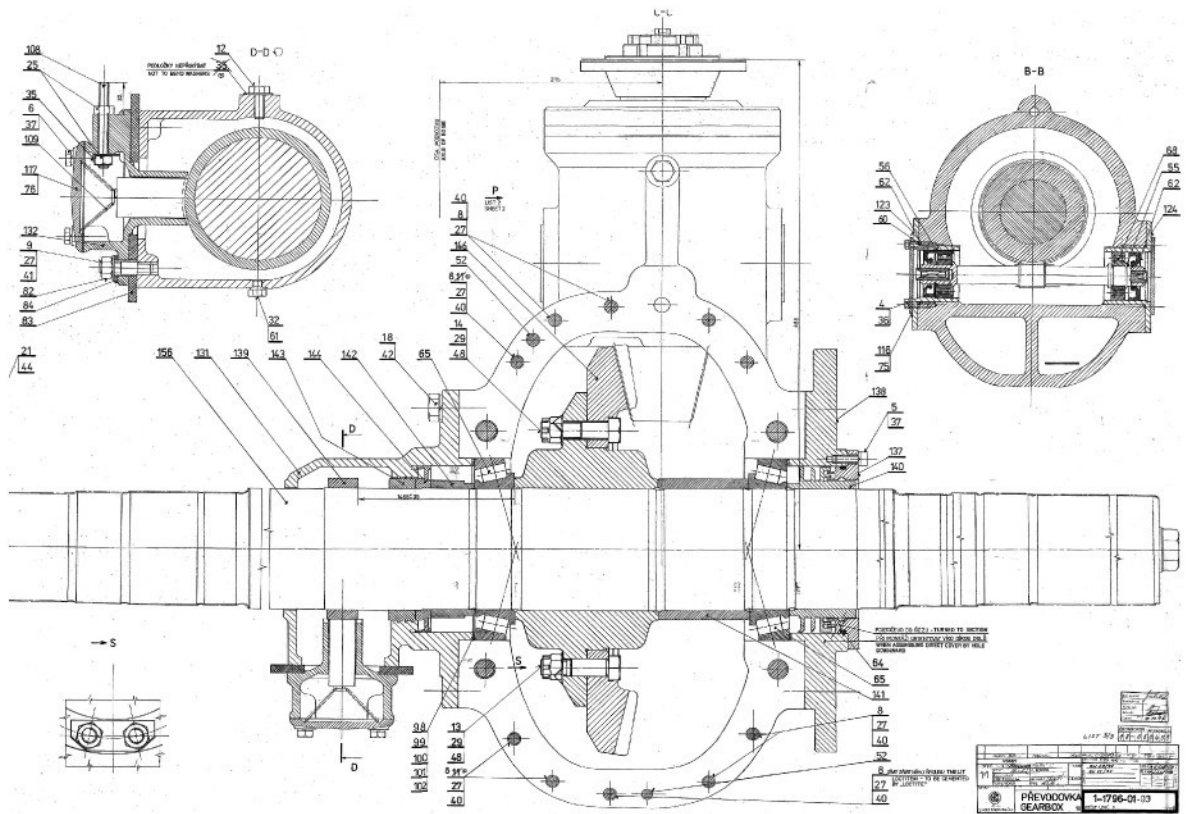
Obr. č. 2: Nápravová převodovka. (3D CAD model Pro/Engineer)

Soukolí je tvořeno pastorkem (poz. 145 na obr. č. 3) a talířovým kolem (poz. 146 na obr. č. 4). Uložení pastorku v převodové skříni je provedeno prostřednictvím jednoho válečkového ložiska pro zachycení radiální síly a dvou kuželíkových ložisek pro zachycení radiální a axiální síly, pocházející ze záběru ozubených kol. Náhon otáčkoměru je realizován šroubovým soukolím. Kolo pohonu otáčkoměru (poz. 128 na obr. č. 3) je nalisováno na hřídeli kuželového pastorku. Hnaným členem je pastorek otáčkoměru, který je proveden jako jeden díl společně s hřídelí (poz. 150 na obr. č. 3) a je uložen ve dvou dvouradých kuličkových ložiskách. Talířové kolo je přišroubováno k náboji, který je nalisovaný přímo na nápravě. Ta je ve skříni uložena ve dvou kuželíkových ložiskách.

Mazání převodovky je provedeno rozstříkem oleje při brodění talířového kola v olejové náplni. Pomocí tvarových kanálů v převodové skříni je olej dopravován ke všem potřebným dílům. Utěsnění pohyblivých částí je realizováno bezdotykovým labyrintovým těsněním. Chlazení převodovky je přirozené (prouděním okolního vzduchu).

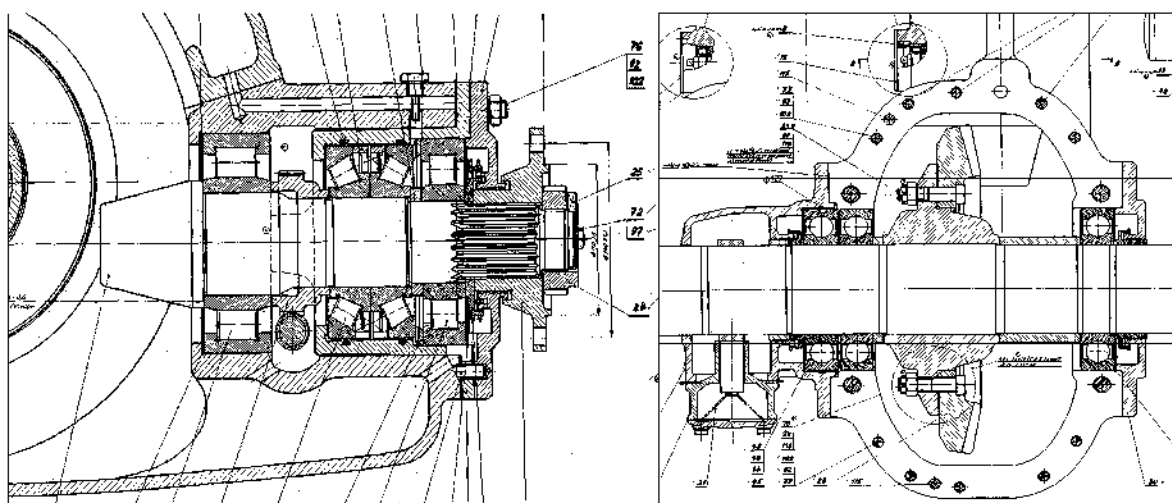


Obr. č. 3: Uložení pastorku. (Materiály fy Wikov MGI)



Obr. č. 4: Uložení talířového kola s nápravou. (Materiály fy Wikov MGI)

V rámci modernizace převodovky tramvaje Tatra RT8D5M bylo provedeno několik konstrukčních úprav, na které se tato práce snaží navázat. První úpravou je změna uložení pastorku a tal. kola kuželového soukolí. V původním uspořádání byl pastorek uložen ve dvou válečkových ložiskách pro zachycení radiálních sil a dvou kuželíkových ložiskách, které zachycovaly pouze axiální síly. Zamezení otáčení vnějších kroužků kuželíkových ložisek bylo provedeno nasunutím ložisek do dvojice o-kroužků 120x5 ČSN 029281. Tal. kolo bylo přišroubováno k náboji a nalisováno na nápravu uloženou v převodové skříni pomocí trojice kuličkových ložisek pro zachycení radiálních a axiálních sil. Kuličkové ložisko v pravém víku přenášelo pouze axiální sílu. Zamezení otáčení vnějšího kroužku bylo provedeno opět nasunutím ložiska do o-kroužku 200x5 ČSN 029281. Provedení je patrné z obr. č. 5.



Obr. č. 5: Původní konstrukční uspořádání uložení pastorku a tal. kola.

V průběhu provozu se ukázalo, že působením teplotního zatížení a chemických vlivů docházelo ke změně vlastností o-kroužků (vytvrdnutí), v důsledku čehož docházelo k uvolnění a protáčení vnějších kroužků příslušných ložisek. Z tohoto důvodu byla provedena změna v uložení dílů kuželového soukolí, tak jak je naznačeno na obr. č. 3 a obr. č. 4. Toto uspořádání zcela odstraňuje výše uvedené problémy, lépe zachycuje velké axiální síly pocházející ze záběru ozubených kol a dlouhá doba bezporuchového provozu ukázala, že není nutné toto uspořádání dále měnit. Bezporuchový a spolehlivý provoz se týká také ozubeného soukolí, zde došlo pouze ke změně dokončovací operace při výrobě ozubených kol, původně byla kola dokončována lapováním, nově se používá technologie HPG. Zbývá tedy provést úpravu konstrukce převodové skříně.

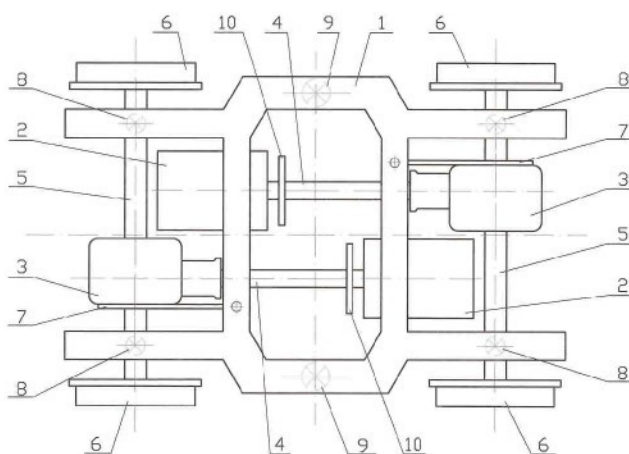
Převodová skříň je vyrobena převážně z ocelolitiny 422709 odléváním do pískových forem. Provedení je patrné z obr. č. 6. Dělicí rovina je vynucená a je skloněná pod úhlem  $15^\circ$  vůči horizontále. Základními částmi jsou spodní a horní díl spojené šroubovými spoji.



Obr. č. 6: Provedení skříňe. (3D CAD model Pro/Engineer)

Na levém víku je dále připevněno vodorovné reakční rameno se svislou závěskou. Pravé víko je součástí sběrače proudu, ve kterém jsou umístěny prvky pro přenos el. energie. Horní část skříňe uzavírá nahlížecí víko.

Uspořádání podvozku tramvaje s uložení nápravové převodovky je schématicky naznačeno na obr. č.7.



Obr. č. 7: Blokové schéma podvozku. (1-rám podvozku, 2-elektromotor, 3-převodovka, 4-kloubový hřídel, 5-náprava, 6-kolo, 7-reakční rameno se svislou závěskou, 8-primární vypružení, 9-sekundární vypružení, 10-kotoučová brzda)



Převodovka není vypružená vůči nápravě (ložiskována na nápravě) a společně s dvojkolím je pružně zavěšena na rám podvozku (primární vypružení). Reakční moment pocházející ze záběru ozubených kol je zachycen pomocí vodorovného ramene, které je prostřednictvím svislé závěšky připevněno k rámu podvozku. Celý podvozek je dále sekundárně vypružen vůči vozové skříni. Trakční elektromotory jsou pevně ukotveny na příčnicích rámu podvozku. Uložení motorů je podélné.

Provedení trakčního podvozku tramvaje RT8D5M je zobrazeno na obr. č. 8.



Obr. č. 8: Trakční podvozek vozu RT8D5M. (Firemní prospekt ČKD)

Technické parametry trakčního motoru a nápravové dle[3] jsou uvedeny níže.

Parametry trakčního motoru TE026A01-4:

Jmenovitý výkon .....	$P_j = 64,5 \text{ kW}$
Jmenovitý moment .....	$T_j = 315 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky .....	$N_j = 1946 \text{ 1/min}$
Maximální moment .....	$T_{\max} = 640 \text{ Nm}$
Maximální otáčky .....	$n_{\max} = 4350 \text{ 1/min}$

Parametry nápravové převodovky:

Počet převodových stupňů .....	1
Převodový poměr .....	$i = 7,4286$
Maximální vstupní moment .....	$T_{1\max} = 640 \text{ Nm}$
Maximální vstupní otáčky .....	$n_{1\max} = 4350 \text{ 1/min}$
Maximální výstupní moment .....	$T_{2\max} = 4755 \text{ Nm}$
Maximální výstupní otáčky .....	$n_{2\max} = 586 \text{ 1/min}$

Parametry nápravy:

Průměr nového kola .....	$D_{\max} = 700 \text{ mm}$
Průměr středně opotřebovaného kola .....	$D_s = 650 \text{ mm}$
Průměr opotřebovaného kola .....	$D_{\min} = 595 \text{ mm}$
Maximální nápravové zatížení dvojkolí .....	$Q_{dv} = 95,83 \text{ kN}$
Maximální hnací síla na obvodě dvojkolí .....	$F_{k\max} = 12,65 \text{ kN}$
Součinitel tření .....	$f = 0,33$
Maximální rychlost vozidla .....	$v_{\max} = 65 \text{ km/hod}$

### 2.3 NÁPRAVOVÉ PŘEVODOVKY - STRUČNÝ PŘEHLED

Provedení konstrukce nápravové převodovky se odvíjí od způsobu pohonu dvojkolí a způsobu uložení hnacího stroje (trakční motor s podélnou či příčnou osou rotace). V podstatě lze tedy převodovku konstruovat dle ozubeného soukolí:

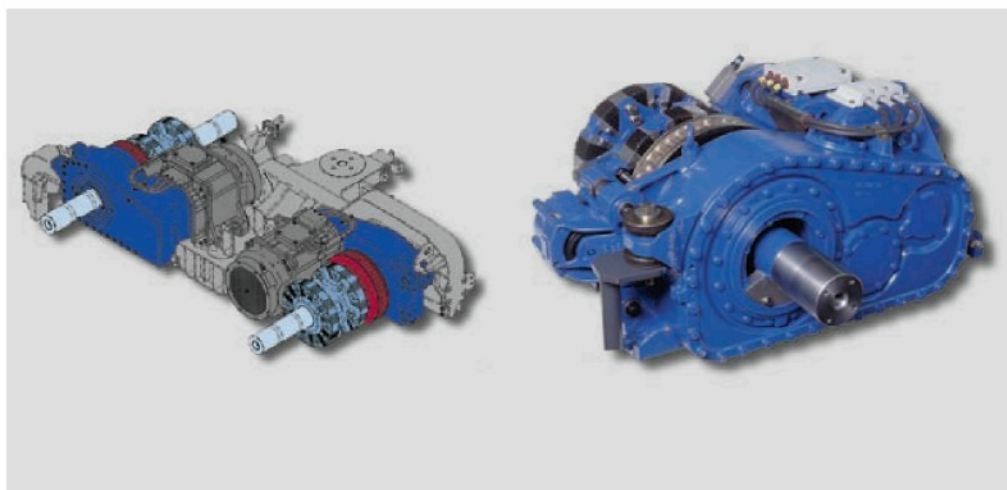
- s čelním soukolím
- s kuželovým soukolím
- s čelním i kuželovým soukolím (kuželo-čelní)

Převodovky s čelním soukolím mohou být konstruovány jako jednostupňové případně dvoustupňové převážně se šikmým ozubením. Použití dvoustupňové převodovky vyplývá z nutnosti dosažení požadovaného převodového poměru, případně dodržení dané osové vzdálenosti, resp. dodržení minimální povolené vzdálenosti mezi převodovkou a temenem kolejnice. Příkladem převodového ústrojí s čelními ozubenými koly může být převodovka tramvaje Škoda 14T vyráběná firmou Wikov MGI (Obr. č. 9).



Obr. č. 9: Převodovka tramvaje Škoda 14T. ([www.prazketramvaje.cz](http://www.prazketramvaje.cz))

Jedná se o dvoustupňovou převodovku s čelním soukolím se šikmými zuby. Přenos točivého momentu mezi motorem a převodovkou zajišťuje kloubová spojka. Převodová skříň je dělená a současně zastává funkci reakčního ramene, která je u vstupní části opatřena svislou závěškou. Na výstupní straně skříně je konzola pro připevnění brzdové jednotky. Nevýhodou tohoto řešení je velká nevypružená hmota spočívající na nápravě, proto se v současné době stále častěji prosazuje řešení s plně odpruženým pohonem nejčastěji realizovaným prostřednictvím duté hřídele obepínající nápravu. Obr. č. 10 ukazuje převodovku SZH-465 vyráběnou firmou Voith, používanou v tramvajích pro New Jersey.

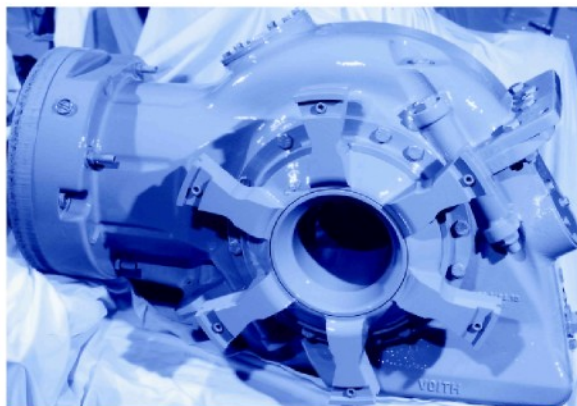


Obr. č. 10: Integrovaný pohonný blok SZH-465.

Jedná se o individuální pohon, převodovka je ve dvoustupňovém provedení s čelním ozubením se šikmými zuby. Motor je pevně spojen s převodovou skříní a tvoří tak kompaktní pohonný celek, který je pružně připevněn k podvozku. Náprava je poháněna přes pružnou spojku a dutou hřídel obepínající nápravu, na které je dále umístěn brzdový kotouč. Čelní nápravové převodovky se vyskytují v mnoha konstrukčních provedeních, lišících se podle uspořádání podvozku, způsobu pohonu dvojkolí, ale i dle různých výrobců. Další konstrukční provedení jsou uvedeny v příloze.

Provedení nápravové převodovky s kuželovým soukolím se uplatňuje především v případě pohonu trakčním elektromotorem s podélnou osou rotace. Běžně se používají soukolí se zakřivenými zuby. Výhodou použití kuželové převodovky je především možnost dosažení vysokého převodového poměru, klidného chodu a snížení nevypružených hmot vůči dvojkolí (motory jsou zpravidla upevněny na rámu podvozku). Příkladem použití kuželové převodovky v případě klasického skupinového pohonu tramvaje pro Salt Lake City ukazují obr. č. 11.

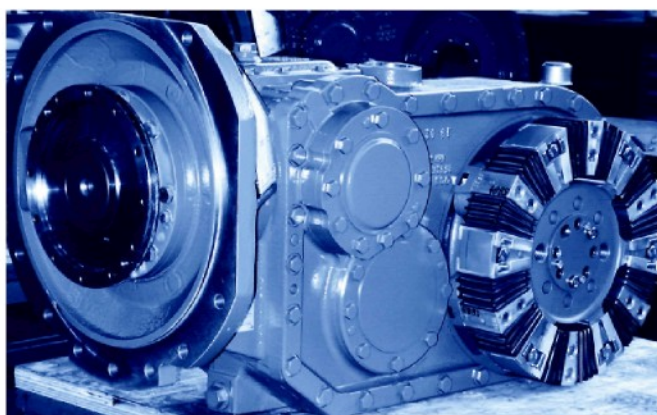




Obr .č. 11: Kuželová hypoidní převodovka pohonu KEH-495.

Pohonná jednotka je plně odpružená vůči dvojkolí připevněná na rám podvozku s jednostupňovou kuželovou hypoidní převodovkou a výstupní pružnou spojkou na dutém hřídeli obepínající nápravu. Převodová skříň je podobně jako v předchozím případě dělená se šikmou dělicí rovinou.

Použití kuželo-čelních převodovek nachází uplatnění při skupinovém pohonu dvojkolí s přenosem výkonu pomocí kloubových hřídelí, případně v takovém uspořádání podvozku, kdy je trakční motor uchycen výše nad temenem kolejnice. Výhodou tohoto provedení je snadno dosažitelný požadovaný převodový poměr a menší úhel zalomení vstupní kloubové hřídele. Na obr. č. 12 je ukázána kuželo-čelní převodovka KSH-212 použitá u tramvaje Cityrunner.



Obr. č. 12: Převodovka Voith KSH-212.

Převodovka je opět pevně spojena s trakčním asynchronním motorem a celek je zcela vypružený vůči dvojkolí. První stupeň je tvořen kuželovým hypoidním soukolím, za kterým následuje soukolí čelní se šikmým ozubením. Výstup je opatřen dutou výstupní hřídelí, kterou prochází krátká kloubová hřídel pohánějící dvojkolí.

### 3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ

Během provozu je převodová skříň podrobena silovému zatížení pocházejícího ze záběru ozubených kol, který se projeví v místech uložení pastorku a talířového kola. Jelikož se změnou směru otáčení mění i směr reakcí působících v ložiskách, bude výpočet zatížení proveden pro pravý i levý směr otáčení. Za pravý směr otáčení budeme považovat případ, kdy se pastorek soukolí otáčí ve směru otáčení hodinových ručiček, při pohledu od vrcholu roztečného kužele pastorku. Dále je skříň převodovky podrobena rázovému zatížení od kolejového svršku, jelikož převodovka není vypružena vůči dvojkolí a je pevně ložiskována na nápravě. Zachycení klopného momentu kolem osy nápravy zajišťuje vodorovné reakční rameno se svislou závěskou připevněnou na příčniku rámu podvozku.

#### 3.1 STANOVENÍ VÝPOČTOVÉHO BODU

Výpočtový bod položíme do průsečíku adhezni a trakční charakteristiky, což znamená, že musí být splněna následující podmínka

$$F_{ad} = F_{tr} \quad (1)$$

kde  $F_{ad}$  je adhezni síla a  $F_{tr}$  je trakční síla ve výpočtovém bodě. Pro určení adhezni a trakční síly využijeme následující vztahy

$$F_{ad} = \mu \cdot Q_{dv} \quad (2)$$

$$F_{tr} = \frac{P_j}{v} \quad (3)$$

Ve vztahu (2) a (3) značí  $\mu$  součinitel adheze,  $Q_{dv}$  max. nápravové zatížení,  $P_j$  jmenovitý výkon,  $v$  rychlost ve výpočetním bodě.

Pro výpočet velikosti součinitele adheze použijeme vztah dle Curtiuse – Knifflera, který představuje adhezni omezení trakční charakteristiky.

$$\mu = \frac{7,5}{3,6 \cdot v + 44} + 0,161 \quad (4)$$

Dosazením (2, 3) do (1) můžeme po úpravě s využitím (4) psát soustavu dvou rovnic o dvou neznámých

$$v = \frac{P_j}{\mu \cdot Q_{dv}} \quad v = \begin{pmatrix} -23,185 \\ 2,204 \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\mu = \frac{7,5}{3,6 \cdot v + 44} + 0,161 \quad \mu = \begin{pmatrix} -2,9 \cdot 10^{-2} \\ 0,3054 \end{pmatrix}$$

Řešením soustavy (5) obdržíme hledané hodnoty součinitele adheze  $\mu$  a rychlosti  $v$  ve výpočetním bodě, přičemž fyzikální význam mají druhé kořeny řešení. Hledané hodnoty rychlosti a součinitele adheze tedy jsou  $v = 2,204$  [m/s] ( $v = 7,934$  km/h) a  $\mu = 0,305$ .

S využitím (2, 3) můžeme nyní určit hodnoty adhezni a trakční síly pro výše uvedené hodnoty rychlosti a součinitele adheze

$$F_{ad} = \mu \cdot Q_{dv} = 29266,5 N \quad F_{tr} = \frac{P_j}{v} = 29264,9 N \quad (6)$$

Podmínka (1) je tedy zřejmě splněna. Dále stanovíme velikost točivého momentu na soukolí dle následujícího vztahu

$$T_2 = \frac{F_{kmax} \cdot D_s}{2000} = 4111,3 Nm \quad (7)$$

a velikost točivého momentu na vstupu převodového ústrojí

$$T_1 = \frac{T_2}{i} = 553,4 Nm \quad (8)$$

## 3.2 ZATÍŽENÍ SKŘÍŇE POCHÁZEJÍCÍ ZE ZÁBĚRU

### 3.2.1 Základní geometrické veličiny soukolí

Základní geometrické veličiny dle [3] kuželového hypoidního soukolí se zakřivenými zuby předkládá tab. č. 1. Údaje odpovídající hnacímu členu jsou označeny indexem 1, hodnoty hnaného členu indexem 2.

Veličina soukolí	Hodnota	
Počet zubů	$z_1 = 7$	$z_2 = 52$
Převodový poměr	$i = 7,4286$	
Norm. úhel záběru	$\alpha_n = 20^\circ$	
Modul normálový	$m_n = 5,5 \text{ mm}$	
Smysl stoupání	levý	pravý
Poloměr roztečné kružnice pastorku	$r_{e1} = 35,655 \text{ mm}$	
Poloměr roztečné kružnice tal. kola	$r_{e2} = 203,400 \text{ mm}$	
Poloměr roztečné kružnice pastorku-stř.	$r_{m1} = 29,110 \text{ mm}$	
Poloměr roztečné kružnice tal. kola-stř.	$r_{m2} = 172,235 \text{ mm}$	
Úhel sklonu na velkém průměru pastorku	$\beta_{e1} = 56^\circ 38'$	
Úhel sklonu na velkém průměru tal. kola	$\beta_{e2} = 43^\circ 95'$	
Úhel sklonu na stř. průměru pastorku	$\beta_{m1} = 48^\circ 36'$	
Úhel sklonu na stř. průměru tal. kola	$\beta_{m2} = 33^\circ 53'$	
Úhel sklonu na malém průměru pastorku	$\beta_{i1} = 41^\circ 35'$	
Úhel sklonu na malém průměru tal. kola	$\beta_{i2} = 23^\circ 50'$	
Posun osy pastorku	$a_w = 44,45 \text{ mm}$	
Šířka ozubení	$b_1 = 71 \text{ mm}$	$b_2 = 63,5 \text{ mm}$
Úhel roztečného kužele	$\delta_{r1} = 10^\circ 41'$	$\delta_{r2} = 78^\circ 58'$
Virtuální počet zubů	$z_{v1} = 41,929$	$z_{v2} = 703,785$
Virtuální převodový poměr	$i_v = 16,7848$	

Tab. č. 1: Základní geometrické veličiny kuželového hypoidního soukolí.

### 3.2.2 Zatížení ložisek-otáčky vlevo

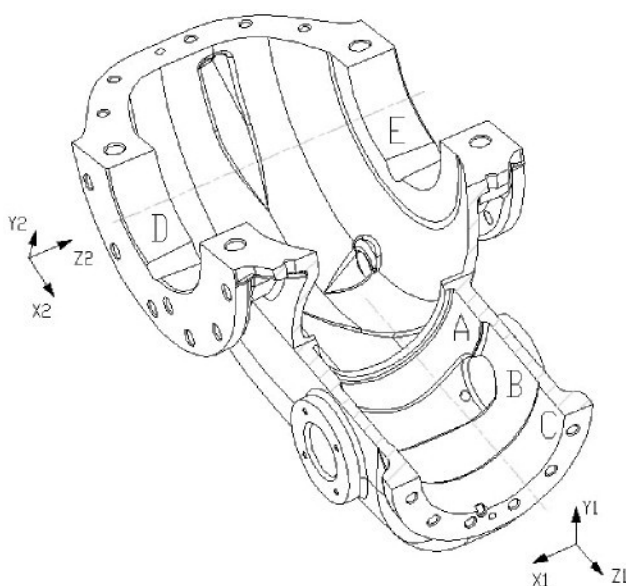
Silové poměry, resp. hodnota normálové síly  $F_N$  a její rozklad do tří vzájemně kolmých složek  $F_t$ ,  $F_a$ ,  $F_r$  jsou určeny pro maximální přenášený točivý moment pomocí výpočtového software KISSsoft. Hodnoty pro levý směr otáčení, kdy se pastorek otáčí

proti směru otáčení hodinových ručiček, při pohledu od vrcholu roztečného kužele pastorku, jsou uvedeny v tab. č. 2.

Veličina	Hodnota	
	Pastorek	Tal. kolo
Síla normálová	$F_N = 30051,5 \text{ N}$	
Síla obvodová	$F_{t1} = 19008,3 \text{ N}$	$F_{t2} = 23867,5 \text{ N}$
Síla axiální	$F_{a1} = 22264,3 \text{ N}$	$F_{a2} = 8139,4 \text{ N}$
Síla radiální	$F_{r1} = 6788,3 \text{ N}$	$F_{r2} = 19126,7 \text{ N}$

Tab. č. 2: Silové poměry soukolí-otáčky vlevo.

Zavedení souřadného systému pastorku a tal. kola s označením podpor je naznačen na obr. č. 13. Pastorek soukolí je uložen v jednom válečkovém ložisku pro zachycení radiální síly a ve dvou kuželíkových ložiskách pro zachycení radiálních a axiálních sil. Tal. kolo je uloženo ve dvou kuželíkových ložiskách (podpory D, E).

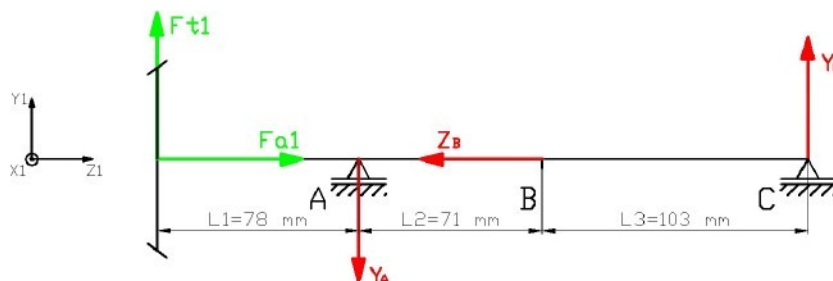


Obr. č. 13: Zavedení souřadného systému s naznačením podpor.

Hřídel pastorku představuje nosník na dvou podporách s převislým koncem, který je v rovině  $Y_1Z_1$  zatížen příčnou silou  $F_{t1}$  a v druhé rovině  $X_1Z_1$  ohybovým momentem  $F_{a1} \cdot r_{m1}$  a příčnou silou  $F_{r1}$ , nosník je dále zatížen přenášeným točivým momentem  $M_t$  a vystaven zatížení osové síly  $F_{a1}$ . Podobně i hřídel s tal. kolem představuje nosník na dvou podporách v jedné rovině zatížen příčnou silou  $F_{t2}$  a ohybovým momentem  $F_{a2} \cdot a_w$  a v druhé rovině  $X_2Z_2$  ohybovým momentem  $F_{a2} \cdot r_{m2}$  a příčnou silou  $F_{r2}$ . Nosník je dále

podroben zatížení přenášeným momentem  $M_t$  a působení axiální síly  $F_{a2}$ . Axiální reakce a složky radiálních reakcí v ložiskách pastorku pro levý chod ukazuje obr. č. 14 a obr. č. 15.

Rovina  $Y_1Z_1$



Obr. č. 14: Hřídel pastorku (rovina  $Y_1Z_1$ -levý chod).

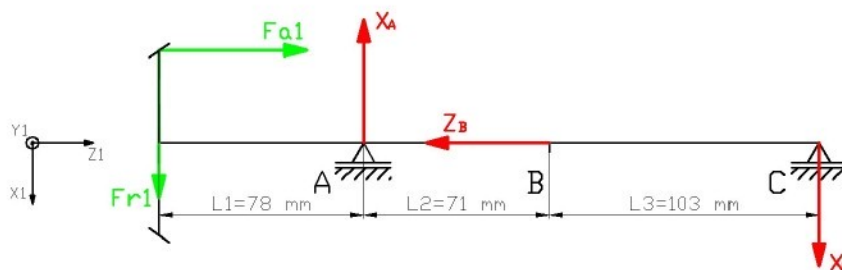
Pro zachování rovnovážného stavu musí být splněny následující silové a momentové podmínky rovnováhy:

$$\sum Z_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad Z_B = F_{a1} = 22264,3N \quad (9)$$

$$\sum M_A = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_C = \frac{F_{t1} \cdot L_1}{L_2 + L_3} = 8520,9N \quad (10)$$

$$\sum M_C = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_A = \frac{F_{t1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = 27529,3N \quad (11)$$

Rovina  $X_1Z_1$



Obr. č. 15: Hřídel pastorku (rovina  $X_1Z_1$ -levý chod).

Složky radiálních reakcí ve směru osy  $X_1$  stanovíme obdobným způsobem, přičemž musí platit následující podmínky rovnováhy:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow X_C = \frac{F_{r1} \cdot L_1 - F_{a1} \cdot r_{m1}}{L_2 + L_3} = -681,8N \quad (12)$$

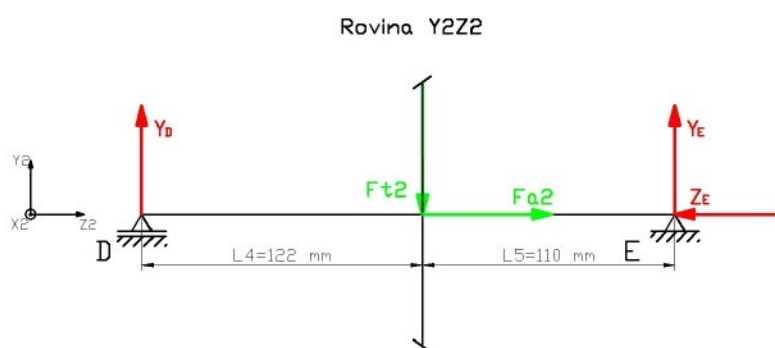
$$\sum M_C = 0 \Rightarrow X_A = \frac{F_{r1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) - F_{a1} \cdot r_{m1}}{L_2 + L_3} = 6106,5N \quad (13)$$

Celkové radiální reakce v místech A, C určíme dle následujících vztahů:

$$R_A = \sqrt{Y_A^2 + X_A^2} = 28198,4N \quad (14)$$

$$R_C = \sqrt{Y_C^2 + X_C^2} = 8548,1N \quad (15)$$

Axiální reakce a složky radiálních reakcí v ložiskách tal. kola pro levý chod ukazuje obr. č. 16 a obr. č. 17.



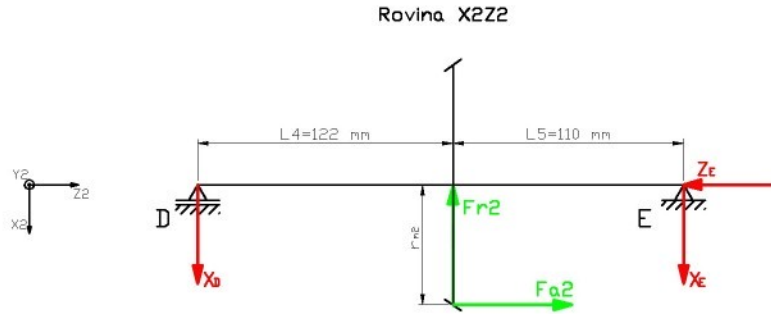
Obr. č. 16: Hřídel tal. kola (rovina  $Y_2Z_2$ -levý chod).

Složky radiálních a axiálních reakcí určíme dle následujících vztahů:

$$\sum Z_2 = 0 \Rightarrow Z_E = F_{a2} = 8139,4N \quad (16)$$

$$\sum M_D = 0 \Rightarrow Y_E = \frac{F_{t2} \cdot L_4}{L_4 + L_5} = 12551,0N \quad (17)$$

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow Y_D = \frac{F_{t2} \cdot L_5}{L_4 + L_5} = 11316,5N \quad (18)$$



Obr. č. 17: Hřídel tal. kola (rovina X<sub>2</sub>Z<sub>2</sub>-levý chod).

Pro určení složek radiálních reakcí ve směru osy X<sub>2</sub> opět využijeme vztahy popisující rovnovážný stav soustavy:

$$\sum M_D = 0 \quad \Rightarrow \quad X_E = \frac{F_{r2} \cdot L_4 + F_{a2} \cdot r_{m2}}{L_4 + L_5} = 16100,6N \quad (19)$$

$$\sum M_E = 0 \quad \Rightarrow \quad X_D = \frac{F_{r2} \cdot L_5 - F_{a2} \cdot r_{m2}}{L_4 + L_5} = 3026,1N \quad (20)$$

Celkové radiální reakce v místech D, E určíme z jednotlivých složek rad. reakcí v příslušných směrech dle následujících vztahů:

$$R_D = \sqrt{Y_D^2 + X_D^2} = 11714,1N \quad (21)$$

$$R_E = \sqrt{Y_E^2 + X_E^2} = 20414,6N \quad (22)$$

### 3.2.3 Zatížení ložisek-otáčky vpravo

Pro pravý směr otáčení, kdy se pastorek soukolí otáčí ve směru otáčení hodinových ručiček, při pohledu od vrcholu roztečného kužele, jsou hodnoty normálových, obvodových, axiálních a radiálních sil uvedeny v tab. č. 3.

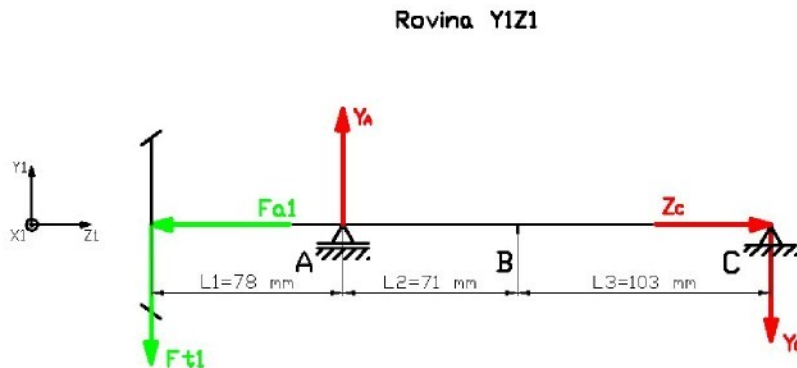
Obdobným způsobem jako pro levý směr otáčení, určíme reakce v ložiskách pastorku a tal. kola. Umístění a orientace jednotlivých souřadných systémů zůstane zachována dle obr. č. 13.



Veličina	Hodnota	
	Pastorek	Tal. kolo
Síla normálová	$F_N = 31648,4 \text{ N}$	
Síla obvodová	$F_{t1} = 19008,3 \text{ N}$	$F_{t2} = 23867,5 \text{ N}$
Síla axiální	$F_{a1} = 24268,2 \text{ N}$	$F_{a2} = 7649,2 \text{ N}$
Síla radiální	$F_{r1} = 7166,4 \text{ N}$	$F_{r2} = 16613,6 \text{ N}$

Tab. č. 3: Silové poměry soukolí-otáčky vpravo.

Silové působení na hřídel pastorku v jednotlivých rovinách dle souřadného systému  $X_1Y_1Z_1$  je naznačeno na obr. č. 18 a obr. č. 19.



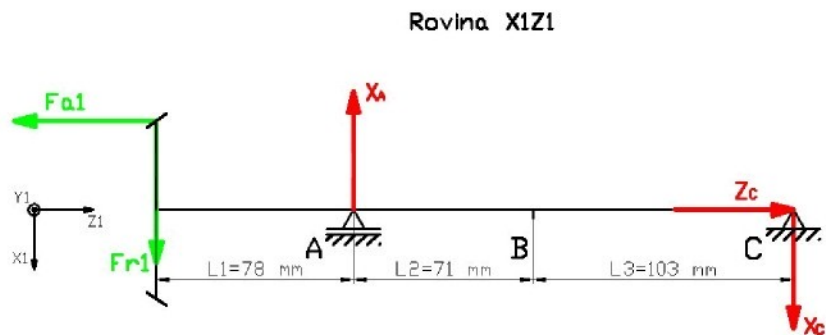
Obr. č. 18: Hřídel pastorku (rovina  $Y_1Z_1$ -pravý chod).

Rovnice rovnováhy, ze kterých lze určit axiální reakce ve směru osy  $Z_1$  a složky radiálních reakcí ve směru osy  $Y_1$ , jsou uvedeny níže:

$$\sum Z_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad Z_C = F_{a1} = 24268,2 \text{ N} \quad (23)$$

$$\sum M_A = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_C = \frac{F_{t1} \cdot L_1}{L_2 + L_3} = 8520,9 \text{ N} \quad (24)$$

$$\sum M_C = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_A = \frac{F_{t1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = 27529,3 \text{ N} \quad (25)$$



Obr. č. 19: Hřídel pastorku (rovina X<sub>1</sub>Z<sub>1</sub>-pravý chod).

Velikosti složek radiálních reakcí ve směru osy X<sub>1</sub> ložisek A a C určíme dle následujících vztahů:

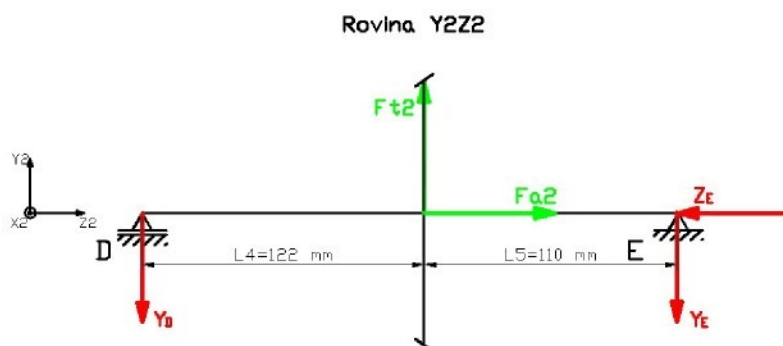
$$\sum M_A = 0 \Rightarrow X_C = \frac{F_{r1} \cdot L_1 + F_{a1} \cdot r_{m1}}{L_2 + L_3} = 7272,6N \quad (26)$$

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow X_A = \frac{F_{r1} \cdot (L_1 + L_2 + L_3) + F_{a1} \cdot r_{m1}}{L_2 + L_3} = 14438,7N \quad (27)$$

Pro pravý chod opět určíme velikosti radiálních reakcí ložisek A, C ze složek ve směru osy X<sub>1</sub> a Y<sub>1</sub> dle následujících vztahů:

$$R_A = \sqrt{Y_A^2 + X_A^2} = 31086,0N \quad (28)$$

$$R_C = \sqrt{Y_C^2 + X_C^2} = 11202,5N \quad (29)$$



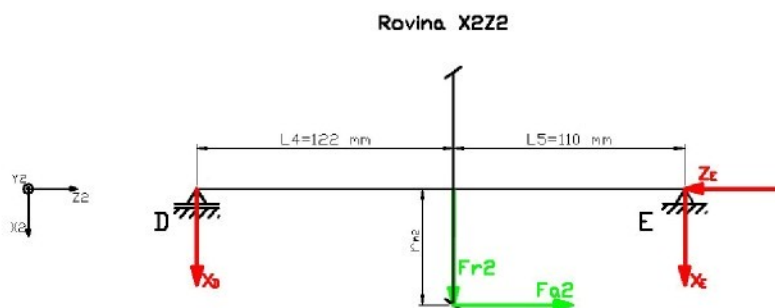
Obr. č. 20: Hřídel tal. kola (rovina Y<sub>2</sub>Z<sub>2</sub>-pravý chod).

Složky radiálních a axiálních reakcí určíme dle následujících vztahů:

$$\sum Z_2 = 0 \quad \Rightarrow \quad Z_E = F_{a2} = 7649,2N \quad (30)$$

$$\sum M_D = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_E = \frac{F_{t2} \cdot L_4}{L_4 + L_5} = 12551,0N \quad (31)$$

$$\sum M_E = 0 \quad \Rightarrow \quad Y_D = \frac{F_{t2} \cdot L_5}{L_4 + L_5} = 11316,5N \quad (32)$$



Obr. č. 21: Hřídel tal. kola (rovina  $X_2Z_2$ -pravý chod).

Složky radiálních reakcí ve směru osy  $X_2$  určíme dle vztahů popisujících rovnovážný stav soustavy:

$$\sum M_D = 0 \quad \Rightarrow \quad X_E = \frac{F_{r2} \cdot L_4 - F_{a2} \cdot r_{m2}}{L_4 + L_5} = 3057,8N \quad (33)$$

$$\sum M_E = 0 \quad \Rightarrow \quad X_D = \frac{F_{r2} \cdot L_5 + F_{a2} \cdot r_{m2}}{L_4 + L_5} = 13555,9N \quad (34)$$

Celkové radiální reakce v ložiskách D, E odpovídající jednotlivým složkám rad. reakcí v příslušných směrech:

$$R_D = \sqrt{Y_D^2 + X_D^2} = 17658,6N \quad (35)$$

$$R_E = \sqrt{Y_E^2 + X_E^2} = 12918,1N \quad (36)$$

### 3.3 BUDÍCÍ FREKVENCE

Základem pro srovnání a zhodnocení výsledků modální analýzy budou frekvence buzení vypočítané dále. Jedná se především o hodnoty rotorových, zubových frekvencí odpovídajících jmenovitým otáčkám motoru za provozu ( $n_j=n_1=1946 \text{ min}^{-1}$ ). Při těchto otáčkách je převodovka provozována přibližně 60 % z celkové doby chodu. Je zřejmé, že v oblastech rozběhu a doběhu může převodovka pracovat v oblasti resonance, avšak za těchto podmínek pracuje převodovka ve velmi krátkém časovém úseku, proto se zaměříme na oblast jmenovitých otáček. Tab. č. 4 předkládá vypočtené hodnoty budících frekvencí.

Veličina	Výpočtový vztah	Hodnota [Hz]
Rotorová frekvence hřídele pastorku	$fr_1 = \frac{n_1}{60}$	32,43
Zubová frekvence soukolí	$fz = fr_1 \cdot z_1 = fr_2 \cdot z_2$	227,01
Rotorová frekvence hřídele tal. kola	$fr_2 = \frac{fr_1}{i}$	4,365

Tab. č. 4 : Budící frekvence.

Veličiny uvedené ve výpočtových vztazích uvedených v tab. č. 4 značí  $n_1$  vstupní otáčky, resp. jmenovité otáčky motoru,  $z_1$  počet zubů pastorku,  $z_2$  počet zubů tal. kola a  $i$  převodový poměr.

## 4 KONSTRUKCE VÝPOČTOVÉHO MODELU

Metoda konečných prvků, často označovaná FEM (Finite Element Method) je numerická metoda, která nabízí možnost řešení složitých problémů z oblastí mechaniky, akustiky, proudění atd., které by klasickými postupy nebylo možné řešit. Základním principem je rozdělení (diskretizace) tělesa na malé části (prvky), které jsou opatřeny uzlovými body. Přecházíme tedy od spojitého modelu k diskrétnímu, který je tvořen jednotlivými elementy, jež tvoří síť metody konečných prvků. Jako každá numerická metoda, musí i MKP konvergovat a je dokázáno, že tyto metody konvergují monotónně zdola. Budeme-li hovořit o přesnosti dosažených výsledků, bude se vždy jednat o přesnost výsledků odpovídajících výpočtovému diskrétnímu modelu, nikoliv skutečné geometrii převodové skříně. V tomto ohledu byl v minulosti kladen velký důraz na znalosti a zkušenosti výpočtářů, jelikož nebyly k dispozici dostatečně rychlé a výkonné hardwarové prostředky. V současnosti je situace zcela odlišná. Nástup a rozvoj nových technologií počítačové techniky a výpočtových programů umožňuje dosažení uspokojivých výsledků i běžnému uživateli, případně provedení několika opakování výpočtů s úpravou výpočtového modelu, hovoříme o tzv. adaptivních algoritmech. Ty umožňují přizpůsobení sítě konečných prvků určitým předem zvoleným kritériím. První metodou (algoritmem) je tzv. H-metoda, která využívá pro dosažení vyšší přesnosti výsledků zjemnění sítě konečných prvků při neměnném stupni aproximačního polynomu v globální či lokální oblasti. Tato metoda je nejstarší a v současnosti nejpoužívanější. Druhou metodou je R-metoda, která zachovává stejný počet elementů, avšak k dosažení vyšší přesnosti se síť konečných prvků pouze přeskupí. Tato metoda se v praxi příliš nepoužívá, protože není dostatečně efektivní. Poslední metodou je P-metoda, která opět pracuje s neměnným počtem prvků, avšak v případě potřeby zvyšuje stupeň aproximačního polynomu. Vývojovým trendem je jednoznačně kombinace HP-metody.

Geometrický model převodové skříně je vytvořen na základě výkr. č. 3-1196-42 a výkr. č. 3-1796-41. Z výše uvedených důvodů je u konečného výpočtového modelu zavedeno zjednodušení geometrie tvaru skříně, které na dosažené výsledky nemá zásadní vliv, avšak výrazným způsobem zkrátí dobu potřebnou k výpočtu. Zavedená zjednodušení jsou uvedena v následující kapitole. Model je tvořen horní a dolní částí skříně, které jsou sestaveny dohromady, přičemž dojde k provázání jednotlivých prvků obou dílů. Toto zjednodušení přináší značné snížení času potřebného k výpočtu, neboť zkoumání chování

skříně během zatížení v oblasti dělicí roviny by vyžadovalo zavedení kontaktní úlohy, což překračuje rozsah a možnosti této práce. Pevnostní a modální analýza je provedena prostřednictvím softwarového prostředí Pro/Mechanica.

#### **4.1 ZAVEDENÁ TVAROVÁ ZJEDNODUŠENÍ**

Zjednodušení geometrického tvaru horního a dolního dílu převodové skříně spočívá především v zanedbání prvků typu zkosení, díra, drážka atd. Zavedená zjednodušení horního dílu jsou uvedena dále:

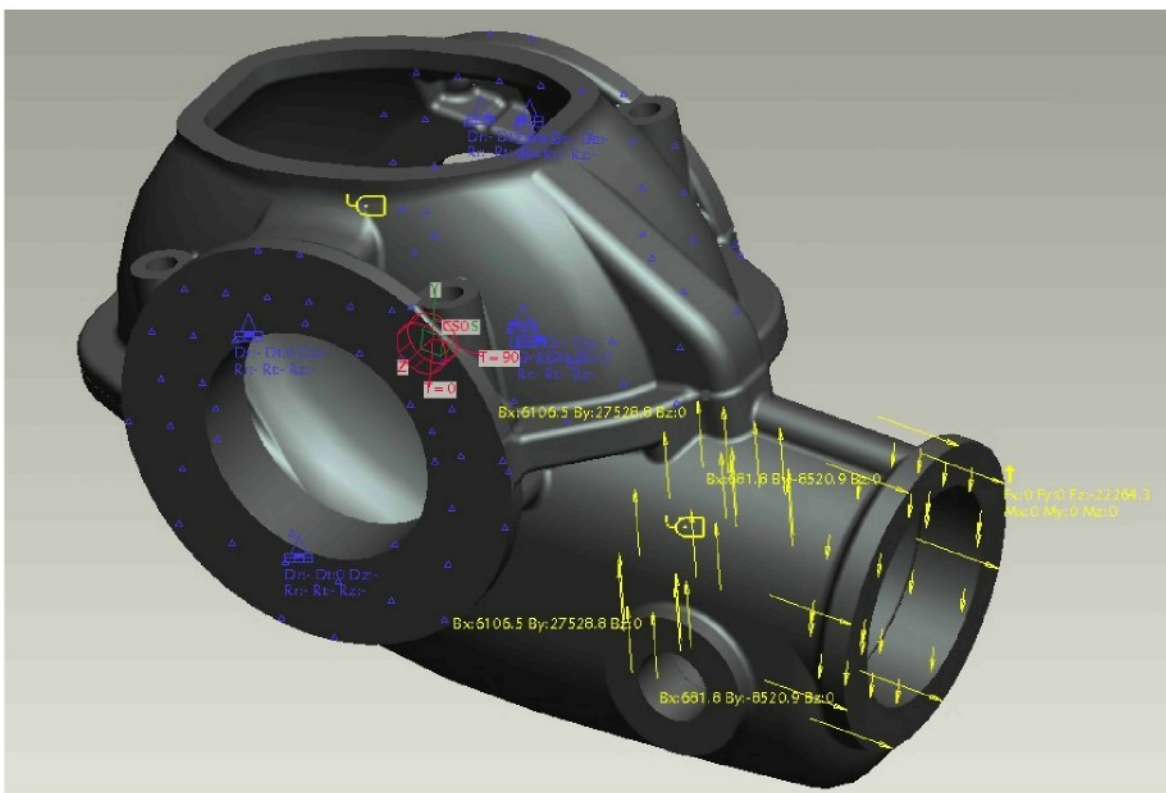
- 7 závitových děr M16x25-31 pro připevnění levého víka převodovky
- 6 závitových děr M16x25-31 pro připevnění pravé části skříně
- 12 závitových průchozích děr M8 z vrchní části dílu pro připevnění nahlížecího víka
- závitová díra M30x1,5 pro odvzdušňovací ventil
- díra  $\varnothing$  6 spojující vnitřní prostor skříně a závitovou díru odvzdušňovacího ventilu
- díra  $\varnothing$  20 kužel 1:50 pro kolík levého víka převodovky
- 2 díry  $\varnothing$  10 kužel 1:50 pro kolík límce spojující obě části skříně
- 10 děr  $\varnothing$  13 v oblasti límce pro šrouby spojující obě části skříně
- díra  $\varnothing$  13 pro dopravu oleje k ložiskům pastorku
- zkosení  $2 \times 45^\circ$  na  $\varnothing$  180J7 pro uložení kuželíkových ložisek 32024X
- nálitek ve vnitřním prostoru skříně pro zachycení a dopravu oleje k nápravovým ložiskům.

Obdobným způsobem jsem odstranil následující prvky z dolního dílu skříně:

- 12 závitových děr M12 x15-20 na vstupu pro připevnění vstupního víka
- díra 8H7 pro kolík na vstupní části
- 8 závitových děr M6x17-22 na nálitcích uložení náhonu otáčkoměru
- zkosení  $4 \times 45^\circ$  na  $\varnothing$  55H7 pro ložiska náhonu otáčkoměru
- veškeré díry sloužící pro rozvod oleje
- nálitek vypouštěcího otvoru se závitovou dírou M30x1,5
- závitová díra M30x1,5 nálitku pro kontrolu stavu oleje
- 7 závitových děr M16x25-31 pro připevnění levého víka převodovky
- 6 závitových děr M16x25-31 pro připevnění pravé části skříně

- díra  $\varnothing 20$  kužel 1:50 pro kolík levého víka převodovky
- 2 díry  $\varnothing 10$  kužel 1:50 pro kolík límce spojující obě části skříně
- 10 děr  $\varnothing 13$  v oblasti límce pro šrouby spojující obě části skříně
- zkosení  $2 \times 45^\circ$  na  $\varnothing 180J7$  pro uložení kuželíkových ložisek 32024X

Zavedená zjednodušení tvaru původní převodové skříně se zavedením geometrických a silových okrajových podmínek pro levý chod jsou patrné na obr. č. 22. Pro pravý chod se příslušným způsobem změni zavedení silových okrajových podmínek. Válcové plochy v místě nápravových ložisek jsou opatřeny geometrickou okrajovou podmínkou zamezující posuvům ve směru R, dle vytvořeného válcového souřadného systému. Na ploše pro připevnění levé příruby je zamezeno posuvům ve směru theta a na ploše pro připevnění pravé části skříně je zamezeno posuvům ve směru osy Z.



Obr. č. 22: Zjednodušený výpočtový model původní skříně.

## 4.2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI PŮVODNÍ SKŘÍNĚ

Původní převodová skříň, resp. analyzované součásti (spodní a horní díl převodové skříně) byly vyrobeny z materiálu 422709 (nízkolegovaná, feriticko-perlitická manganová ocel na odlitky). Mechanické a fyzikální vlastnosti podle [8] jsou uvedeny v tab. č. 5.

Veličina	Jednotky	Hodnota
Nejnižší mez kluzu $R_{p0,2}$	Mpa	300
Pevnost v tahu $R_m$	MPa	520 až 670
Nejnižší tažnost $A_5$	%	18
Nejnižší kontrakce $Z$	%	25
Nejnižší vrubová houževnatost KCU 3	J.cm <sup>-2</sup>	39
Tvrдость podle Brinella HB	-	149 až 184
Svařitelnost dle ČSN 051310	-	zaručená podmíněná
Modul pružnosti v tahu $E$	Gpa	210,2
Měrná hmotnost $\rho$	kg.m <sup>-3</sup>	7830
Měrná tepelná vodivost $\lambda$	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	40,19
Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$	K <sup>-1</sup>	11,8
Měrný elektrický odpor $R \cdot 10^9$	ohm.m	270
Magnetická indukce $B$	T	1,16
Lineární smrštění při tuhnutí	%	2,35 až 2,45

Tab. č. 5: Materiálové vlastnosti oceli na odlitky 422709.



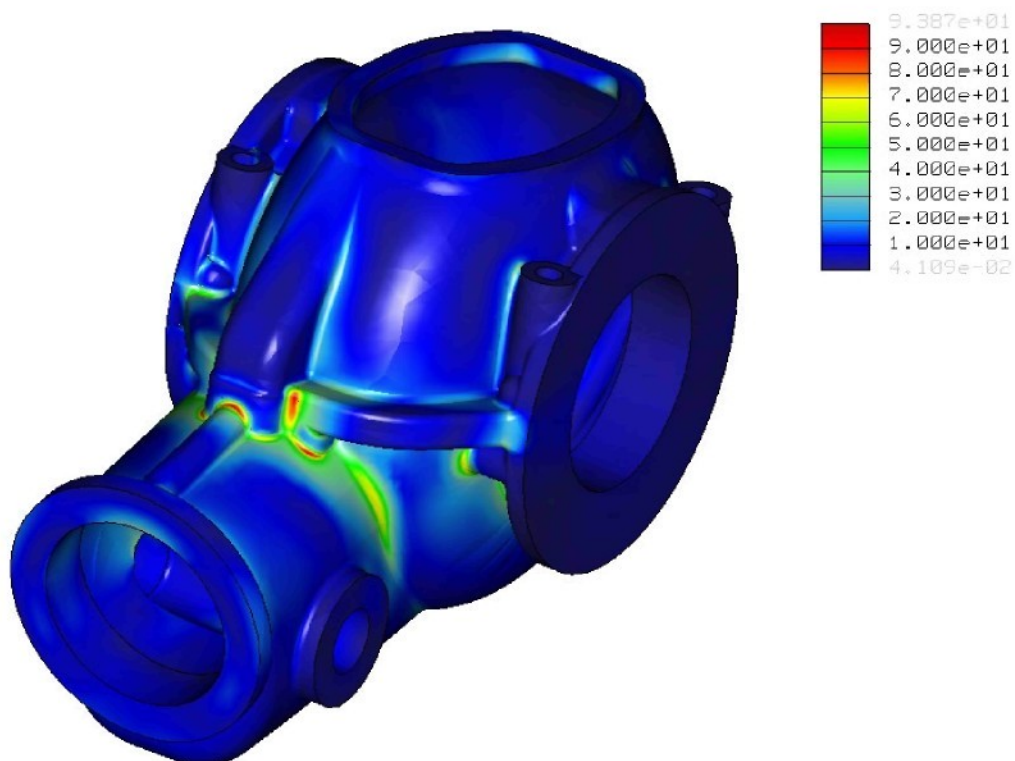
## 5 VÝSLEDKY VÝPOČTU MKP PŮVODNÍ SKŘÍŇĚ

Prostřednictvím výpočtového software Pro/Mechanica byly provedeny pevnostní výpočty původní převodové skříně podléhající silovému zatížení při přenosu max. kroutícího momentu (dle zvoleného výpočtového bodu) pro levý a pravý chod převodovky. Dále byla provedena modální analýza. Hlavní metodou hodnocení napětí je použito hypotézy HMM. Dodatečnou metodou hodnocení je použita hypotéza  $\sigma_{\max}$ .

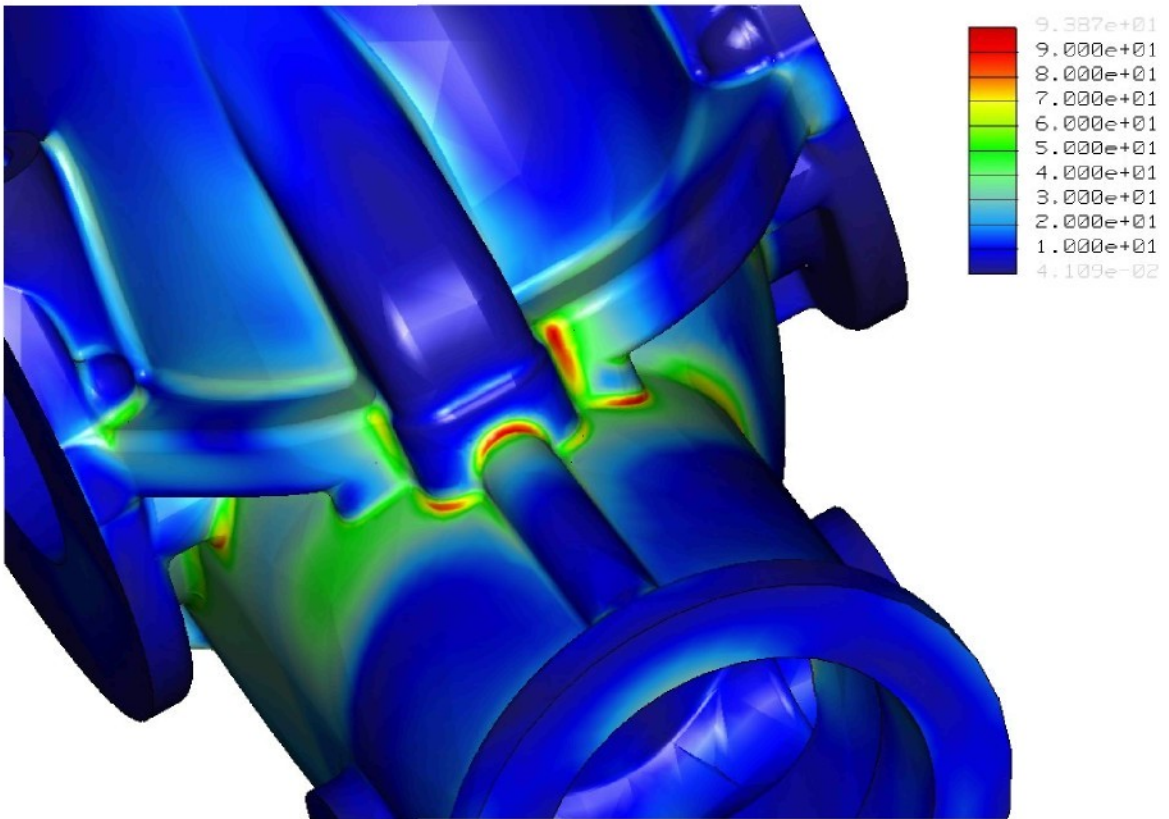
Výsledky výpočtů jsou předloženy na následujících obrázcích, které prostřednictvím barevných ploch zobrazují rozložení ekvivalentního napětí dle hypotézy HMM a rozložení celkových posunutí (deformace). Hodnoty vypočtených vlastních frekvencí jsou uvedeny v tab. č. 6.

### 5.1 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-LEVÝ CHOD

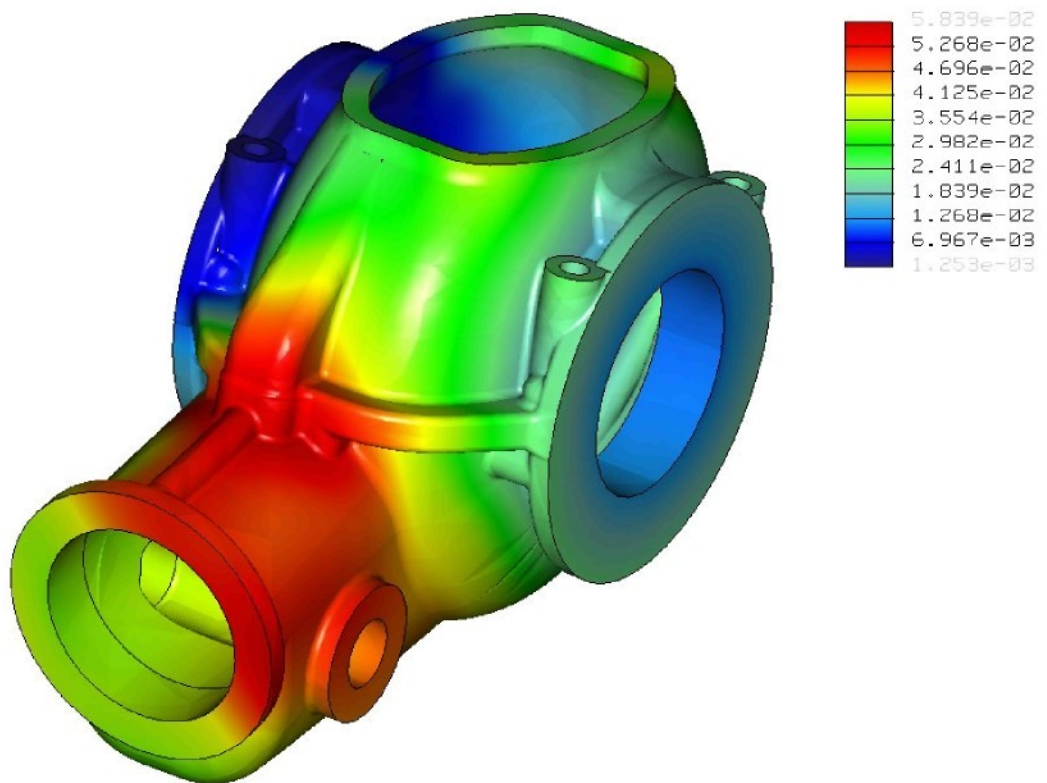
Výsledky výpočtů pevnostní analýzy původní skříně pro levý směr otáčení ukazují obr. č. 23a – 23c.



Obr. č. 23a: Rozložení ekvivalentního napětí – levý chod.



Obr. č. 23b: Rozložení ekvivalentního napětí – levý chod.

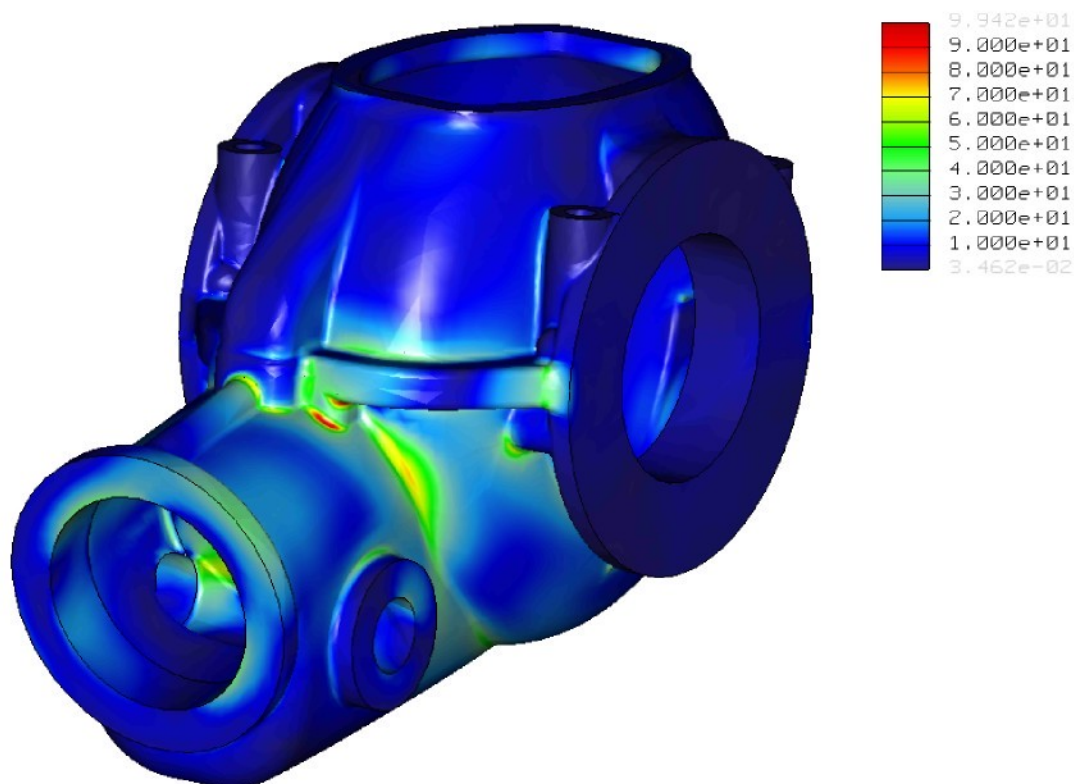


Obr. č. 23c: Rozložení posunutí – levý chod.

Z výše uvedených obrázků je zřejmé, že napětí na většině místech převodové skříně nedosahuje vysokých hodnot. Pouze v místě přechodu válcové části skříně s uložením pastorku do válcové části s uložením talířového kola se hodnoty ekvivalentního napětí zvyšují. Pro levý chod dosahují hodnoty maximálního napětí 94 [MPa]. Rozložení hlavních napětí je zobrazeno v příloze. Maxima normálových napětí v tahu dosahují hodnot 107 [MPa], maximální napětí v tlaku je rovno 91 [MPa].

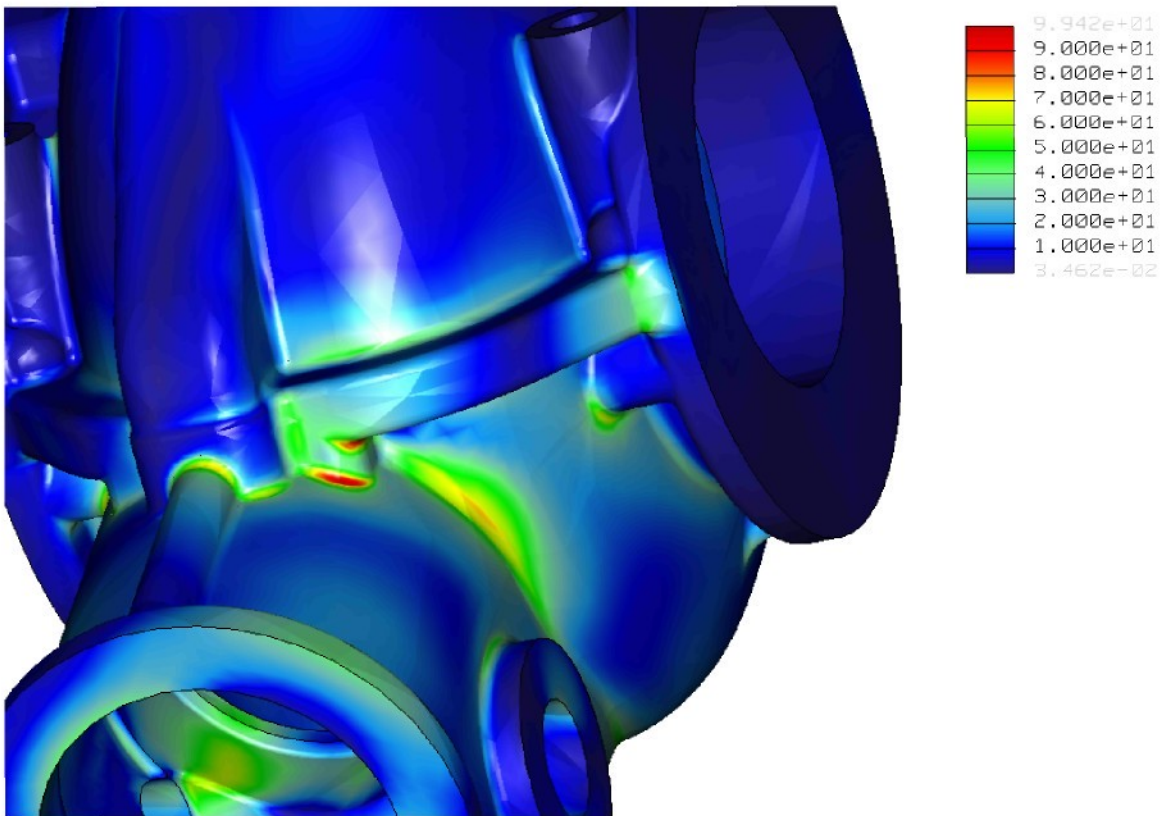
## 5.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY-PRAVÝ CHOD

Rozložení napěťových polí původní skříně v případě pravého chodu ukazují obr. č. 24a – 24c.

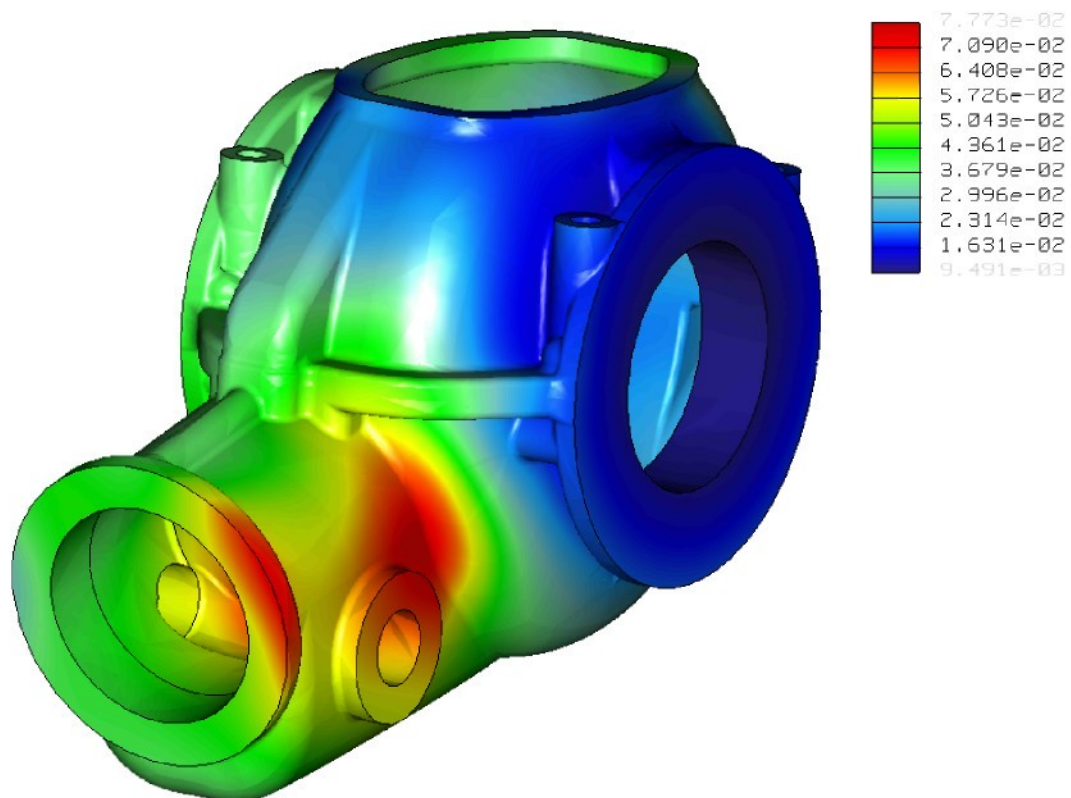


Obr. č. 24a: Rozložení ekvivalentního napětí – pravý chod.





Obr. č. 24b: Rozložení ekvivalentního napětí – pravý chod.



Obr. č. 24c: Rozložení posunutí – pravý chod.

Z výše uvedených obrázků je zřejmé, že ekvivalentní napětí dle hypotézy HMH nepřevyšuje hodnoty 99 [MPa]. Hodnoty maximálního normálového napětí, dle obrázků uvedených v příloze, pro pravý chod převodovky dosahují 88 [MPa] a jedná se o napětí v tahu, maximální napětí v tlaku nepřevyšuje hodnotu 114 [MPa]. Maxima tahových napětí se nacházejí na přechodu mezi nálitkem pro šroub levé příruby a stěny válcové části pro uložení tal. kola.

### 5.3 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Hodnoty vypočítaných vlastních frekvencí původní skříně jsou uvedeny v tab. č. 6. V porovnání s budícími frekvencemi (tab. č. 4) je zřejmé, že rezonance v tomto případě nevystupují.

Vlastní frekvence [Hz]									
720,0	799,5	1160,4	1293,1	1462,7	1661,2	1740,1	1774,7	1862,9	1909,1

Tab. č. 6: Hodnoty vypočítaných vlastních frekvencí původní skříně.

## **6 ÚPRAVA KONSTRUKCE PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ**

Předmětem provedených úprav je modifikace horního a dolního dílu převodové skříně. Provedené úpravy zahrnují především změnu materiálu původní skříně s ohledem na snížení výrobních nákladů a úpravy tvaru skříně na základě výsledků metody konečných prvků. Dále je přihlédnuto k plánovanému navýšení přenášeného výkonu a problémům vyskytujícím se u původní konstrukce skříně.

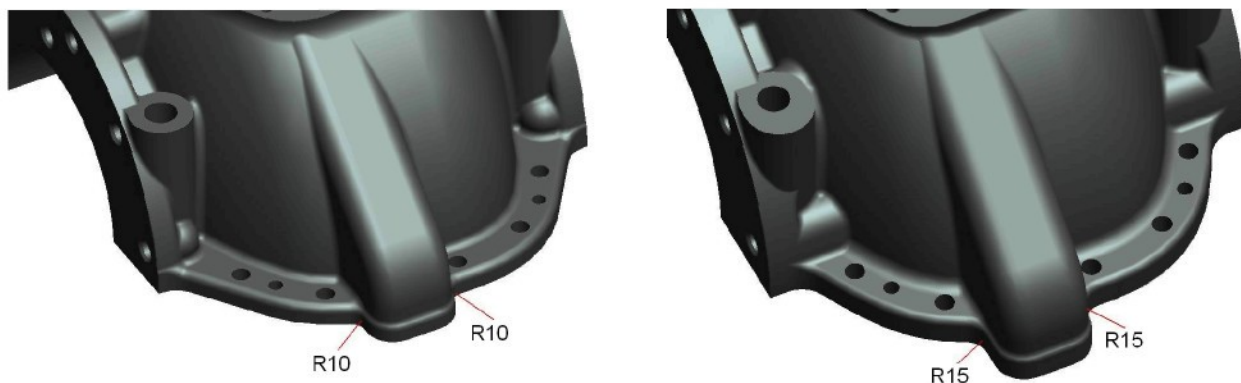
### ***6.1 ZMĚNA MATERIÁLU***

Původní převodová skříň, resp. horní a dolní díl jsou vyrobeny z oceli na odlitky 422709.5. Použití tohoto materiálu s sebou přináší vysokou energetickou náročnost při výrobě a následném tepelném zpracování po odlití. Nově navrženým materiálem převodové skříně je litina s kuličkovým grafitem EN-GJS-500-7, jež je ekvivalentní k tvárné litině 422305. Nižší energetické náklady na výrobu litiny s kuličkovým grafitem plynou především z nižší tavicí a tím lici teploty cca o 250 °C a z úspory normalizačního žihání ocelových odlitků. Další přínos spočívá v úspoře materiálu, jelikož litina s kuličkovým grafitem lépe předlévá tvary. Mezi další výhody lze zařadit snížení hmotnosti cca o 11% (nižší měrná hmotnost), dobré tlumicí vlastnosti, lepší obrobiteľnosť (tvorba dělené třísky a mazací vlastnosti grafitu), možnost použití levnějších formovacích směsí (postačí křemičité písky).

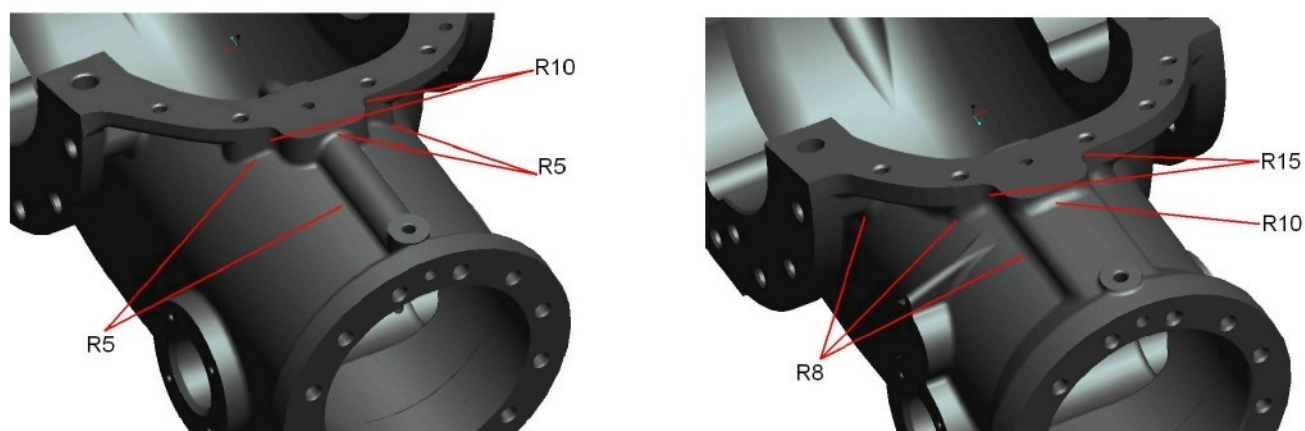
### ***6.2 ÚPRAVY TVARU HORNÍHO A DOLNÍHO DÍLU SKŘÍNĚ***

Na základě výsledků metody konečných prvků byly provedeny úpravy tvaru jednotlivých dílů převodové skříně v místech zvýšeného napětí, tedy v přechodu válcové části uložení pastorku a válcové části uložení tal. kola. V tomto místě došlo u horního dílu skříně k protažení nálitku zachycujícího rozstříkovaný olej od tal. kola a změně poloměru zaoblení v přechodu límce dělicí roviny z R10 na R15. Provedená změna je naznačena na obr. č. 25 a na přiloženém výrobním výkrese č. KSD-DP-565-1. Modifikace dolního dílu spočívá podobně ve zvětšení příslušných poloměrů zaoblení týkající se části a změně tvaru

nálitku dopravujícího olej k ložiskům pastorku. Provedená změna je ukázána na obr. č. 26 a na přiloženém výrobním výkrese č.KSD-DP-565-2. Provedené tvarové změny mají za cíl snížení koncentrovaného napětí v těchto místech.



Obr. č. 25: Modifikace horního dílu převodové skříně – náletek pro olej.



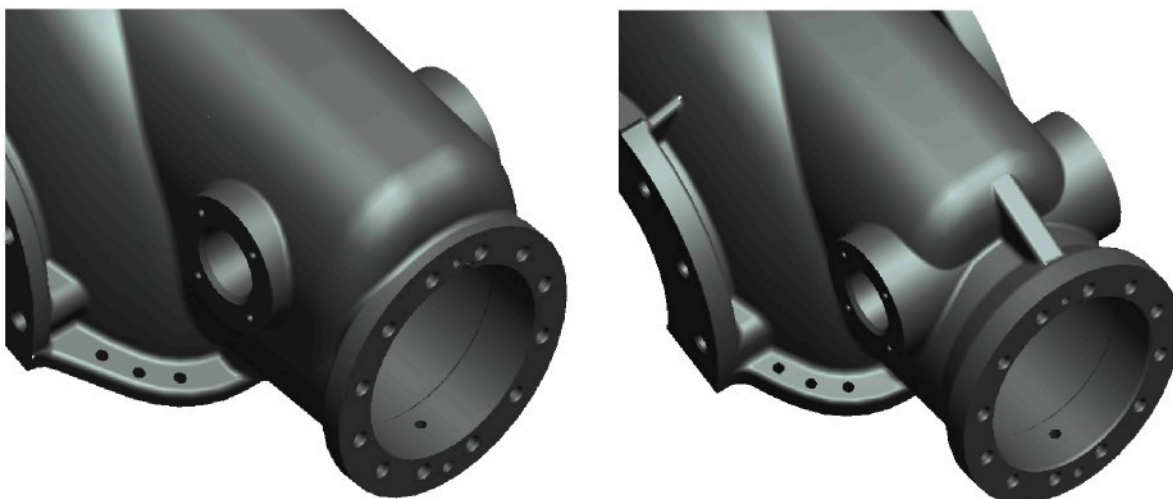
Obr. č. 26: Modifikace dolního dílu převodové skříně – náletek pro olej.

Dále je upravena příruba horního dílu skříně pro připevnění nahlížecího víka. Původní uspořádání obsahuje 12 x průchozí závitovou díru M8 pro šrouby připevňující toto víko. Ukázalo se, že za dlouhodobého provozu zde dochází k úniku oleje. Z tohoto důvodu jsou na přírubu nahlížecího víka přidány válcové nálitky z vnitřní strany skříně. Závitové díry jsou potom provedeny jako neprůchozí 12 x M8 x 15 – 20. Toto uspořádání se jeví jako spolehlivější a výhodnější, než použití těsnícího tmelu, neboť se dá očekávat častá montáž a demontáž v rámci pravidelné kontroly převodovky. Provedená úprava je patrná z obr. č. 27.



Obr. č. 27: Modifikace horního dílu převodové skříně – příruba nahlížecího víka.

Další úprava dolního dílu spočívá ve zkrácení spodní části skříně pod uložením pastorku. Tato úprava má zjednodušit formování dílu a následné čištění zbylé formovací směsi, která u původní konstrukce zůstávala v tomto obtížně přístupném místě. Ve vzniklém prostoru je vytvořeno žebro tloušťky 25 mm s průchozí dírou  $\varnothing$  10 mm sloužící pro zpětnou dopravu oleje od ložisek pastorku.



Obr. č. 28: Modifikace dolního dílu převodové skříně – zkrácení spodní části.

Další provedenou modifikací horního dílu je zjednodušení nálitku ve vnitřním prostoru skříně, sloužícího pro dopravu oleje k nápravovým ložiskům a částečné zakrytí otvoru odvětrávacího ventilu. Provedená změna je naznačena na obr. č. 29. Snahou je zjednodušení formování horního dílu skříně.



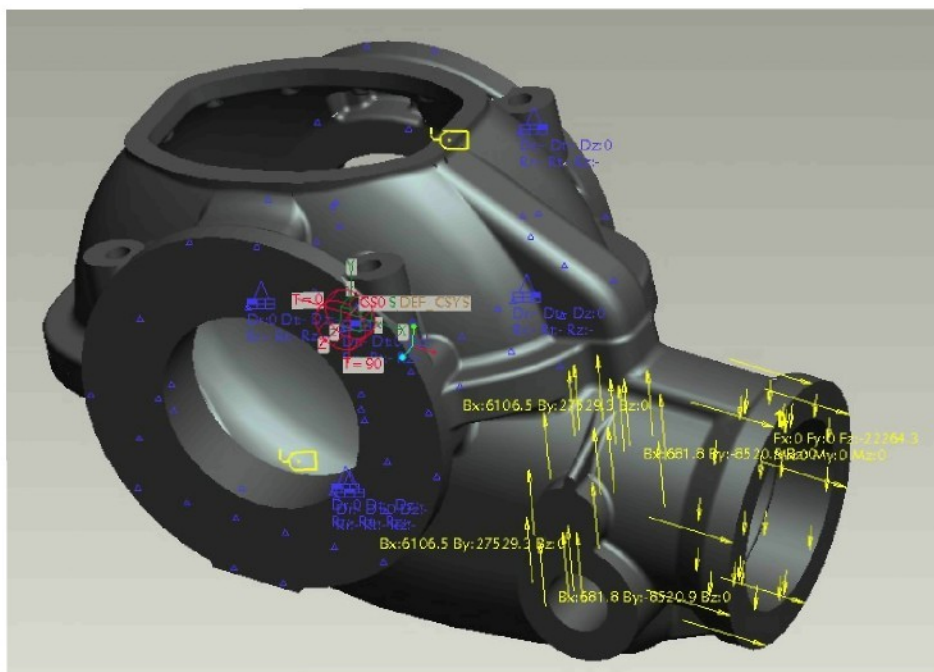


Obr. č. 29: Modifikace horního dílu převodové skříně – vnitřní nálitek.

S ohledem na budoucí plánované navýšení přenášeného výkonu z původních 64,5 kW na 90 kW je provedeno zesílení tloušťky stěny převodové skříně z původních 10 mm na 12 mm. Dále je provedeno zesílení levé a pravé příruby obou dílů skříně. Důvodem výše uvedených úprav je jednak snaha o dosažení srovnatelné tuhosti jako u původní skříně, případně její navýšení a nutnost použití únosnějších, tedy i rozměrnějších ložisek nápravy v případě navýšení výkonu. Všechny provedené úpravy jsou v elektronické podobě na přiloženém CD, případně na přiložených výkresech horního a dolního dílu převodové skříně.

### ***6.3 PŘIZPŮSOBENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU***

Podobně jako u výpočtového modelu odpovídajícího původní skříně jsou i ve výpočtovém modelu upravené převodové skříně zavedena tvarová zjednodušení, která snižují časovou náročnost výpočtu MKP. Jedná se především o zanedbání prvků díra, závit, zkosení, případně nepodstatné tvarové nálitky stejně jako je uvedeno v kap. 4.1. Zjednodušený výpočtový model se zavedenými okrajovými podmínkami (geometrickými a silovými) je znázorněn na obr. č. 30.



Obr. č. 30: Zjednodušený výpočtový model upravené skříňě.

## 6.4 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI UPRAVENÉ SKŘÍŇĚ

Nově navrženým materiálem pro výrobu skříňě převodovky tramvaje je litina s kuličkovým grafitem EN-GJS-500-7. Základní mechanické a fyzikální konstanty použité pro výpočet MKP dle [9] jsou uvedeny v tab. č. 7.

Veličina	Jednotka	Hodnota
Nejnižší mez kluzu $R_{p0,2}$	Mpa	320
Pevnost v tahu $R_m$	MPa	500
Mez únavy bez vrubu (ohyb za rotace) $\sigma_c$	MPa	224
Nejnižší tažnost $A_5$	%	7
Tvrдость podle Brinella	-	170 až 240
Svařitelnost dle ČSN 051310	-	podmíněná
Modul pružnosti v tahu E	Gpa	169
Měrná hmotnost $\rho$	kg.m <sup>-3</sup>	7050
Měrná tepelná vodivost $\lambda$	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	32,2
Součinitel délkové roztažnosti $\alpha$	K <sup>-1</sup>	12,8

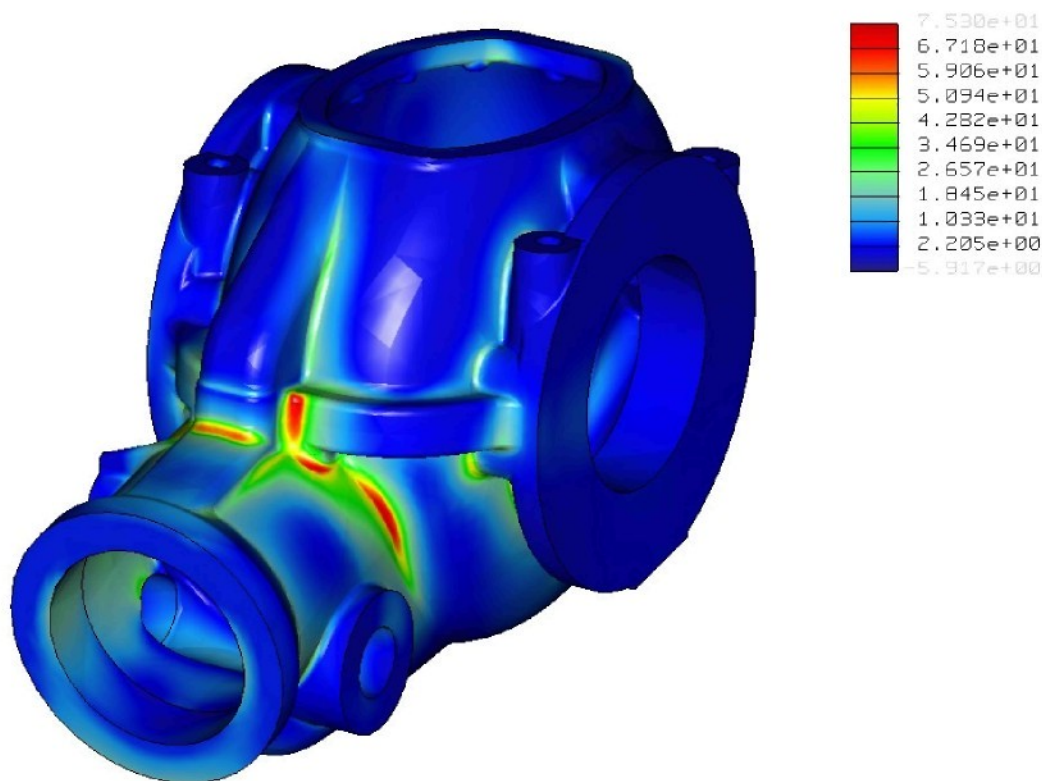
Tab. č. 7: Materiálové vlastnosti litiny s kuličkovým grafitem EN-GJS-500-7.

## 7 VÝSLEDKY VÝPOČTU MKP MODIFIKOVANÉ SKŘÍNĚ

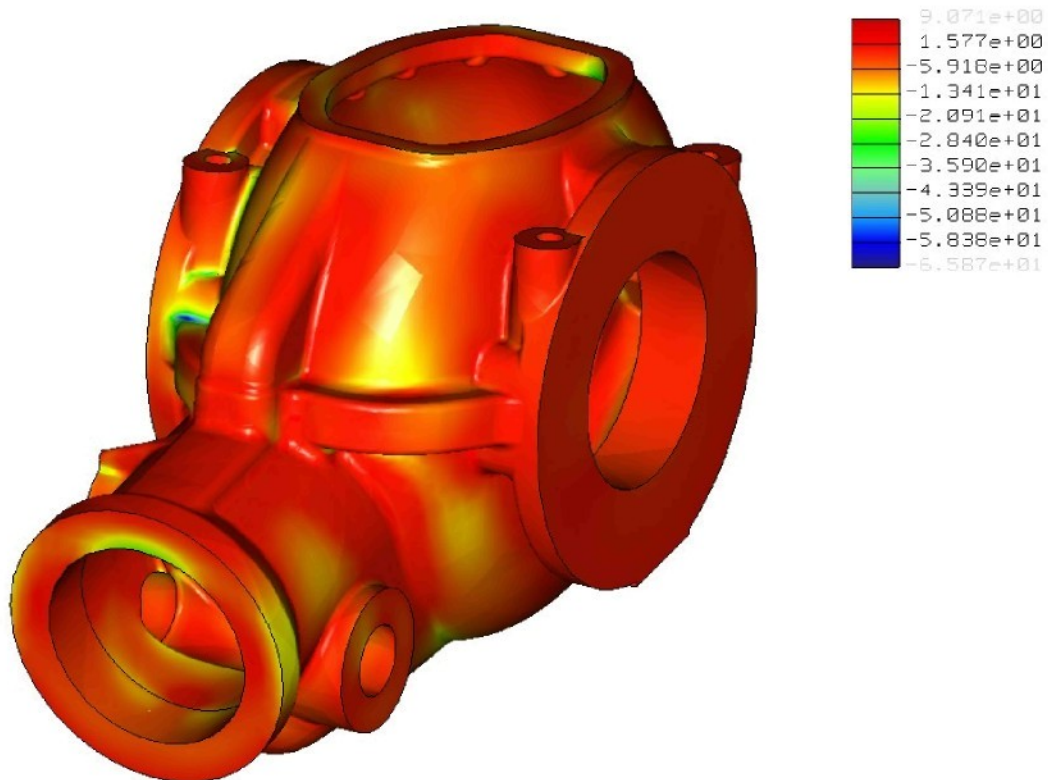
Pevnostní výpočty metodou konečných prvků byly provedeny obdobným způsobem, jako v případě původní skříně, pro levý a pravý chod převodovky tramvaje se zatížením odpovídajícím spolupráci převodovky s trakčním motorem o výkonu 64,5 kW. Výsledky výpočtů jsou předloženy na následujících obrázcích. Proveden je též výpočet upravené skříně pro přenos navýšeného výkonu, jehož výsledky jsou uvedeny v příloze. Pro litinu s kuličkovým grafitem je k hodnocení napětí použito maximálních normálových napětí  $\sigma_{\max}$ , z důvodu srovnatelnosti dosažených výsledků dále hypotéza HMH.

### 7.1 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY–LEVÝ CHOD

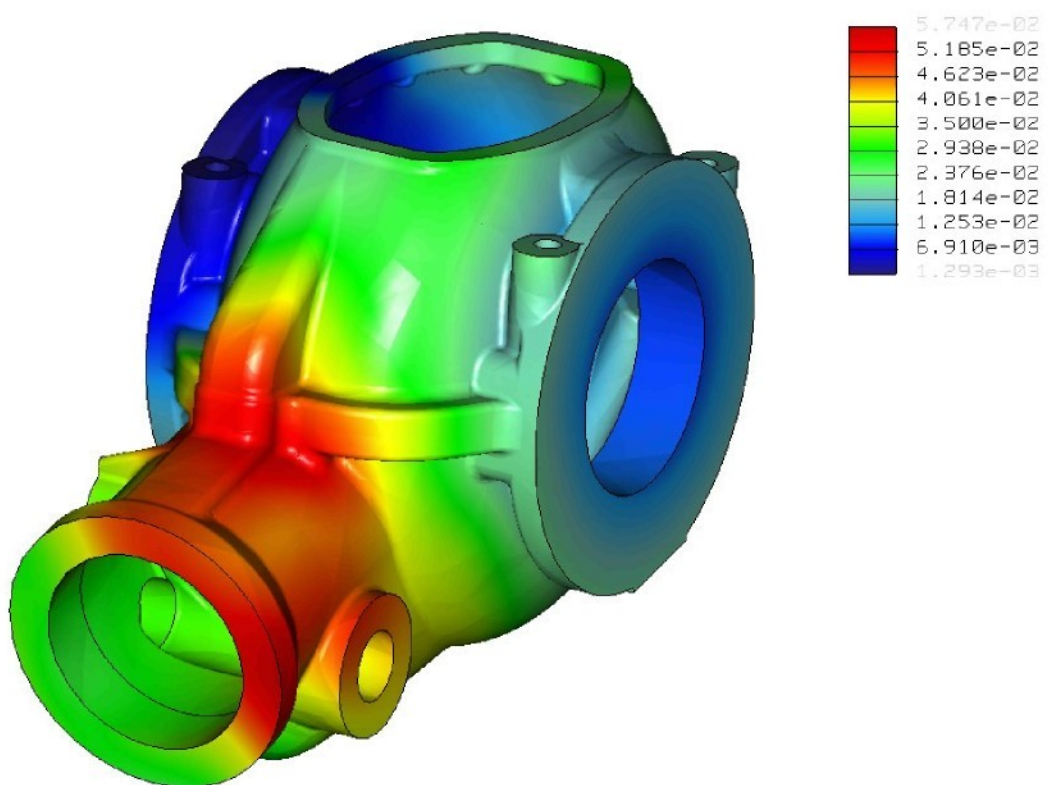
Obr. č. 31a – 31c znázorňují výsledky výpočtu MKP modifikované skříně pro levý chod převodovky.



Obr. č. 31a: Rozložení napětí (Max. principal) – levý chod.



Obr. č. 31b: Rozložení napětí (Min. principal) – levý chod.



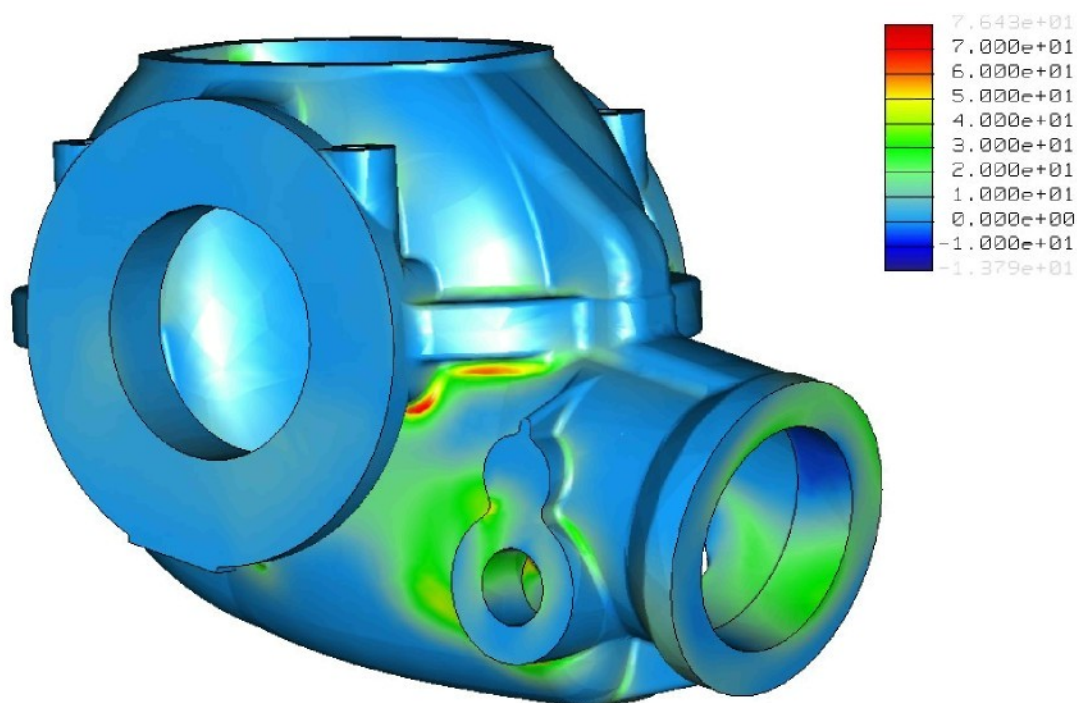
Obr. č. 31c: Rozložení posunutí – levý chod.



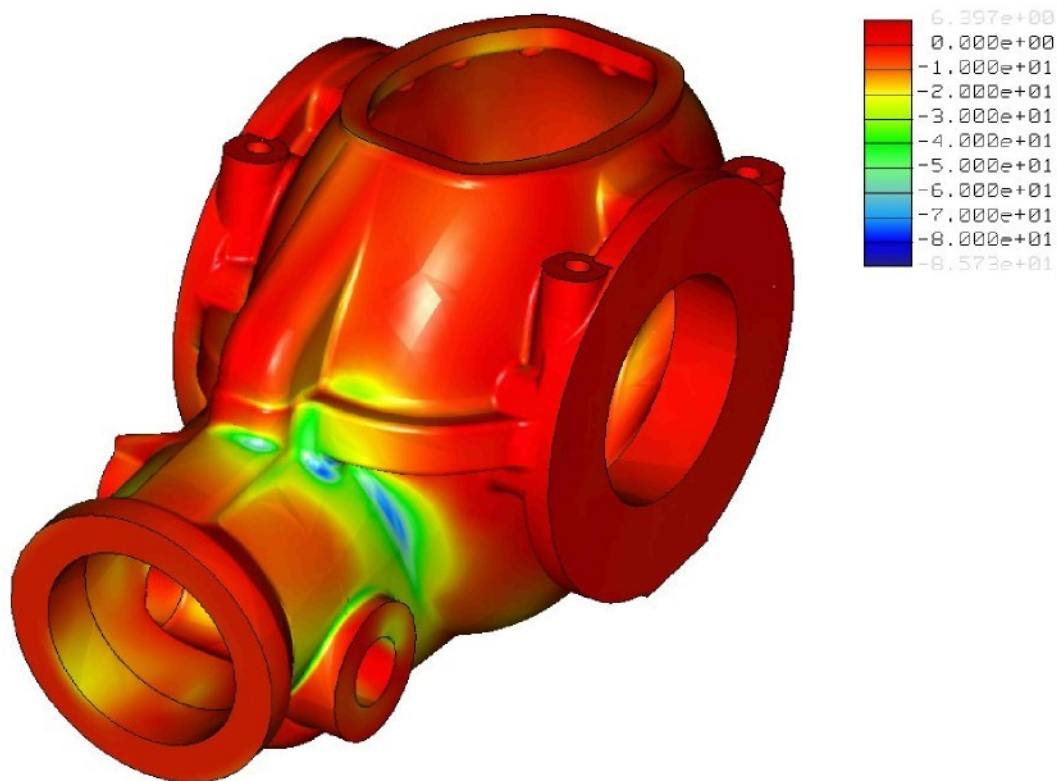
Podobně jako u původní konstrukce skříně jsou místa zvýšených tahových napětí v přechodu válcové části uložení pastorku a válcové části uložení tal. kola. Hodnoty normálových tahových napětí nepřesahují 76 [MPa], hodnoty normálových tlakových napětí dosahují 66 [MPa]. Hodnoty ekvivalentního napětí (viz. obr. v příloze) dle hypotézy HMM nepřesahují 72 [MPa].

## 7.2 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY–PRAVÝ CHOD

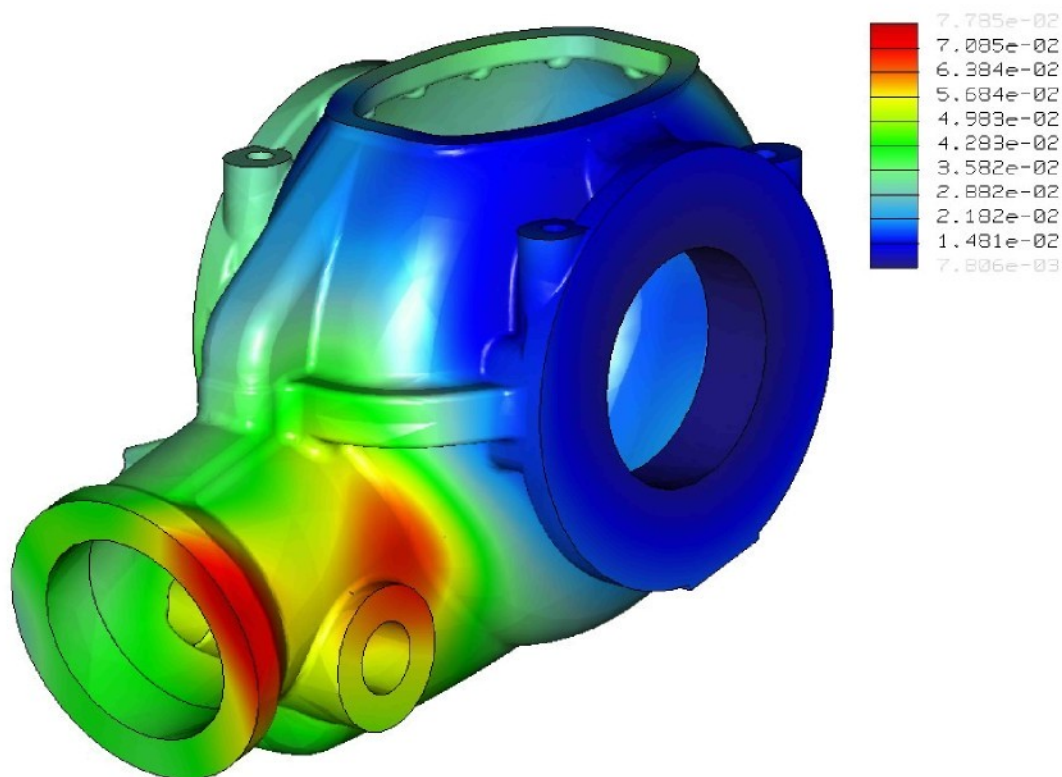
Hodnoty normálových napětí a posunutí upravené skříně odpovídající pravému chodu převodovky jsou zobrazeny na obr. č. 32a – 32c.



Obr. č. 32a: Rozložení napětí (Max. principal) – pravý chod.



Obr. č. 32b: Rozložení napětí (Min. principal) – pravý chod.



Obr. č. 32c: Rozložení posunutí – pravý chod.

Maxima normálových tahových napětí dosahují pro pravý chod hodnot 77 MPa. Hodnoty tlakových napětí se pohybují pod hodnotou 86 MPa. Z výše uvedených obrázků je patrné, že provedené změny přinesly pro levý chod snížení tahových napětí o cca 40 % a v případě pravého chodu o cca 14 %. Provedené úpravy nemají zásadní vliv na snížení velikosti posunutí (deformací), avšak z vypočtených hodnot se zdá být tuhost skříně dostatečná. Pro lepší názornost je více obrázků s rozložením napěťových polí uvedeno v příloze.

### **7.3 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY**

Tab. č. 8 ukazuje hodnoty vypočtených vlastních frekvencí modifikované skříně nápravové převodovky.

Vlastní frekvence [Hz]									
741,2	808,1	1185,5	1294,8	1489,5	1665,1	1740,8	1790,4	1835,5	1934,2

Tab. č. 8: Hodnoty vypočítaných vlastních frekvencí upravené skříně.

### **7.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU PŮVODNÍ A MODIFIKOVANÉ PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ**

Zavedené úpravy horního a dolního dílu převodové skříně přináší snížení napětí v nejvíce namáhaných místech. V případě levého chodu převodovky bylo dosaženo snížení napětí o cca 40 %, pro pravý chod snížení cca 14%. Pro lepší názornost jsou vypočtené hodnoty původní a optimalizované skříně uvedeny v tab. č. 9 a tab. č. 10. I přesto, že vypočtené hodnoty napětí a deformací nedosahují vysokých hodnot, nutno doporučit ověření výsledků vhodnou experimentální metodou na skutečné převodové skříně. Tab. č. 12 ukazuje dosažené výsledky optimalizované skříně pro přenos max. momentu odpovídajícího budoucí plánované spolupráci s trakčním elektromotorem o výkonu 90 kW. V důsledku navýšení tloušťky stěny a zesílení v místech uložení ložisek tal. kola došlo k navýšení hmotnosti upravené skříně o 3,2 kg.

Hypotéza		Původní skříň		Upravená skříň	
		Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]	Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]
$\sigma_{\max}$	Tah	107	4,8	76	6,5
	Tlak	91		66	
HMH		94	3,2	72	4,4

Tab. č. 9: Porovnání vypočtených hodnot – levý chod 64,5 kW.

Hypotéza		Původní skříň		Upravená skříň	
		Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]	Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]
$\sigma_{\max}$	Tah	88	5,9	77	6,4
	Tlak	114		86	
HMH		99	3,0	84	3,8

Tab. č. 10: Porovnání vypočtených hodnot – pravý chod 64,5 kW.

Výsledky výpočtu vlastních frekvencí původní a upravené skříně jsou uvedeny v tab. č. 11. Hodnoty odpovídající upravené skříně se výrazným způsobem neliší od hodnot vlastních frekvencí původní skříně a v obou případech se neshodují s budícími frekvencemi. Projevy resonance (zvýšený hluk, vibrace) by v tomto případě neměly nastat. Opět nutno dosažené výsledky ověřit vhodnou experimentální metodou na reálné převodové skříně.

Vlastní frekvence (Hz)									
720,0	799,5	1160,4	1293,1	1462,7	1661,2	1740,1	1774,7	1862,9	1909,1
741,2	808,1	1185,5	1294,8	1489,5	1665,1	1740,8	1790,4	1835,5	1934,2

Tab. č. 11: Vlastní frekvence původní a upravené skříně.



Hypotéza		Levý chod		Pravý chod	
		Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]	Napětí [Mpa]	Bezpečnost [-]
$\sigma_{\max}$	Tah	91	5,5	100	5
	Tlak	79		109	
HMH		86	3,7	106	3

Tab. č. 12: Výsledky výpočtu upravené skříně – 90 kW

## 8 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byla úprava převodové skříně převodovky tramvaje vyráběné firmou Wikov MGI a.s., která je mimo jiné používána u tříčlankových tramvají Tatra RT8D5M. K tomuto účelu bylo použito metody konečných prvků. Podmětem k provedení úprav původní převodové skříně byla snaha o snížení výrobních nákladů a plánované navýšení přenášeného výkonu.

Tohoto bylo dosaženo jednak změnou materiálu horního a dolního dílu skříně z lité oceli na litinu s kuličkovým grafitem a zavedenými tvarovými změnami. Použití tvárné litiny přináší úspory v podobě nižší energetické náročnosti výroby, lepších slévárenských vlastností a lepší obrobitelnosti. Určitým prostorem pro snížení spotřeby materiálu je snížení tloušťky stěny skříně, která není výrazným způsobem namáhána, avšak toto nebylo s ohledem na navyšování přenášeného výkonu provedeno, neboť by byla nepříznivě ovlivněna tuhost celé skříně a byla by nutná i změna výrobní technologie (způsoby tlakového lití). Dále by vlivem rozdílných rychlostí ochlazování slabé stěny skříně a robustnějších nálitků pro šrouby levého a pravého víka převodovky mohlo docházet ke vzniku vnitřního pnutí v těchto místech.

Provedenými tvarovými změnami došlo rovněž k navýšení hmotnosti převodové skříně o cca 3,2 kg, což není tak závažné. Nutno přihlídnout také k tomu, že v případě navýšení přenášeného výkonu dojde k použití únosnějších a tedy i rozměrnějších ložisek převodovky, v důsledku čehož bude dále snížena hmotnost převodové skříně.

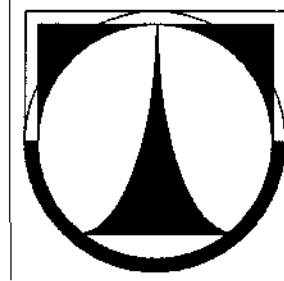
Z hlediska pevnostního výpočtu se zdá nově navržená konstrukce skříně příznivější, avšak nutno doporučit ověření výsledků pevnostní a modální analýzy vhodnou experimentální metodou.

## Seznam použité literatury

- [1] Lata, M.: Konstrukce kolejových vozidel II Univerzita Pardubice, Pardubice 2004
- [2] Bolek, A., Kochman, J a kol.: Části strojů, 2. svazek, 5. přepracované vydání, SNTL-Nakladatelství technické literatury, Praha 1990
- [3] Seidl, O.: Kontrolní výpočet hypoidní převodovky, č. zprávy 9-02-9530-053, Praha 1997
- [4] Michalec, J. a kol.: Pružnost a pevnost I, ČVUT, Praha 1995
- [5] Michalec, J. a kol.: Pružnost a pevnost II, ČVUT, Praha 2001
- [6] Pešík, L.: Části strojů 1.díl, Stručný přehled, 2.vydání, Technická univerzita v Liberci, Liberec 2005.
- [7] Pešík, L.: Části strojů 2.díl, Stručný přehled, 2.vydání, Technická univerzita v Liberci, Liberec 2005.
- [8] ČSN 422709, Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1978
- [9] ČSN 422305, Úřad pro normalizaci a měření, Praha 1975
- [10] <http://www.czechtrams.wz.cz>
- [11] <http://www.voithturbo.de>
- [12] <http://www.flender.com>

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ



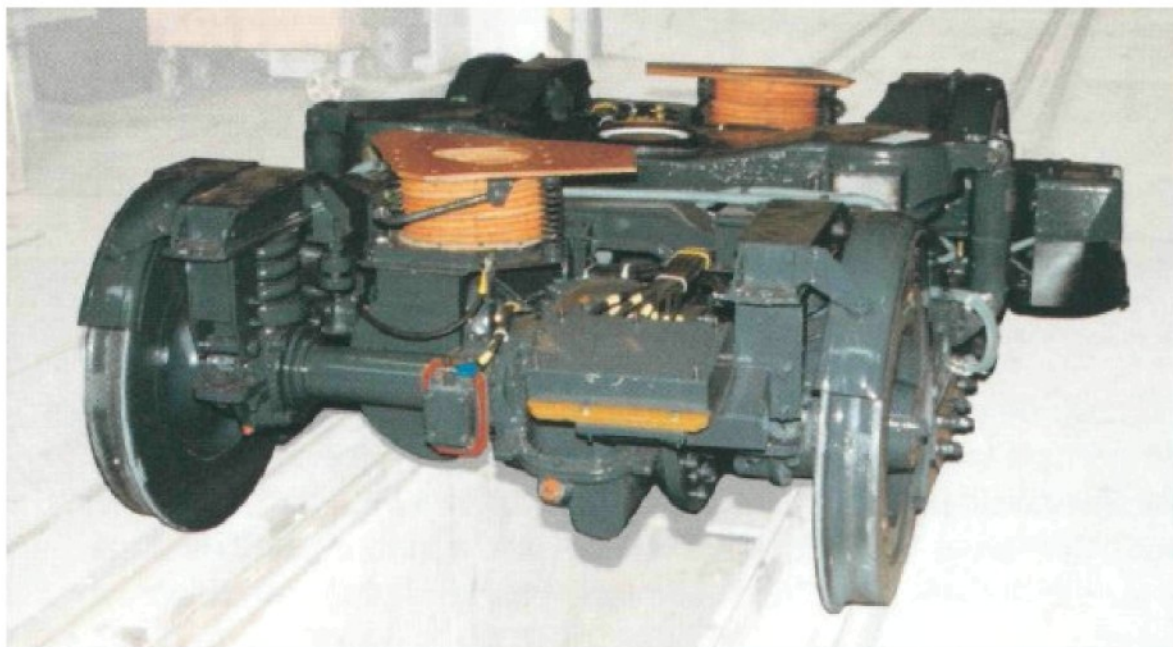
**Přílohy**

# Příloha č. 1

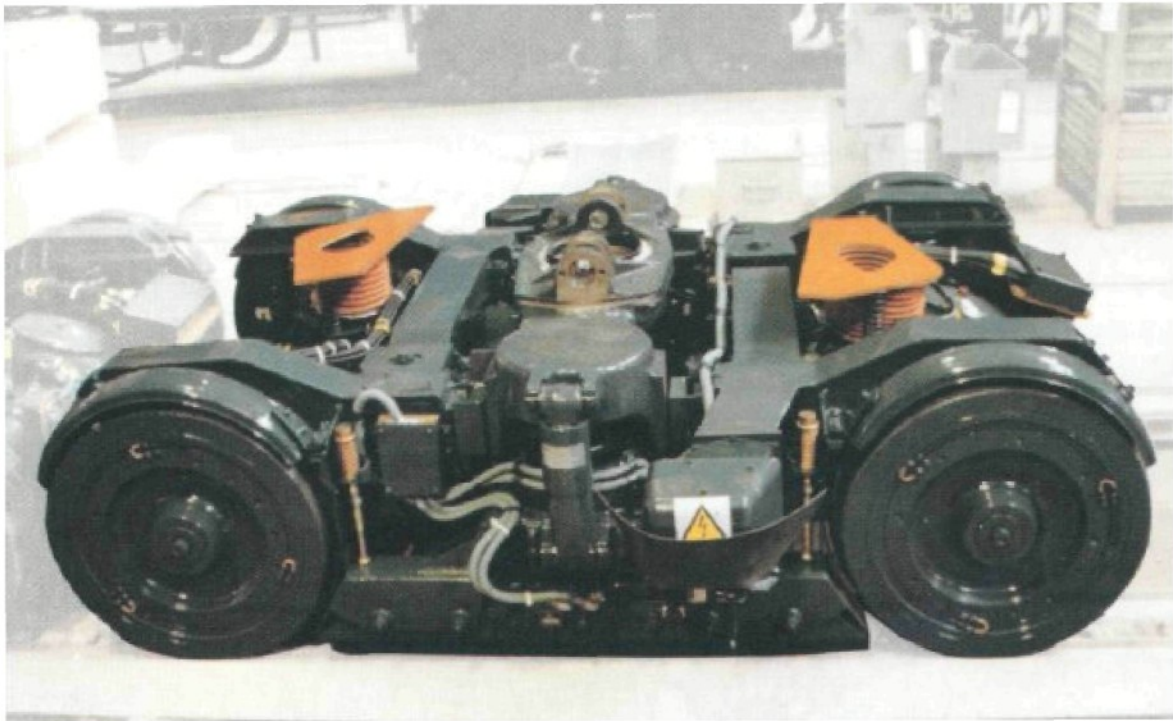
## Tramvaj Tatra RT8D5M.



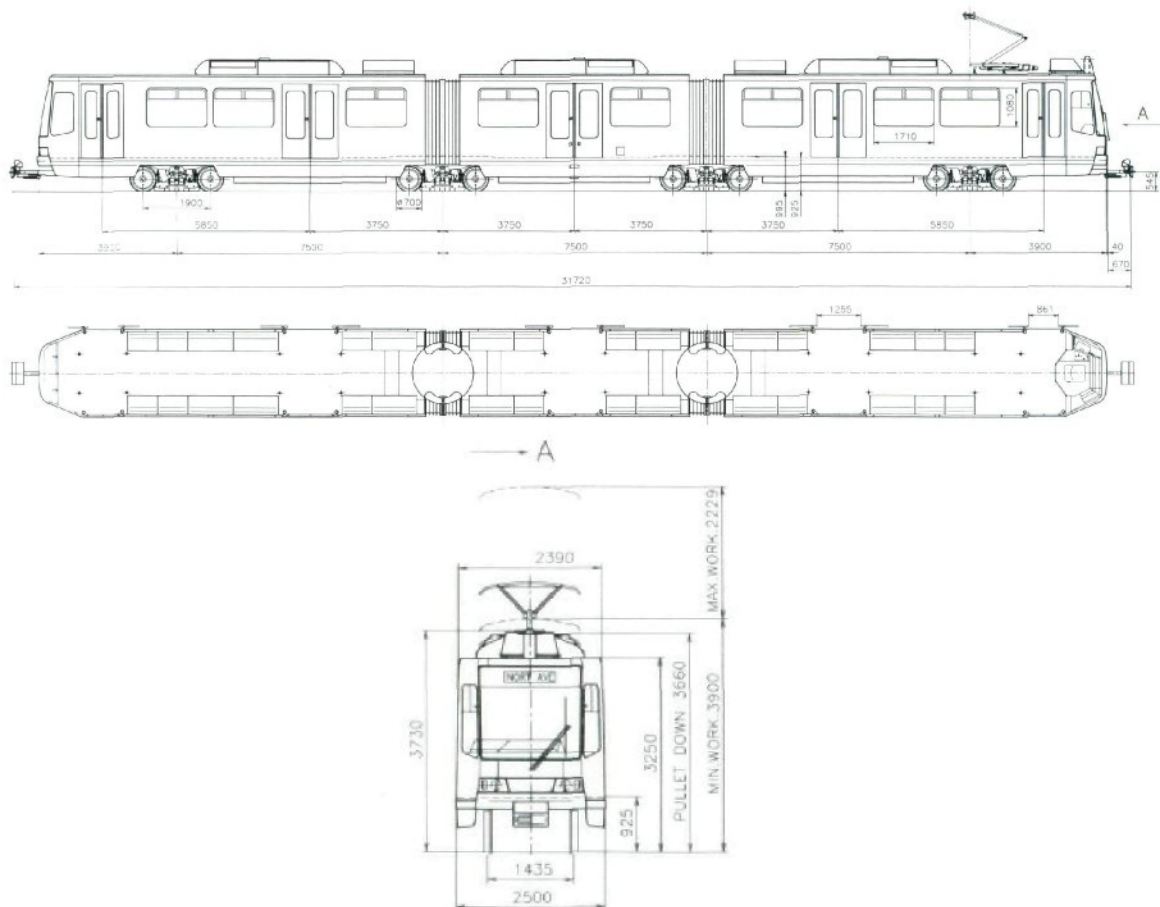
Prototypový vůz tramvaje Tatra RT8D5M č. 0029.



Trakční podvozek tramvaje Tatra RT8D5M.



Trakční podvozek tramvaje Tatra RT8D5M.

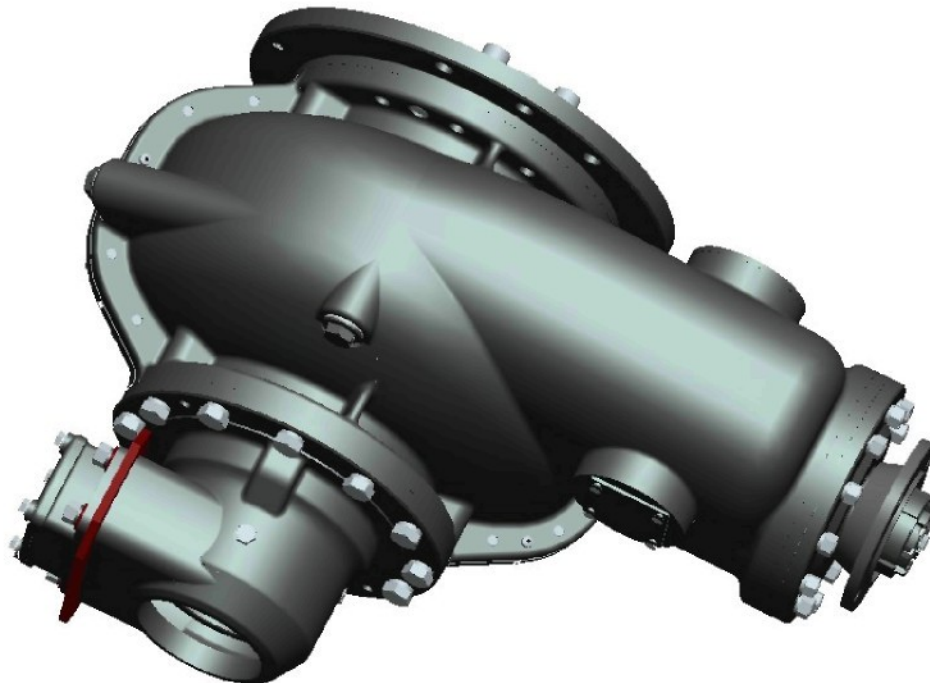
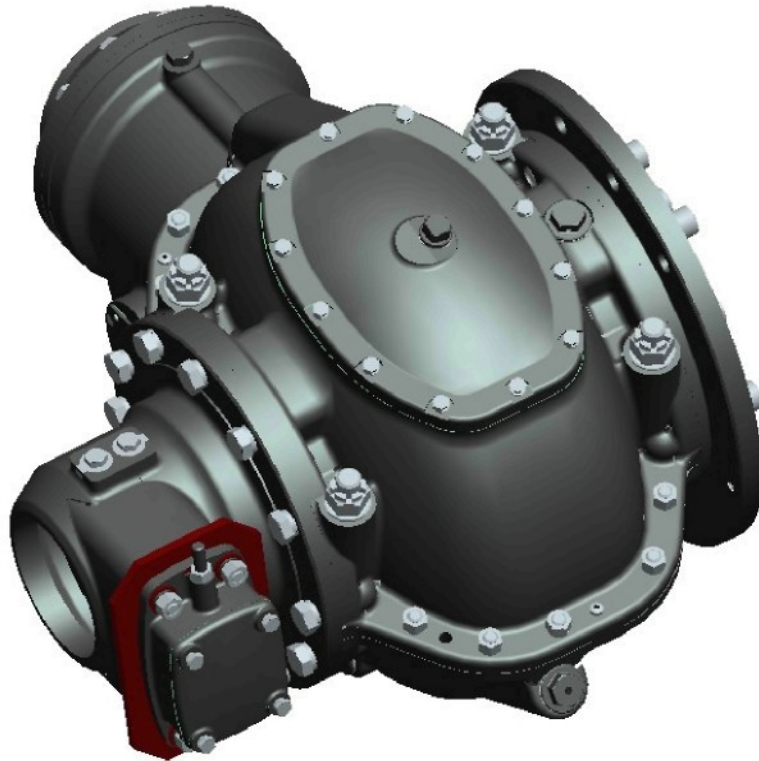


Rozměrové schéma tramvaje Tatra RT8D5M.



## Příloha č. 2

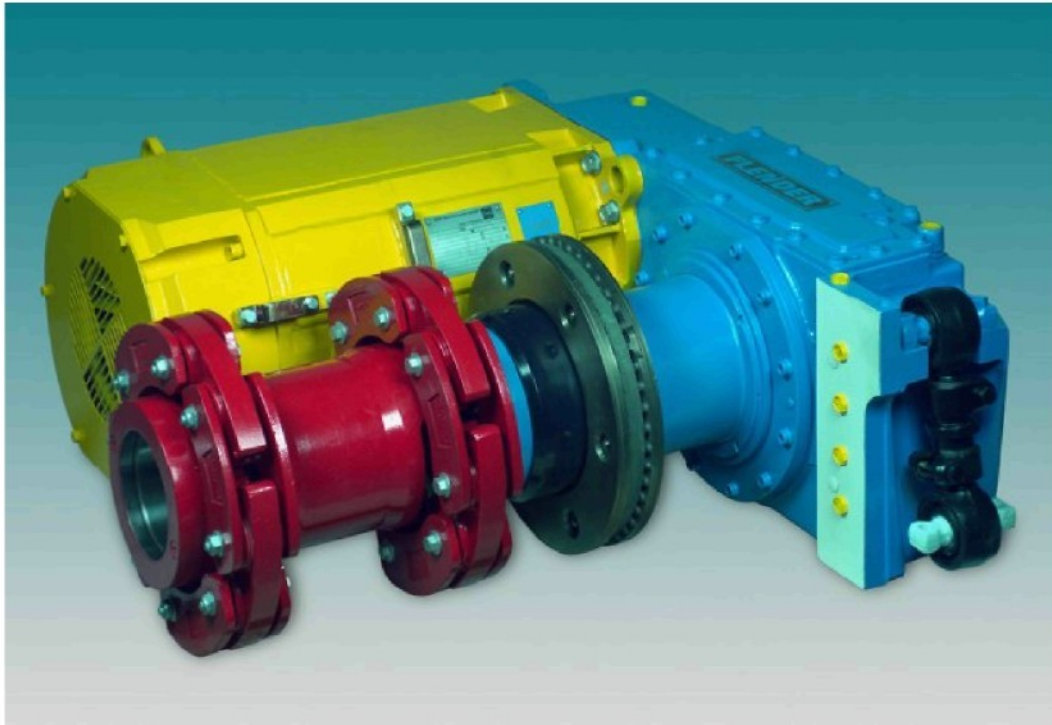
### Nápravová převodovka tramvaje RT8D5M.



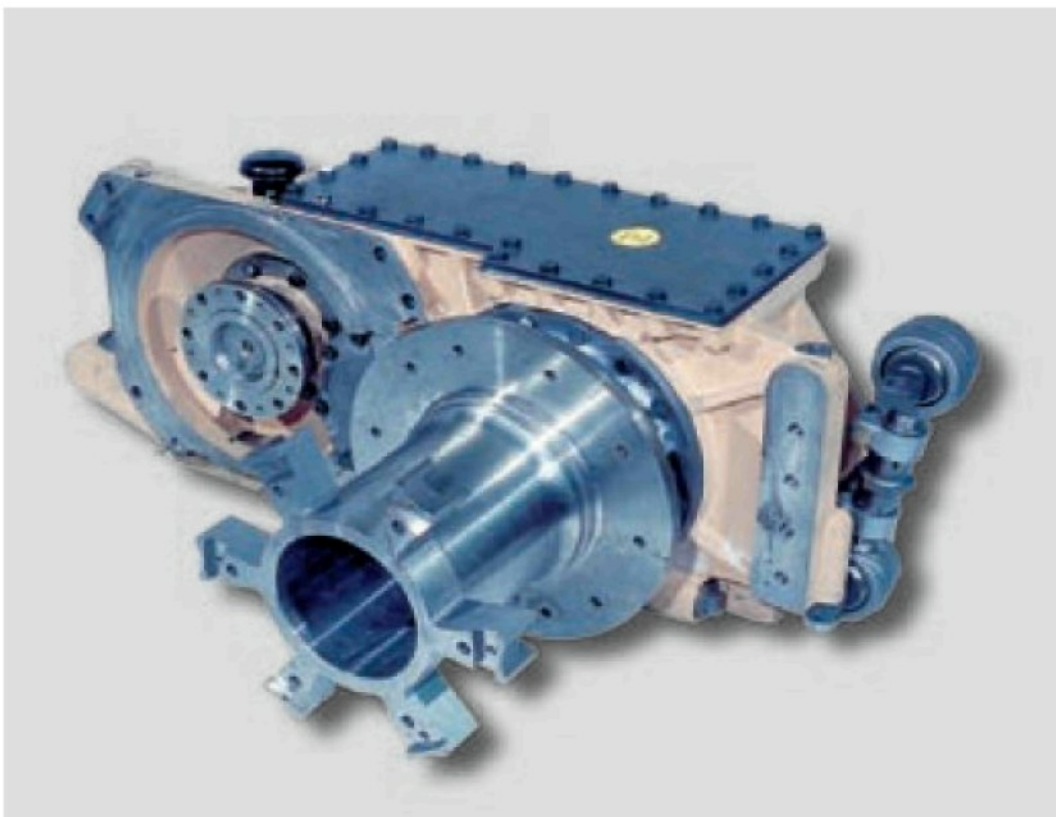
CAD model nápravové převodovky – software Pro/Engineer.

### **Příloha č. 3**

#### **Nápravové převodovky – produkty jiných výrobců.**



Kompaktní pohonný blok Flender ASZA-400 pro tramvaj LF 2000 města Dessau.



Čelní převodovka Voith SZH-418 tramvaje K5000.

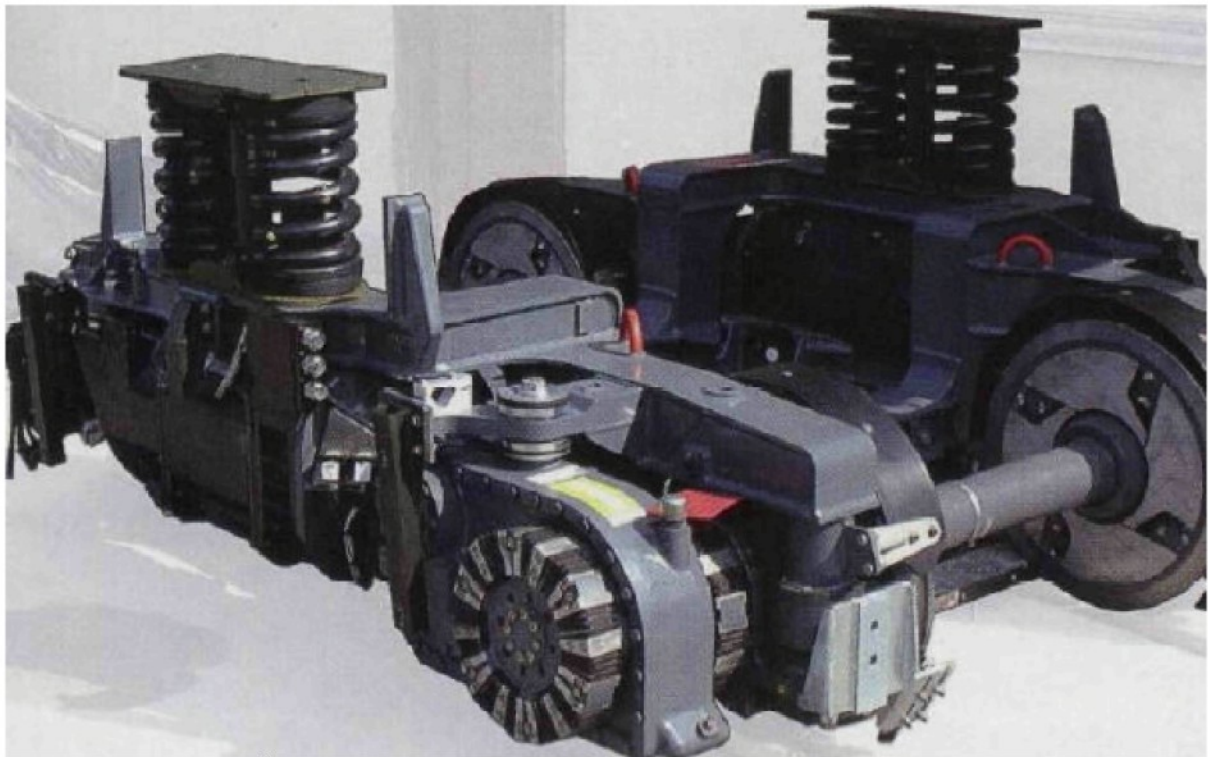




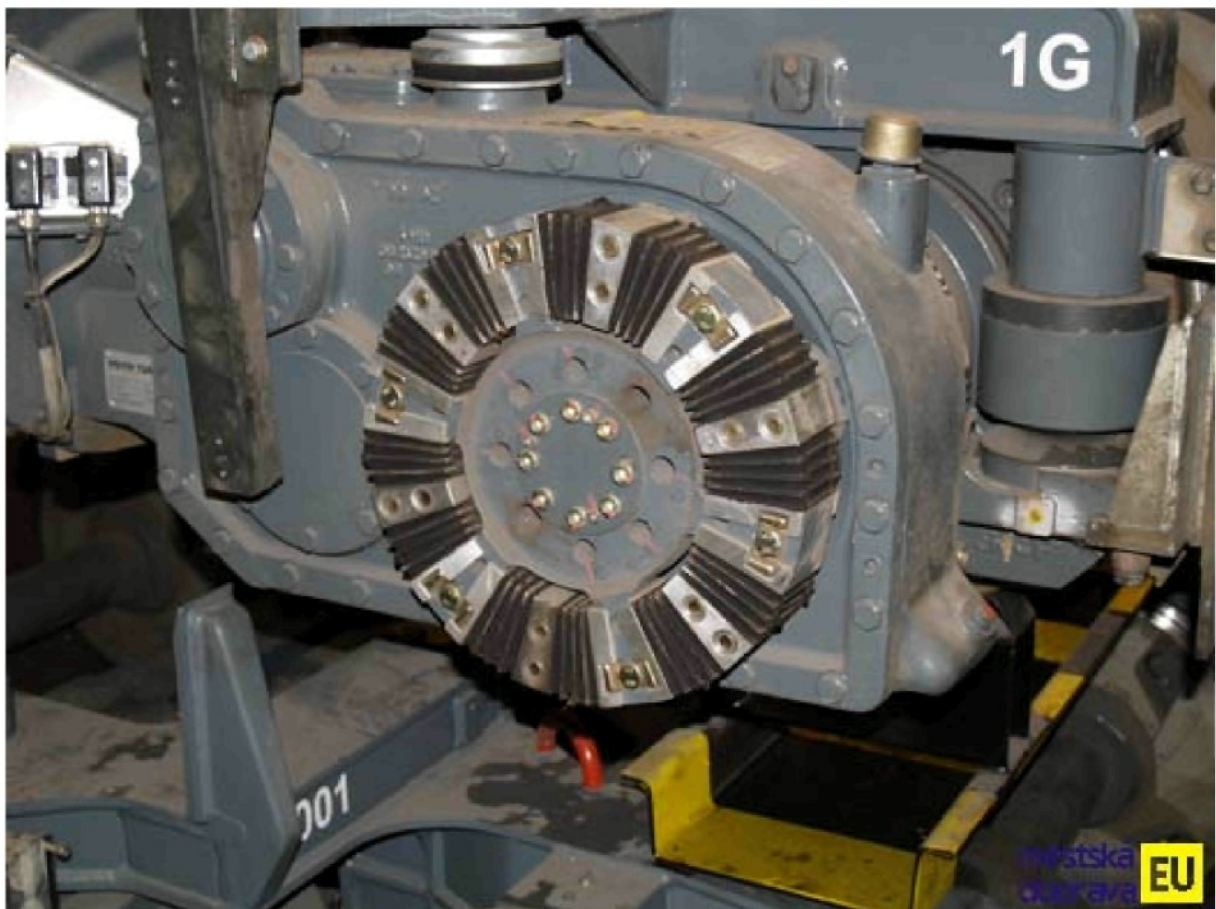
Trakční podvozek tramvaje Siemens Combino.



Kuželová převodovka pohnu Voith KEHA-345 tramvaje Combino.



Úzkorozchodný trakční podvozek tramvaje Cityrunner.

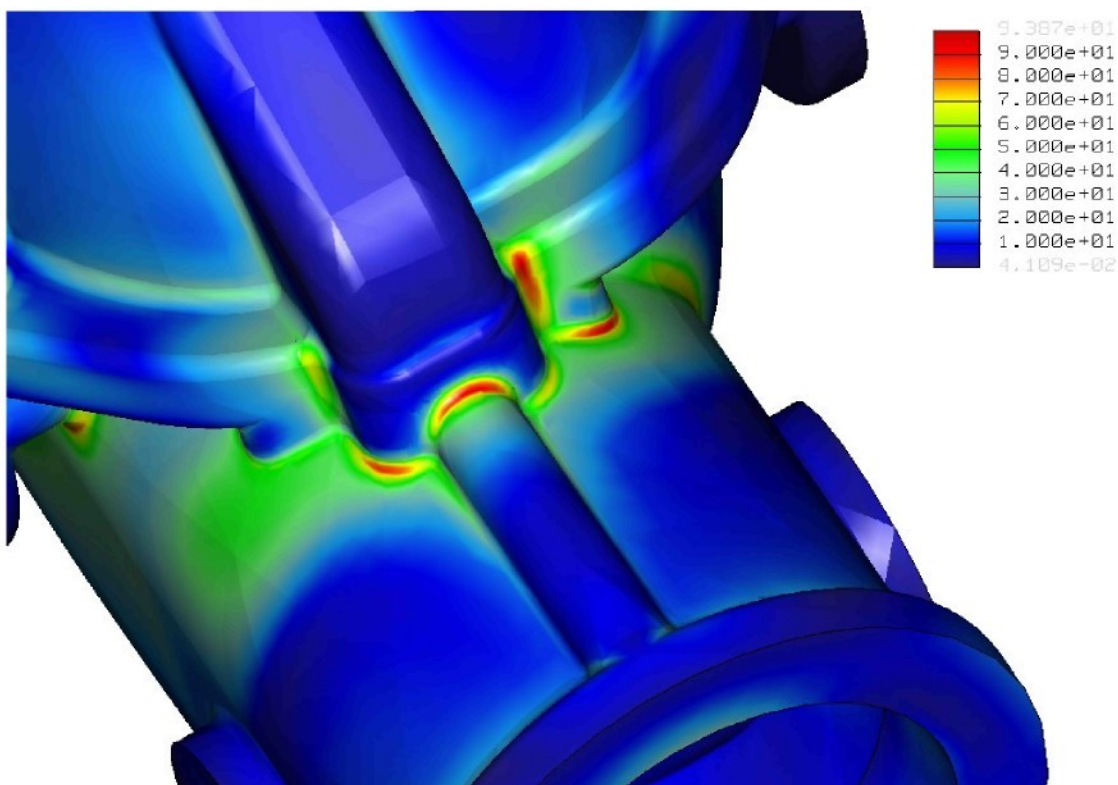
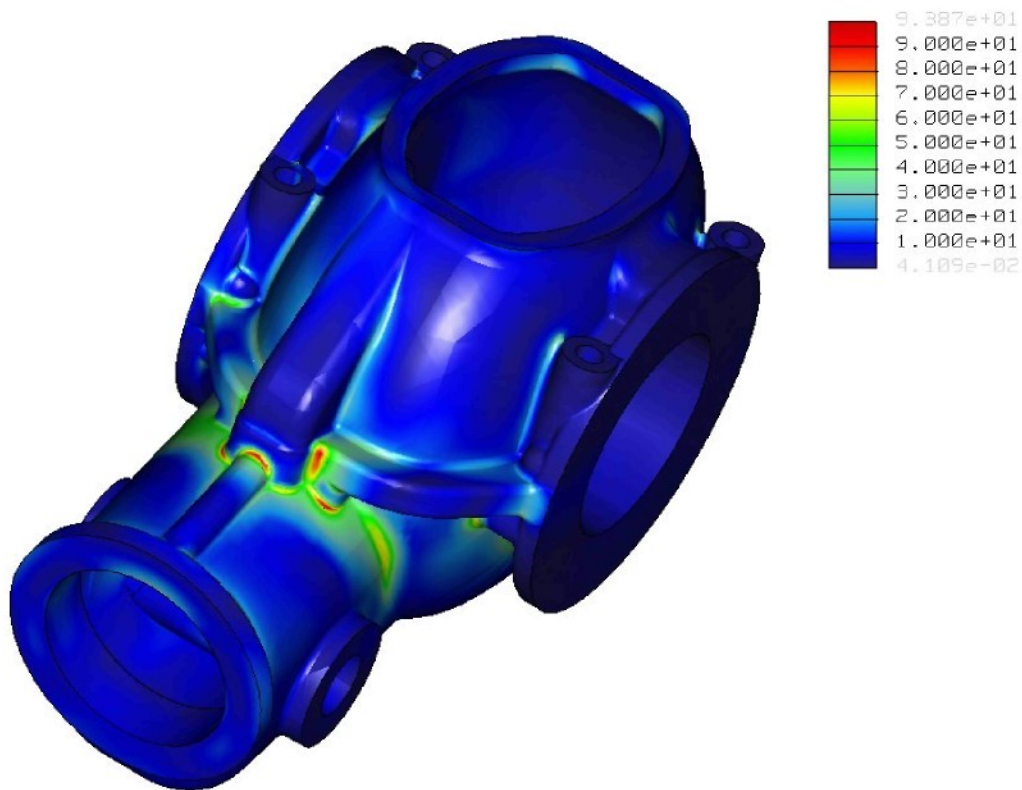


Kuželo-čelní převodovka Voith KSH-10 tramvaje Cityrunner.

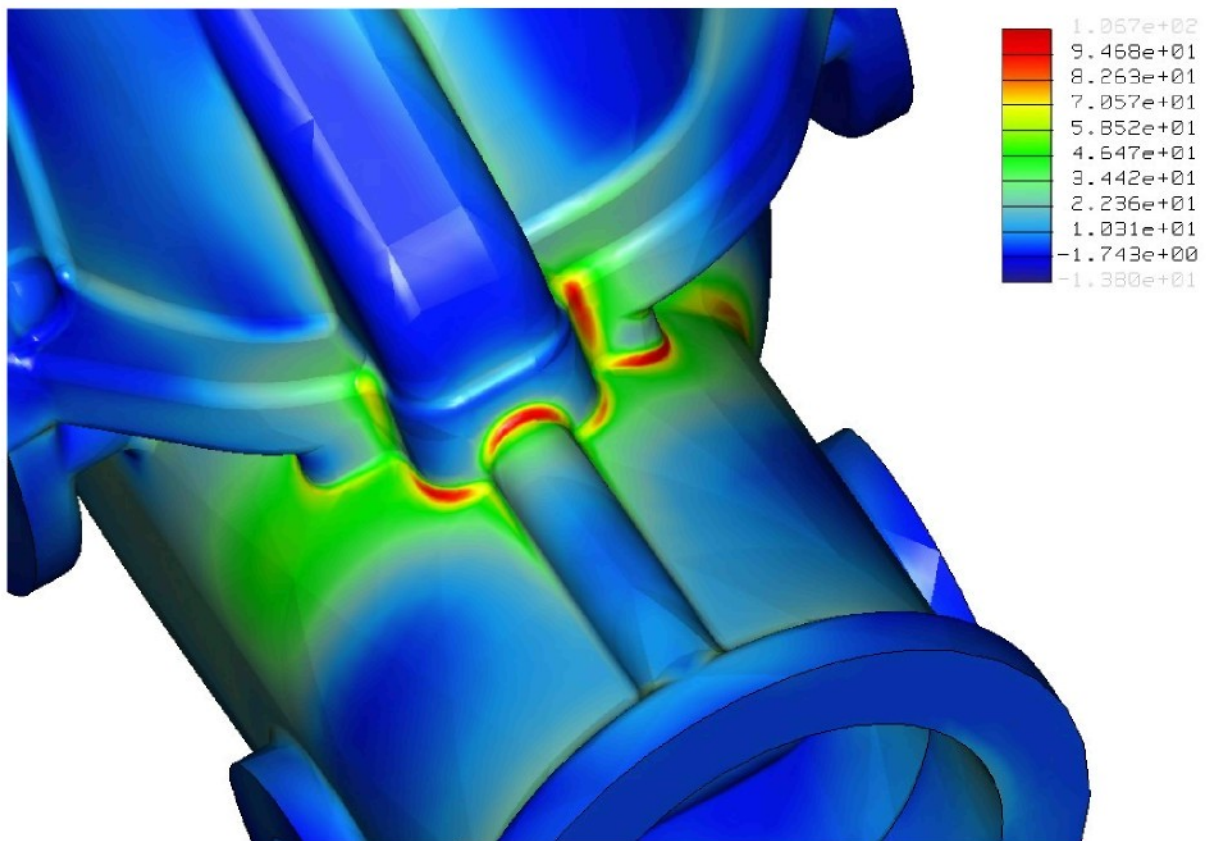
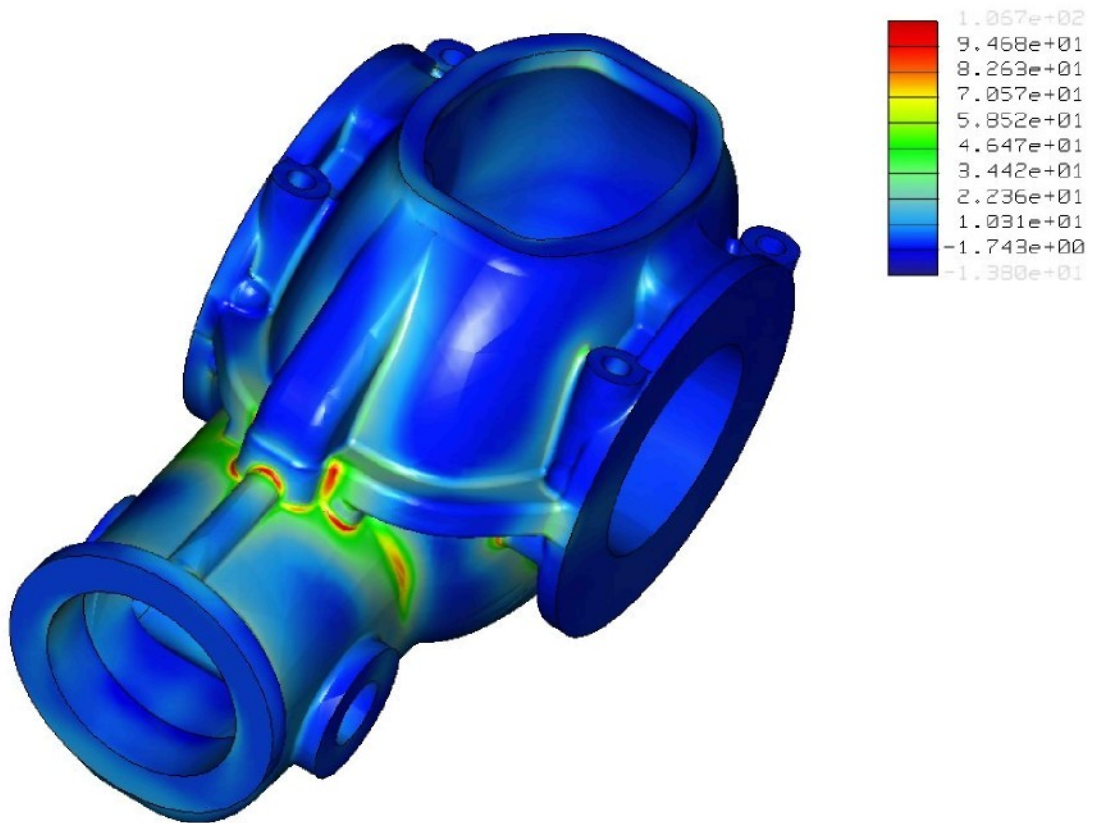


## Příloha č. 4

### Výsledky výpočtu MKP původní skříně – levý chod.

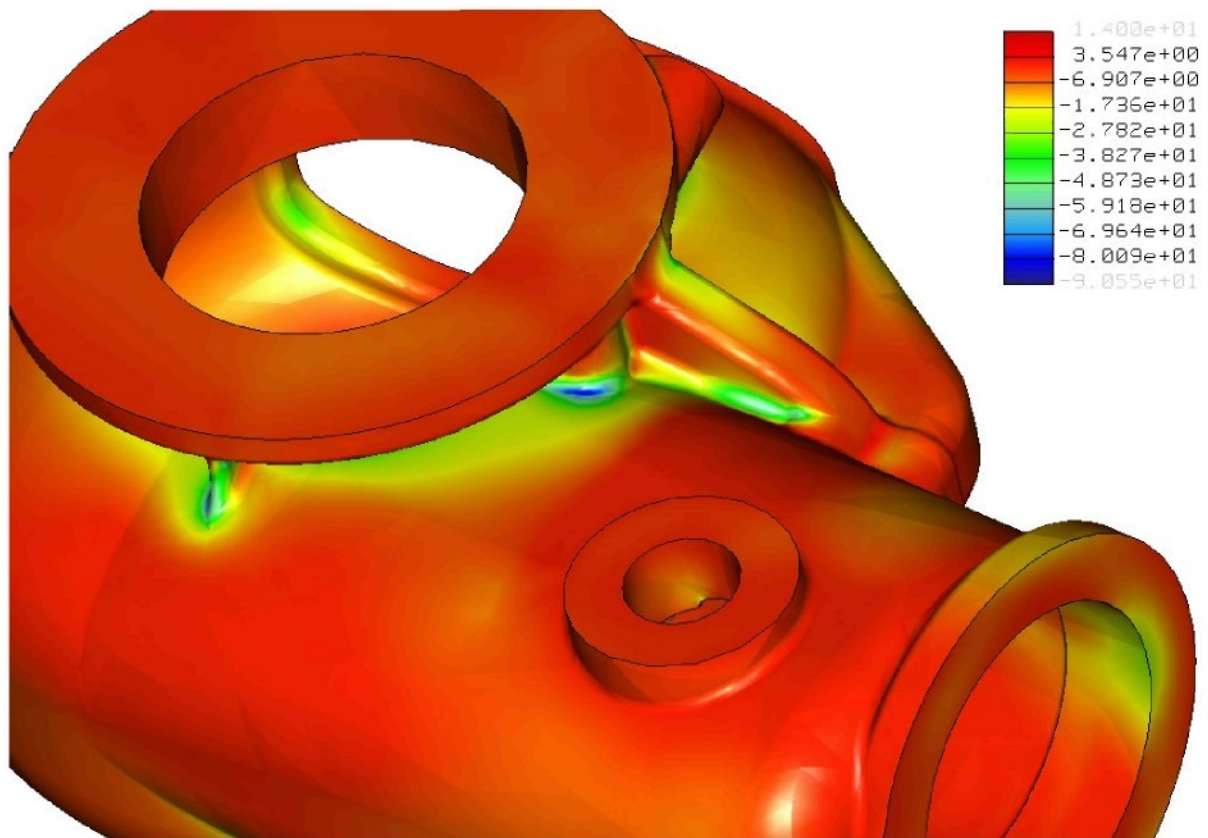
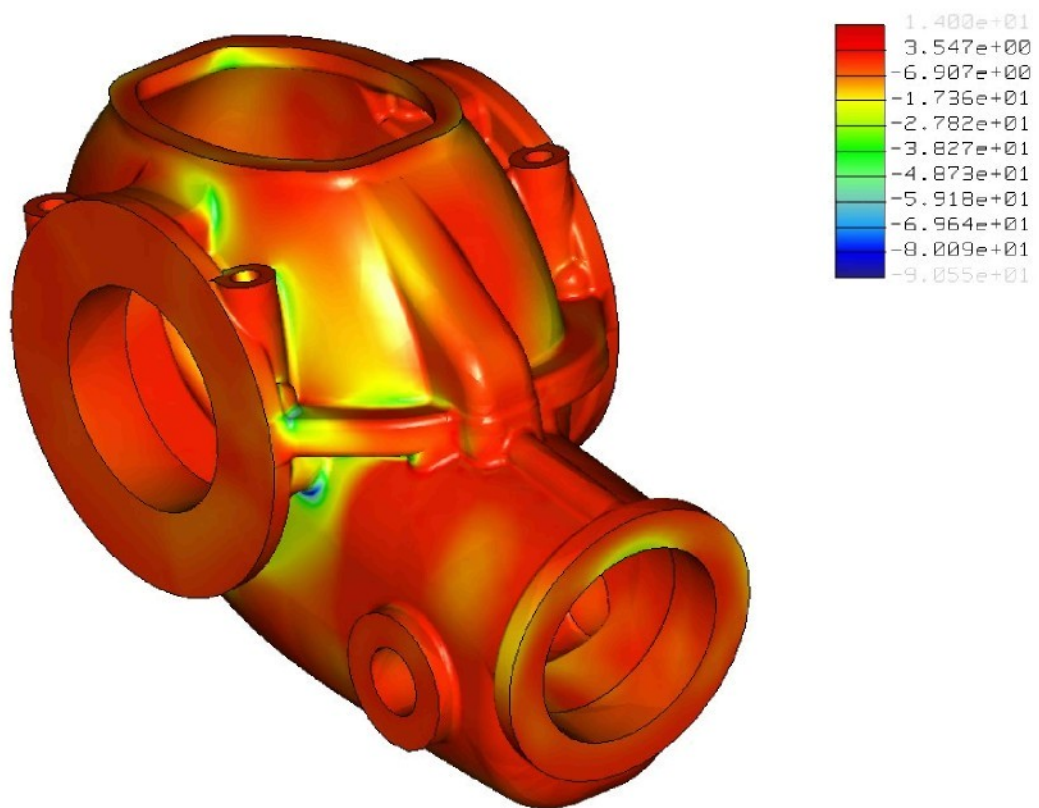


Rozložení polí napětí původní skříně (HMH – levý chod).

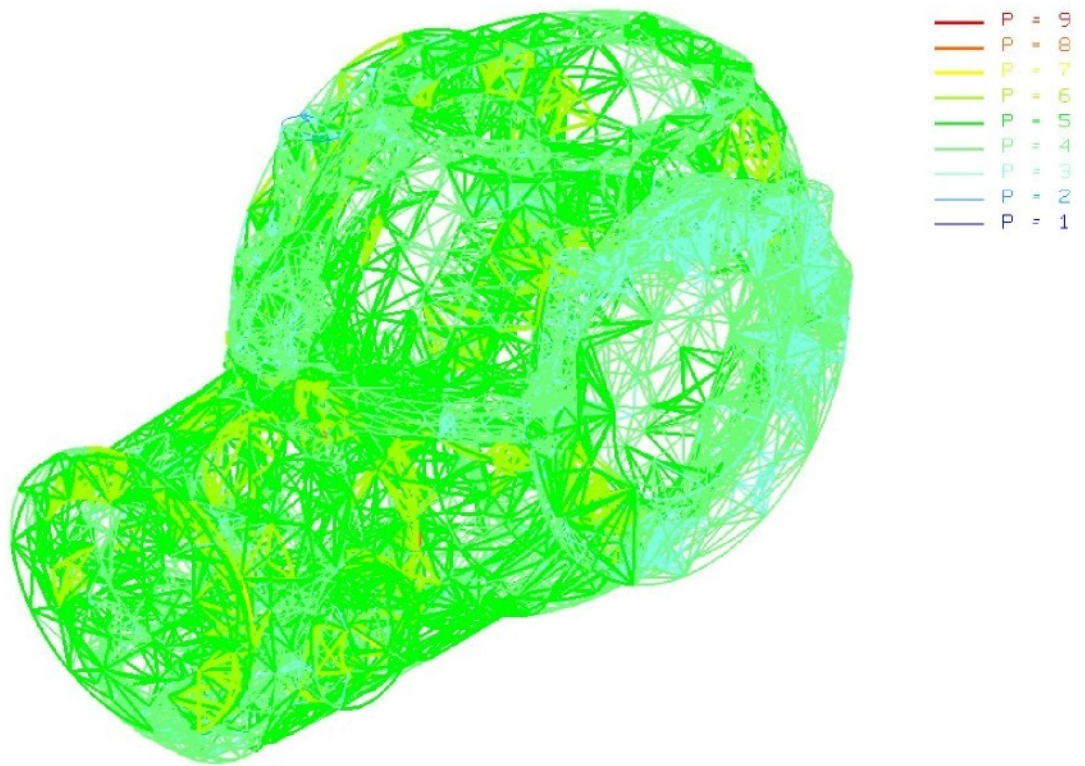


Rozložení polí napětí původní skříně (Max. principal – levý chod).



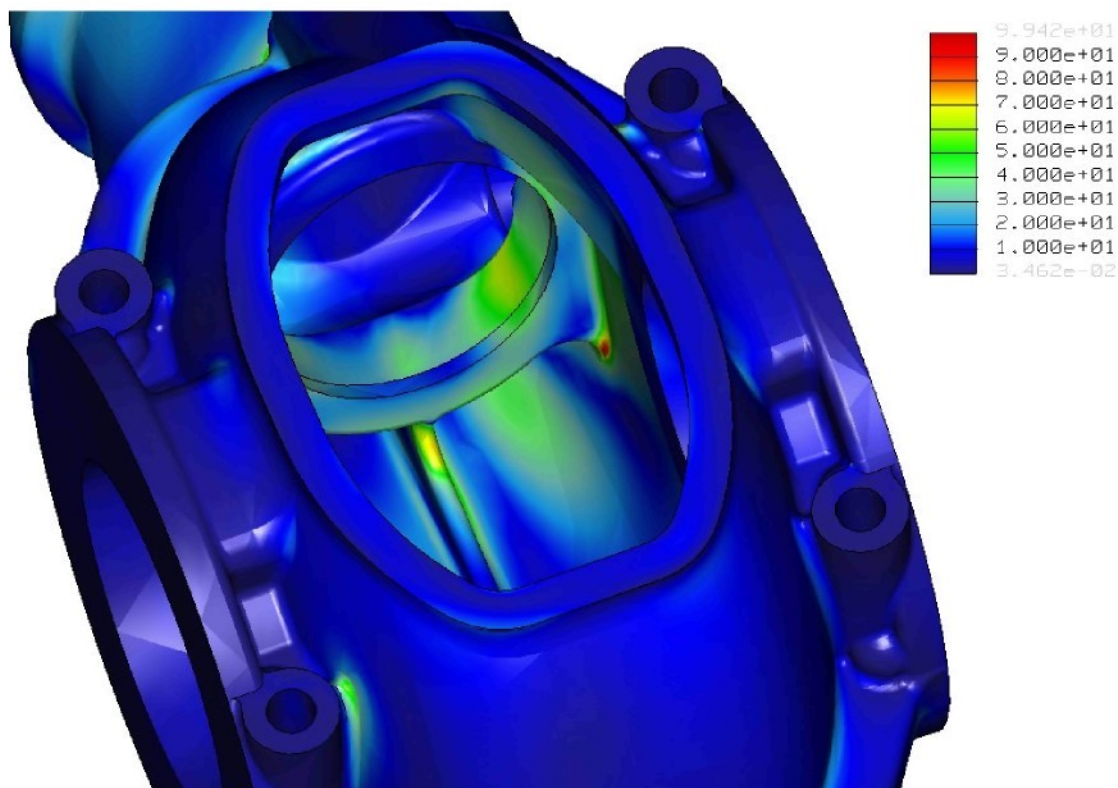
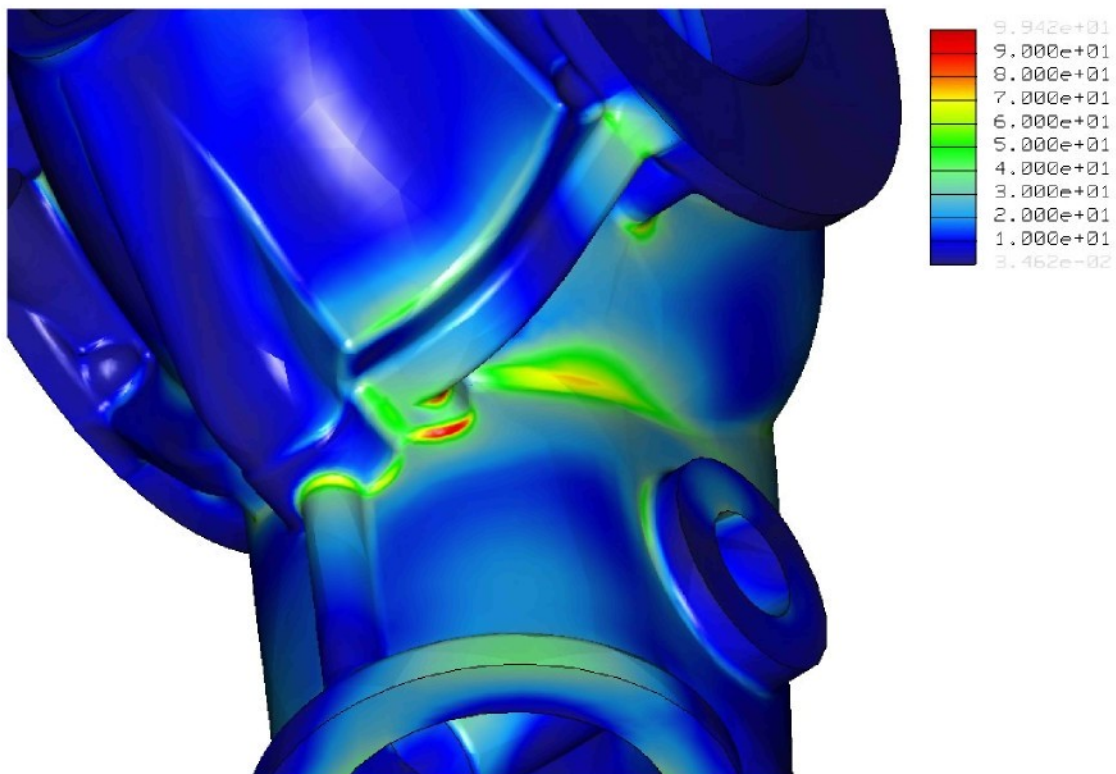


Rozložení polí napětí původní skříně (Min. principal – levý chod).



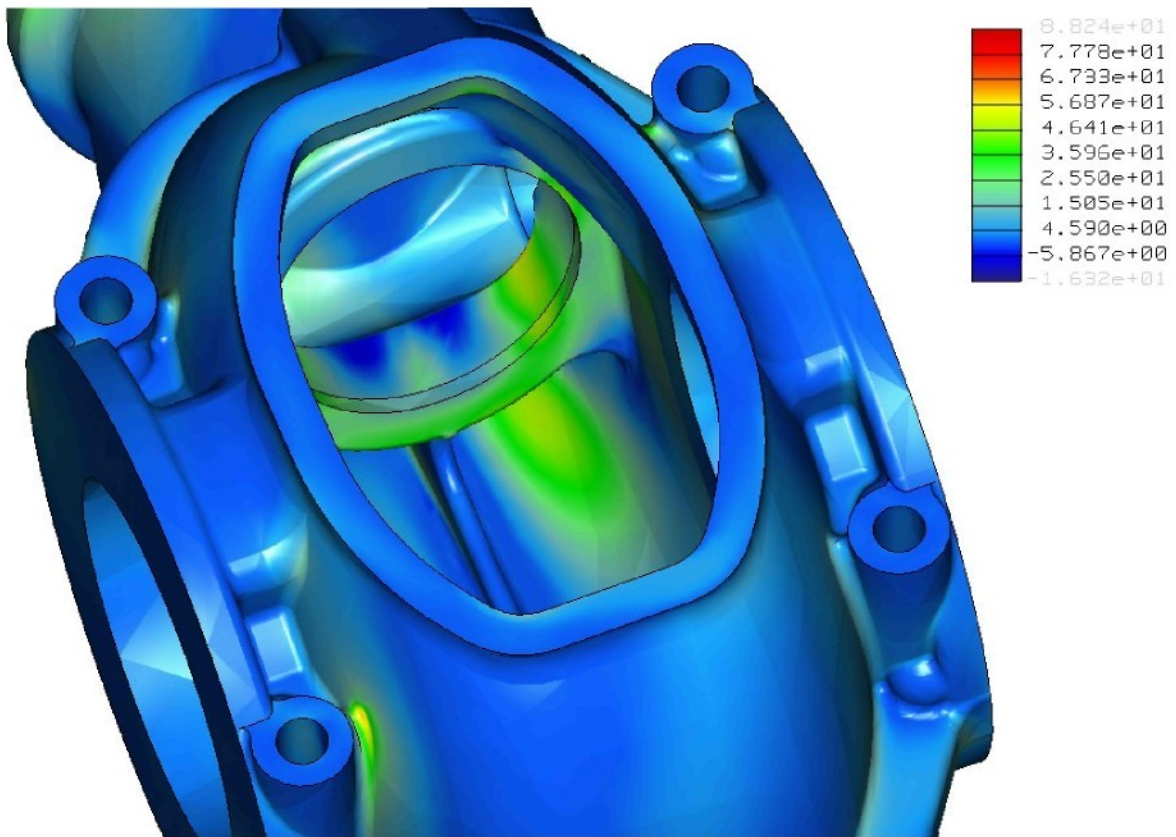
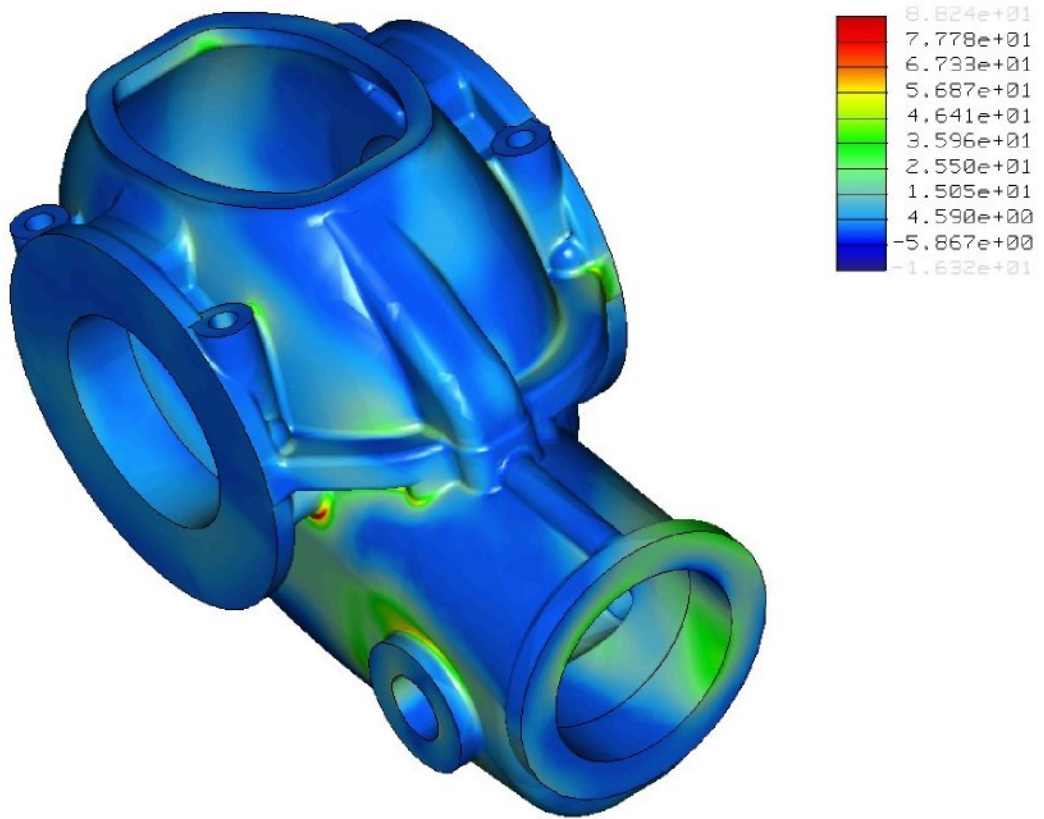
Stupeň aproximačního polynomu – (původní skříň, levý chod).

## Výsledky výpočtu MKP původní skříně – pravý chod.



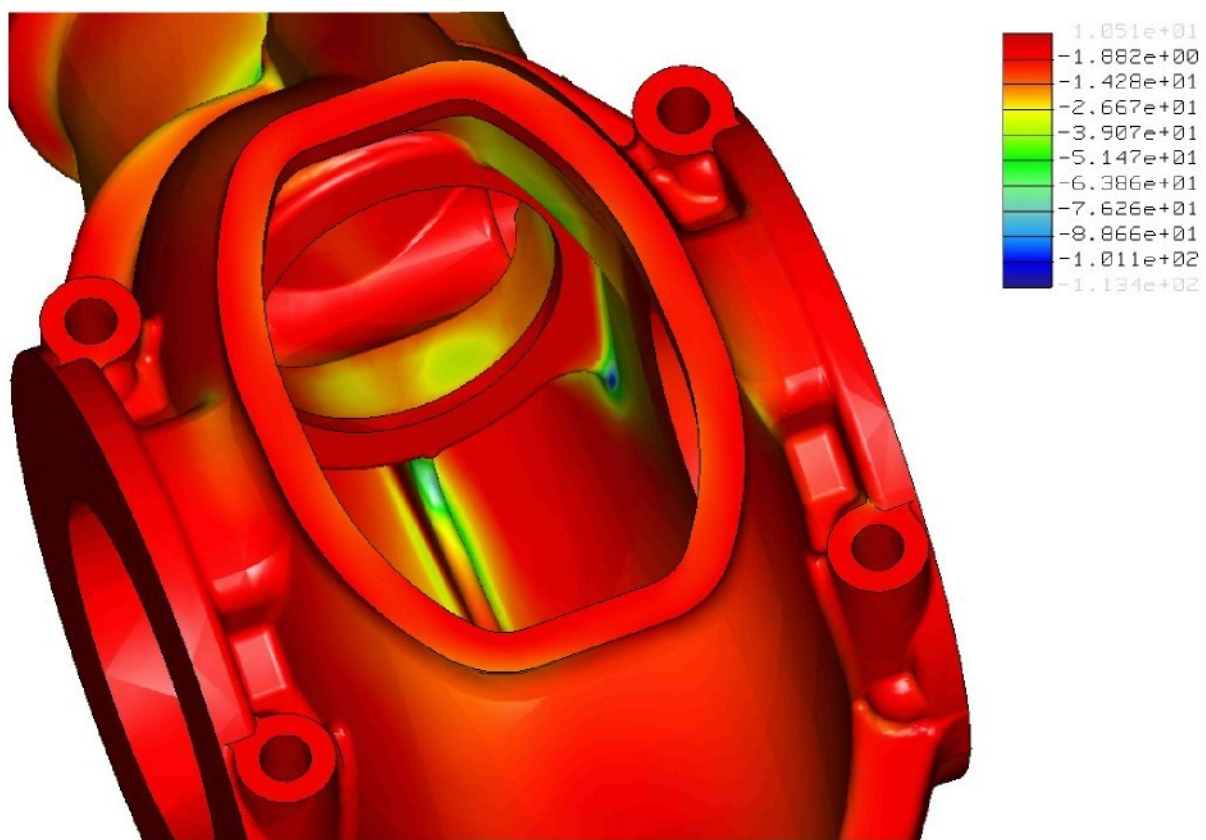
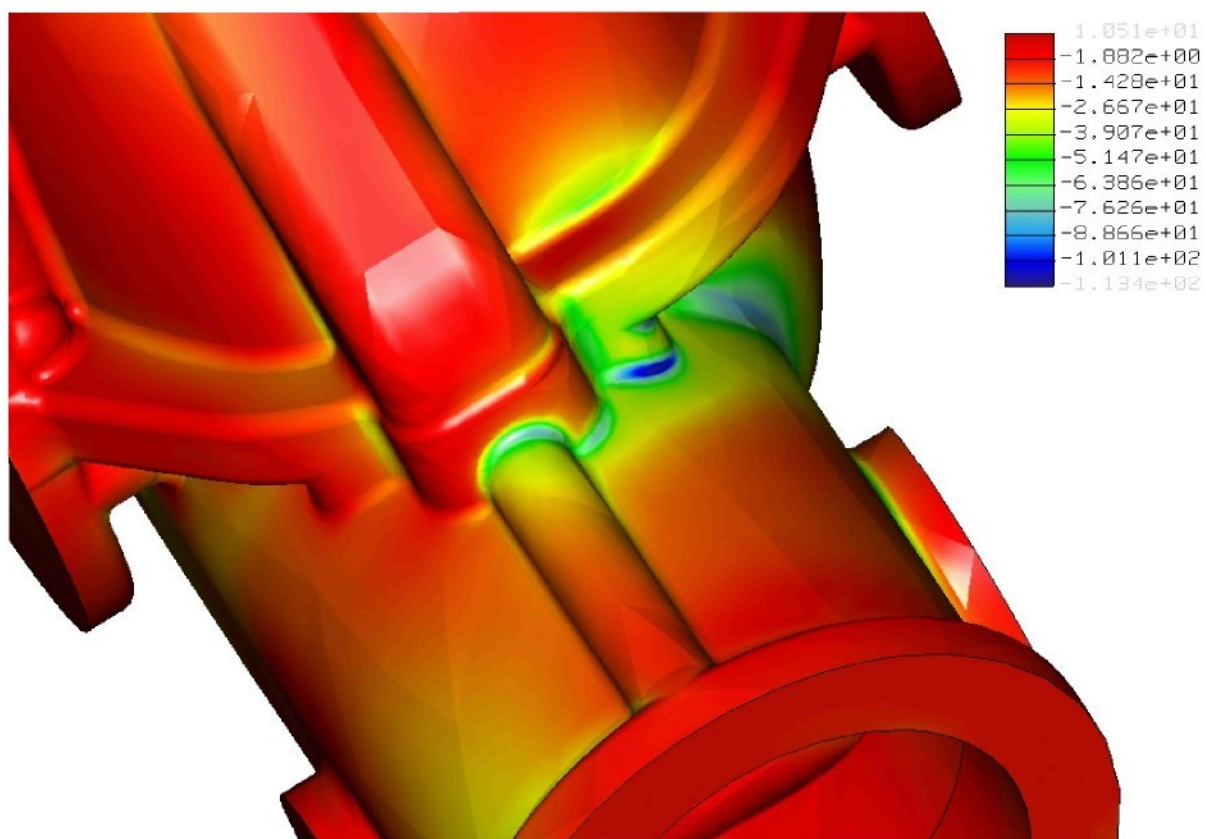
Rozložení polí napětí původní skříně (HMH – pravý chod).



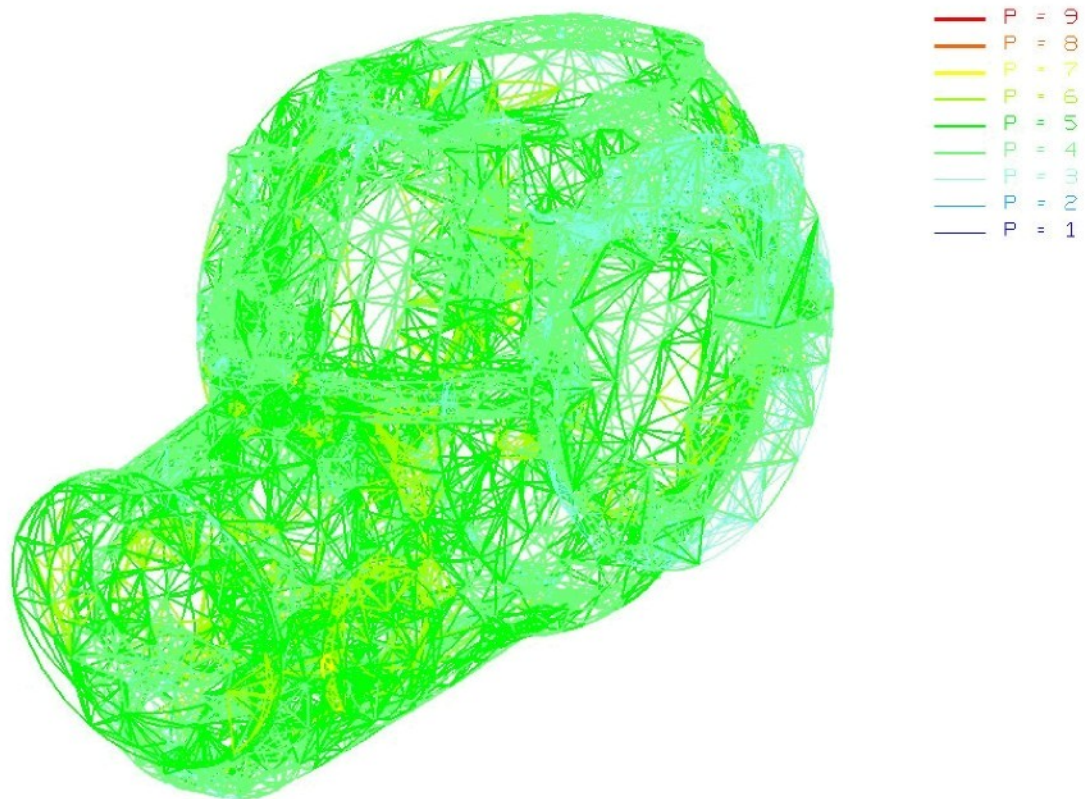


Rozložení polí napětí původní skříně (Max. principal – pravý chod).





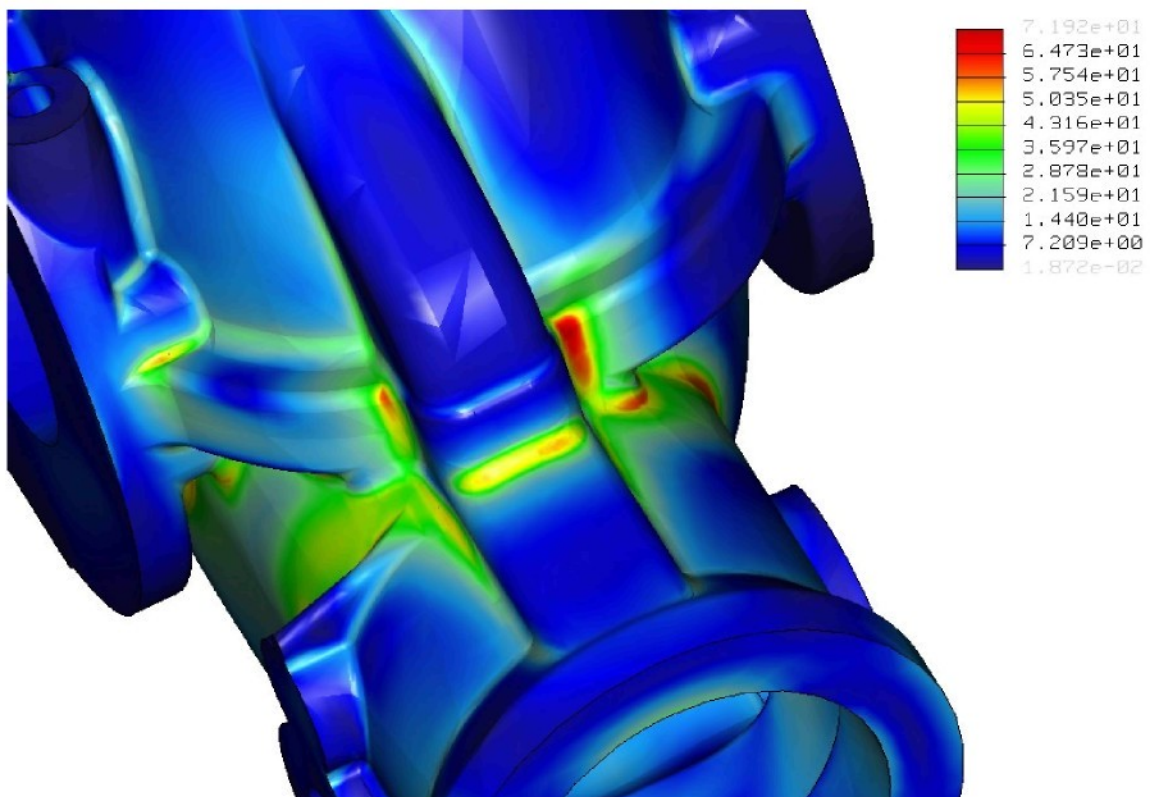
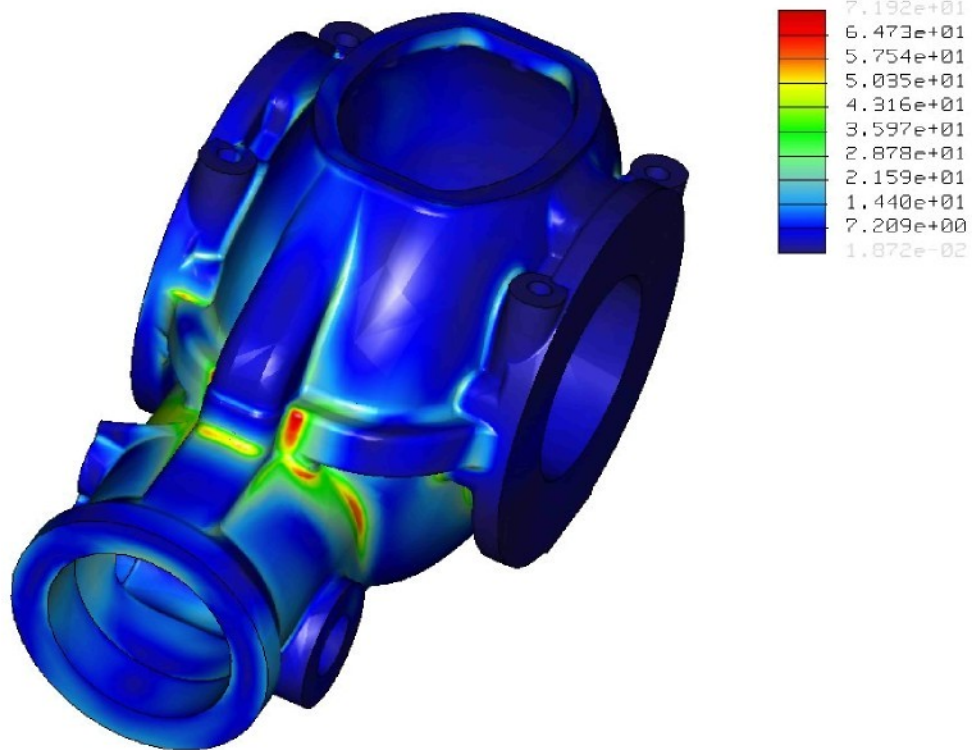
Rozložení polí napětí původní skříně (Min. principal – pravý chod).



Stupeň aproximačního polynomu – (původní skříň, pravý chod).

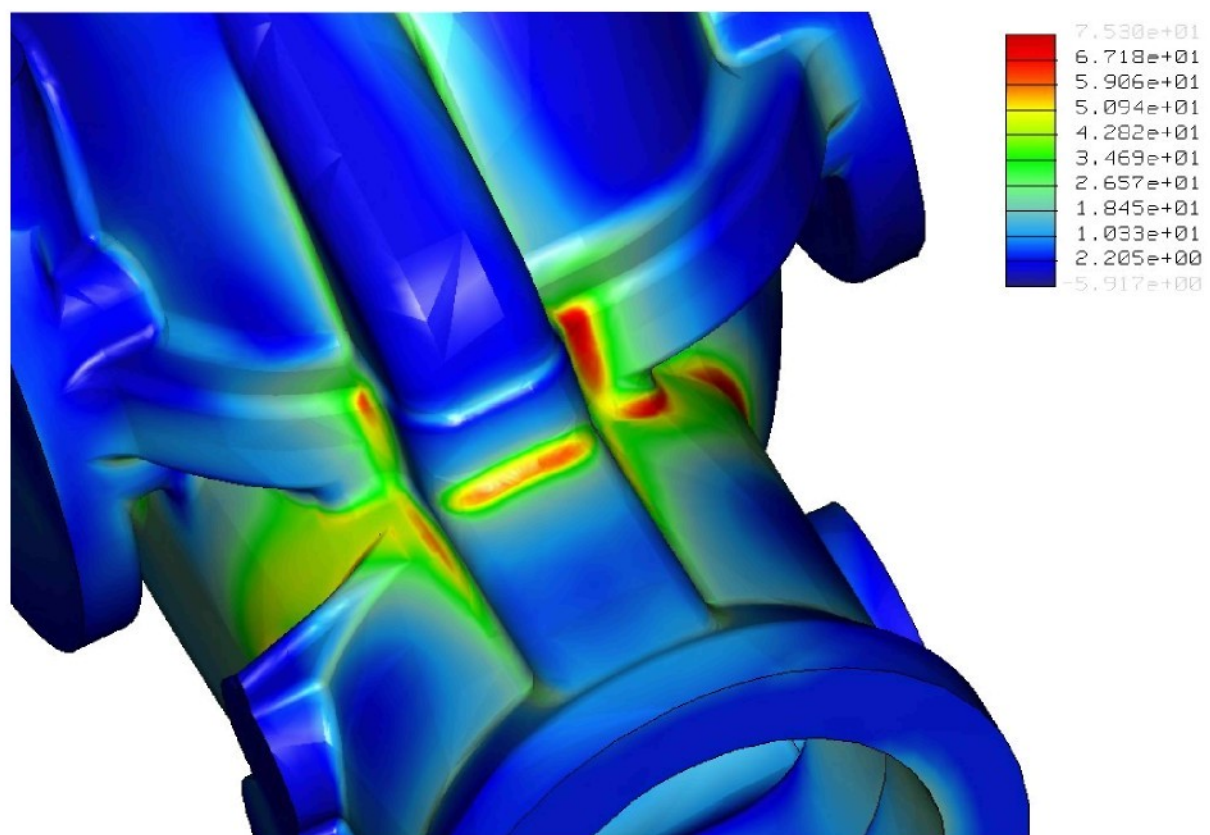
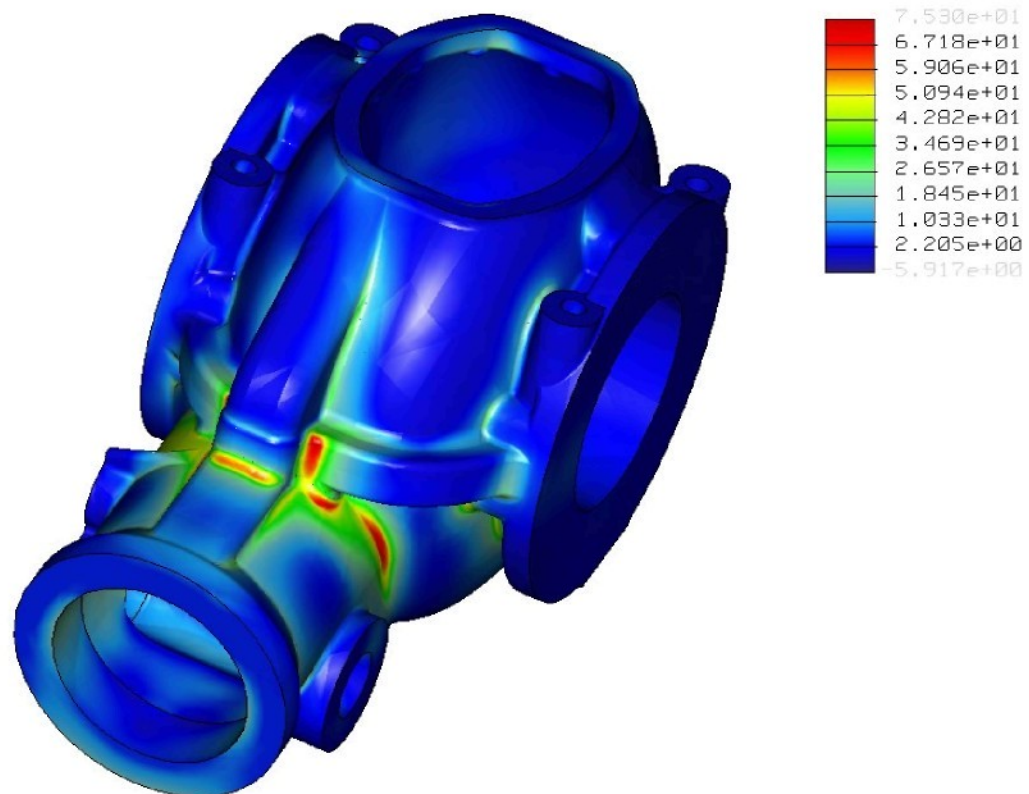
## Příloha č. 5

### Výsledky výpočtu MKP modifikované skříně – levý chod.

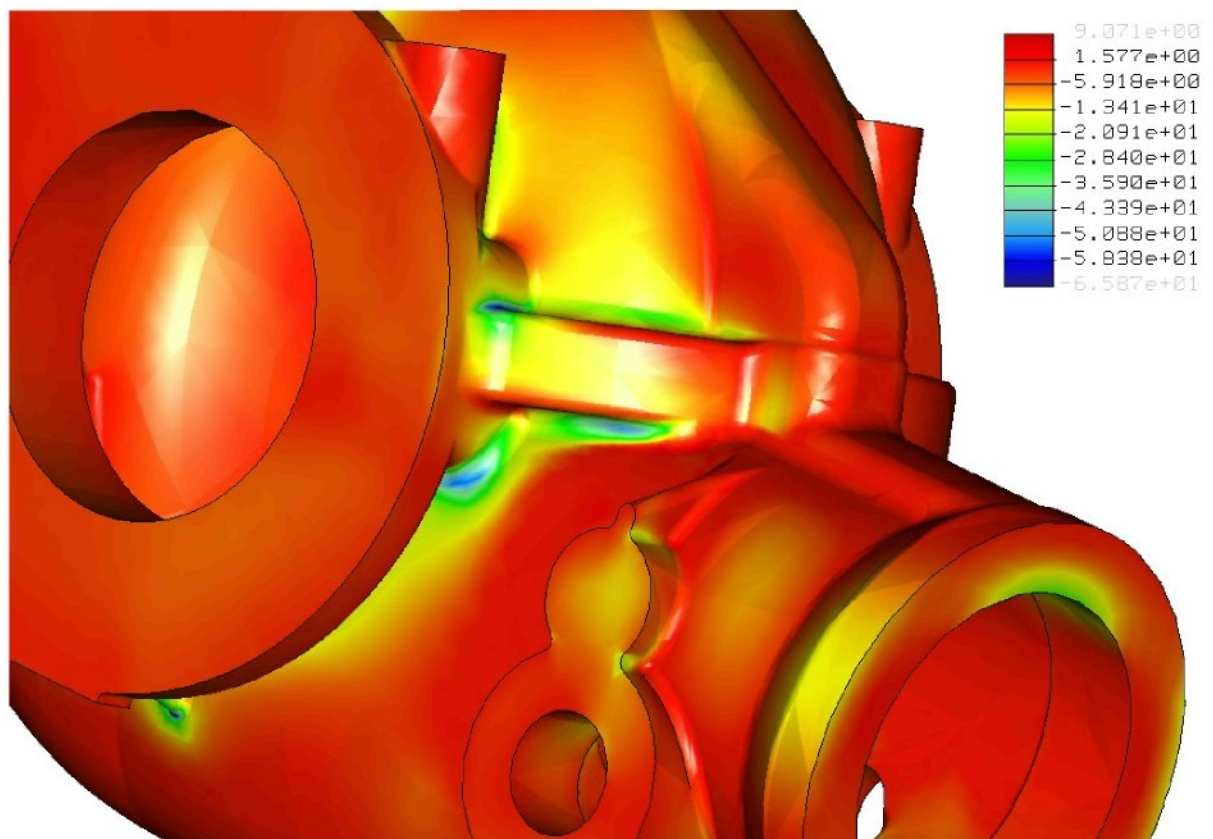
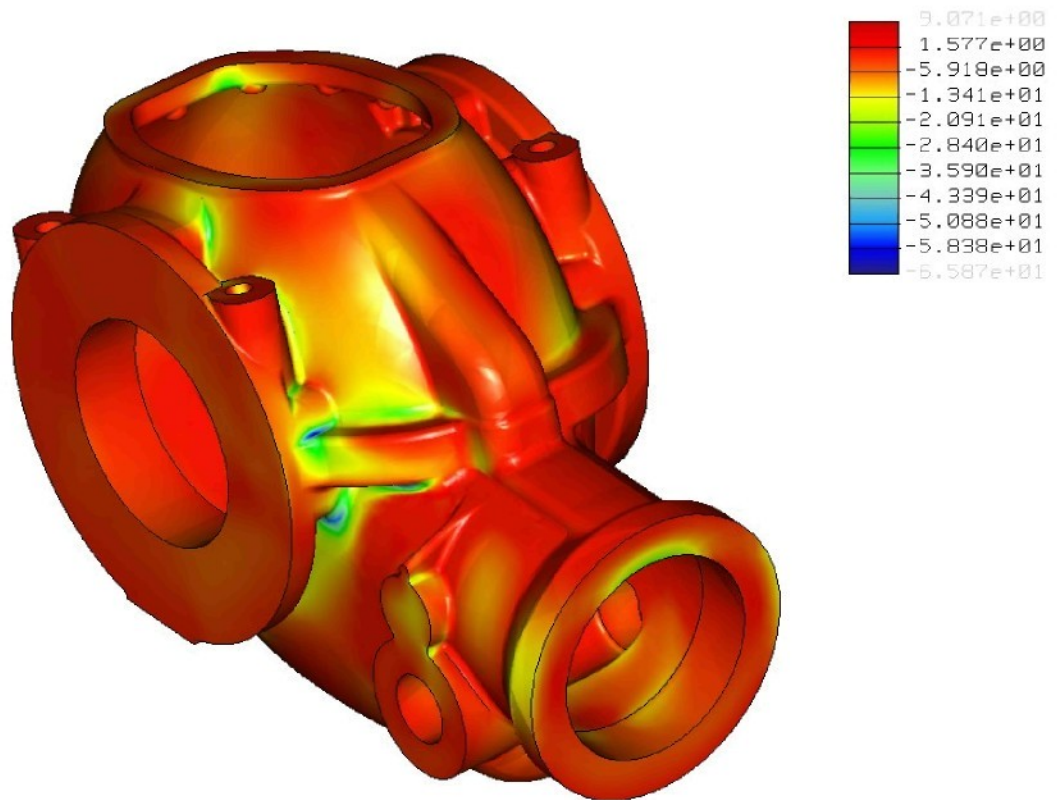


Rozložení polí napětí modifikované skříně (HMH – levý chod).

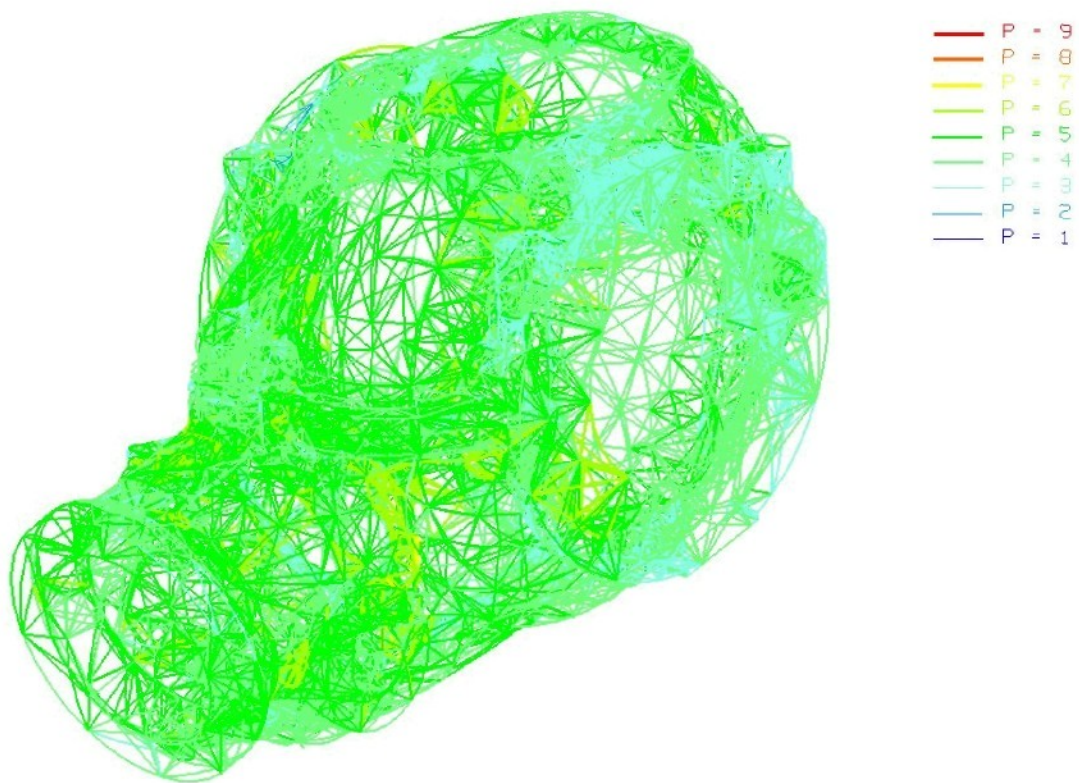




Rozložení polí napětí modifikované skříně (Max. principal – levý chod).



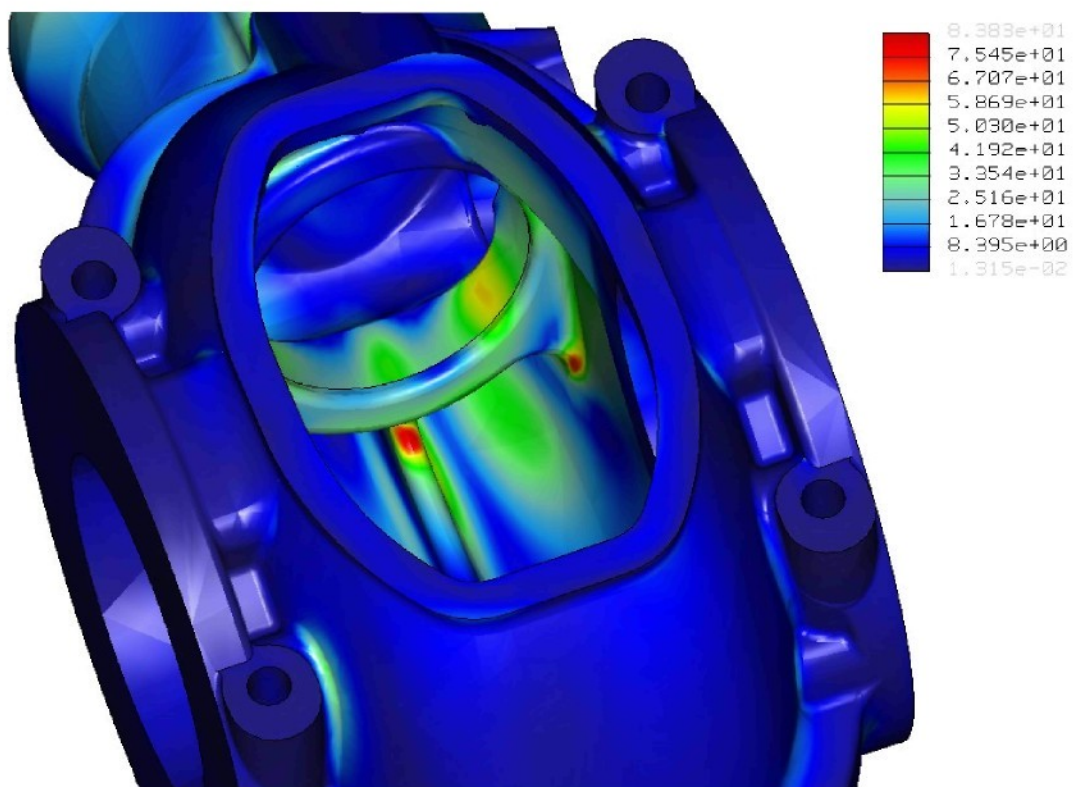
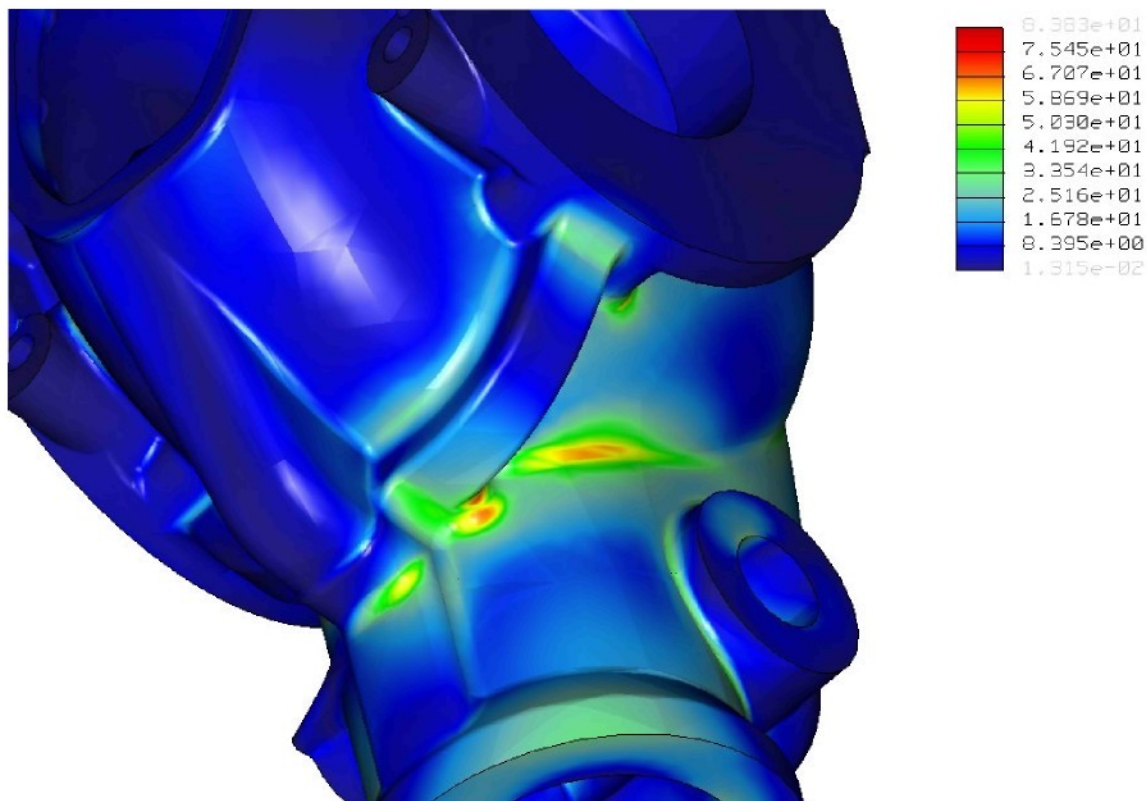
Rozložení polí napětí modifikované skříně (Min. principal – levý chod).



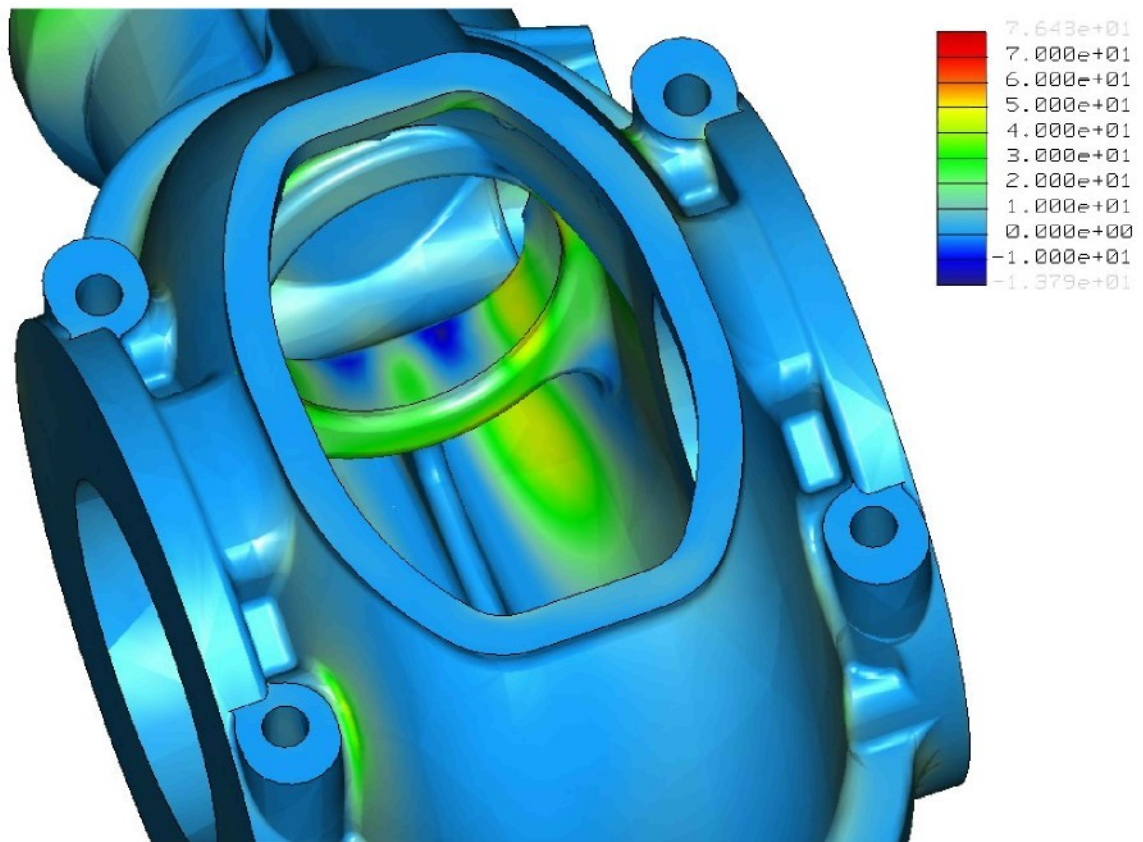
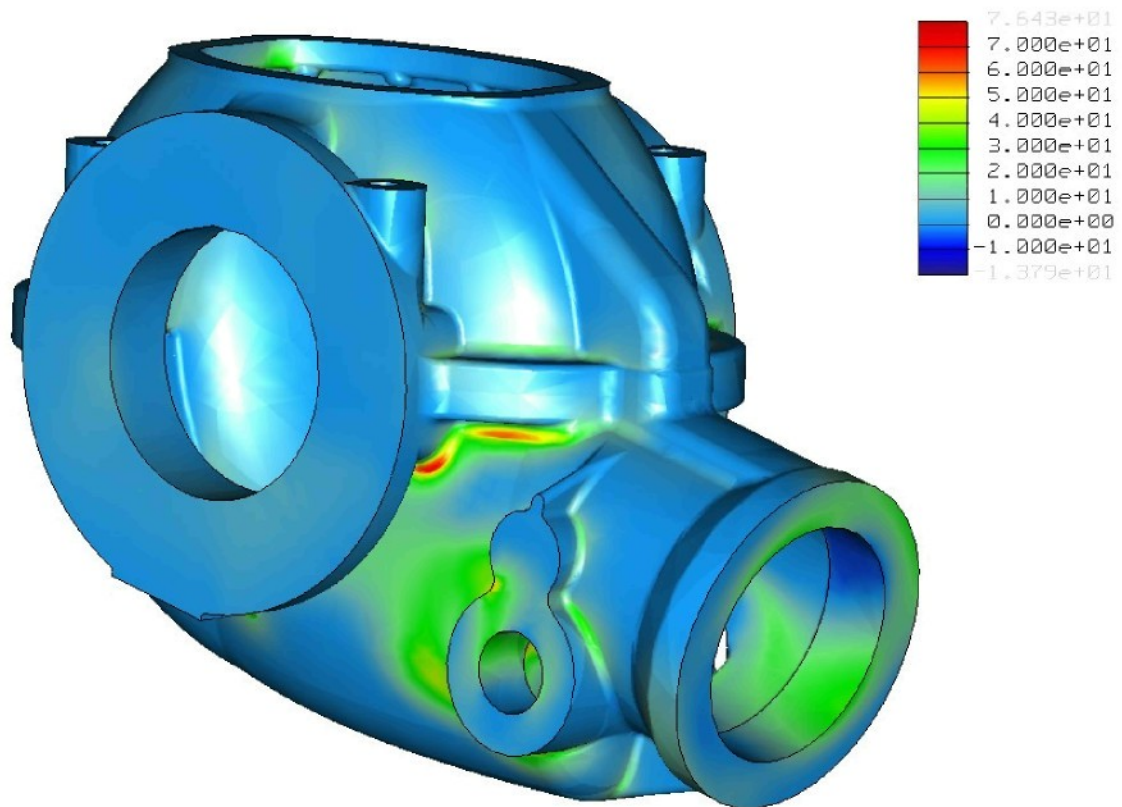
Stupeň aproximačního polynomu – (modifikovaná skříň, levý chod).



## Výsledky výpočtu MKP modifikované skříně – pravý chod.

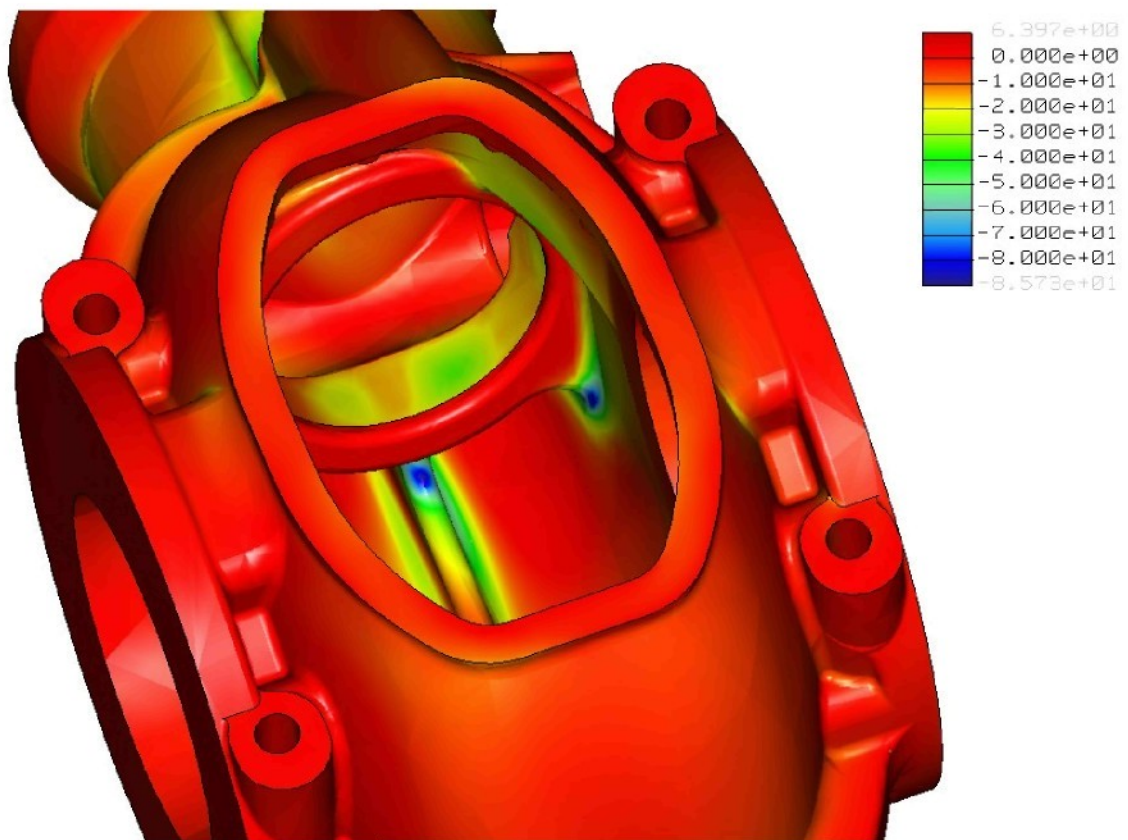
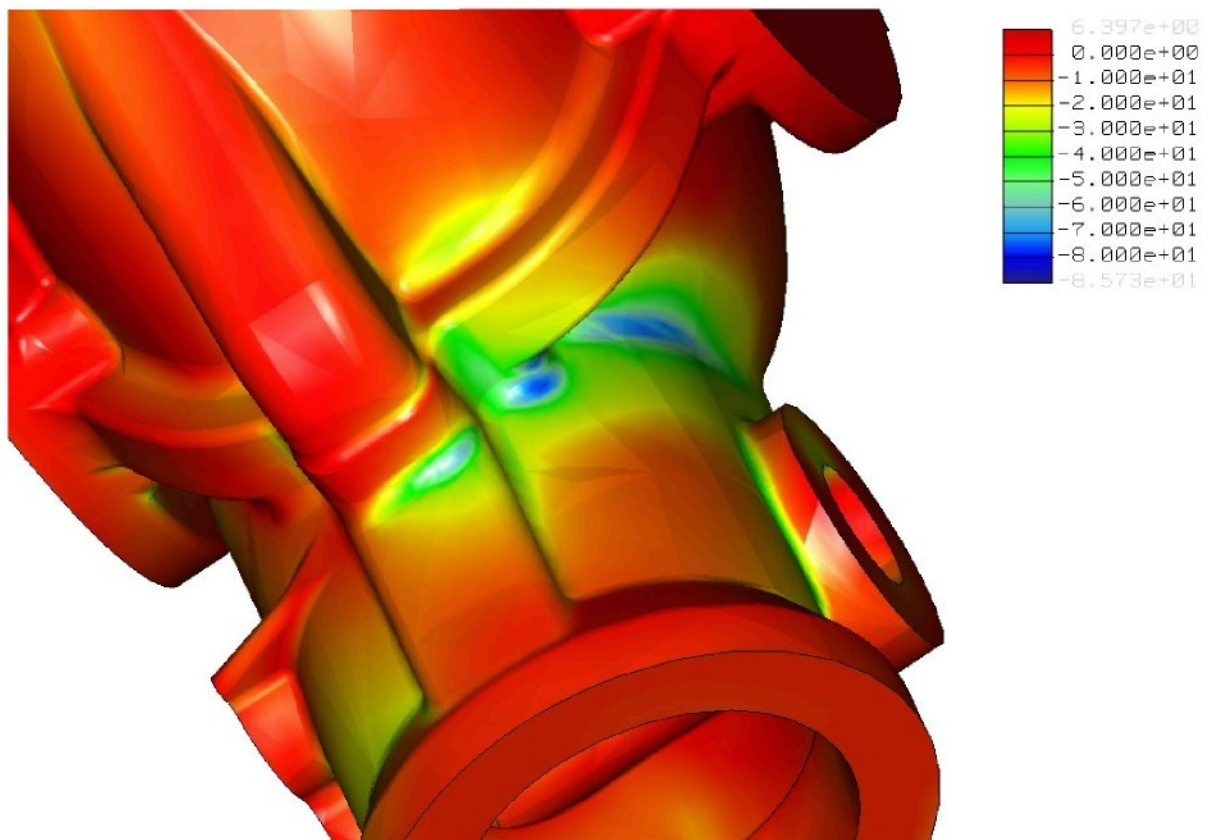


Rozložení polí napětí modifikované skříně (HMH – pravý chod).

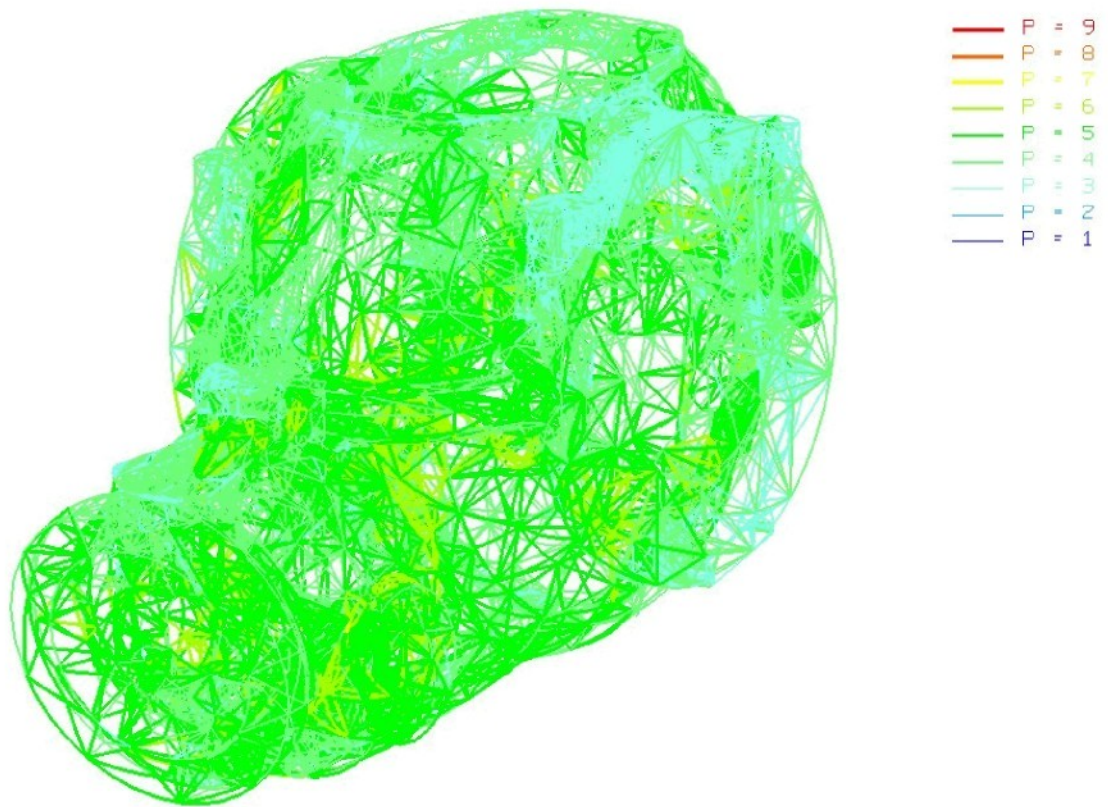


Rozložení polí napětí modifikované skříně (Max. principal – pravý chod).





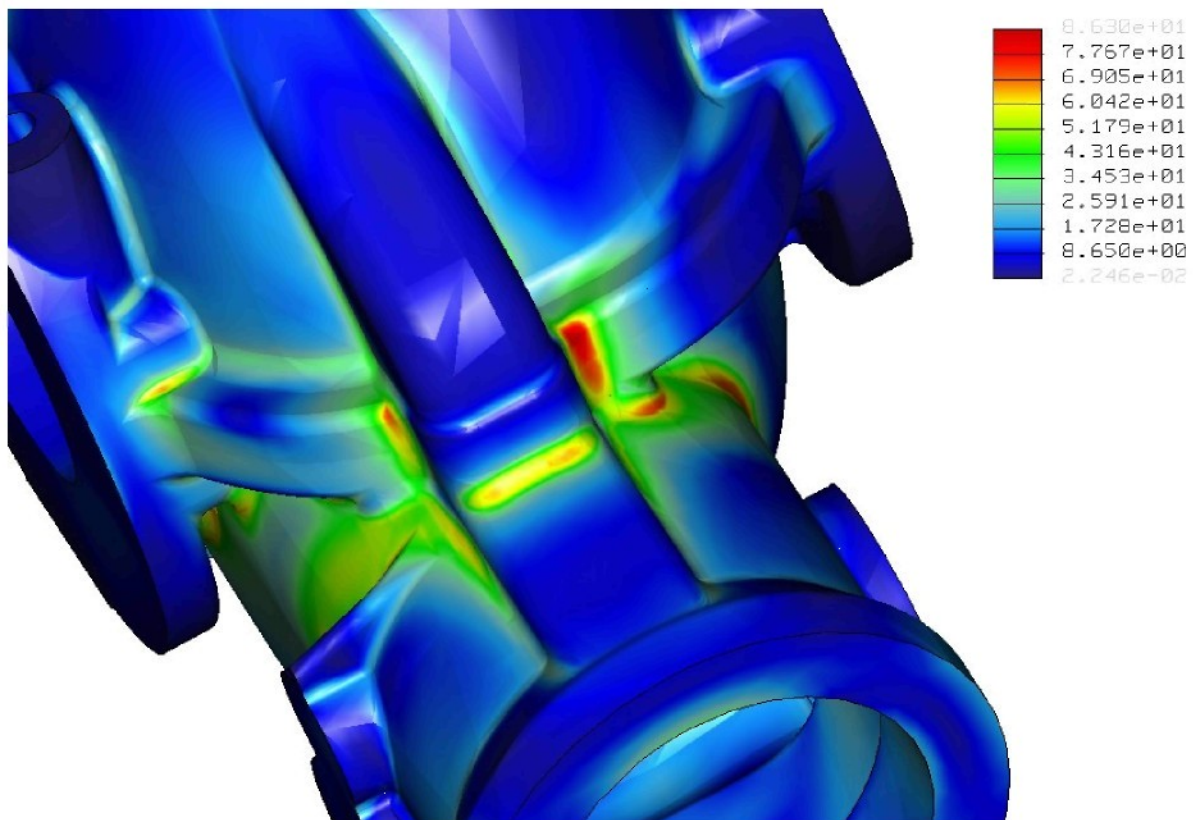
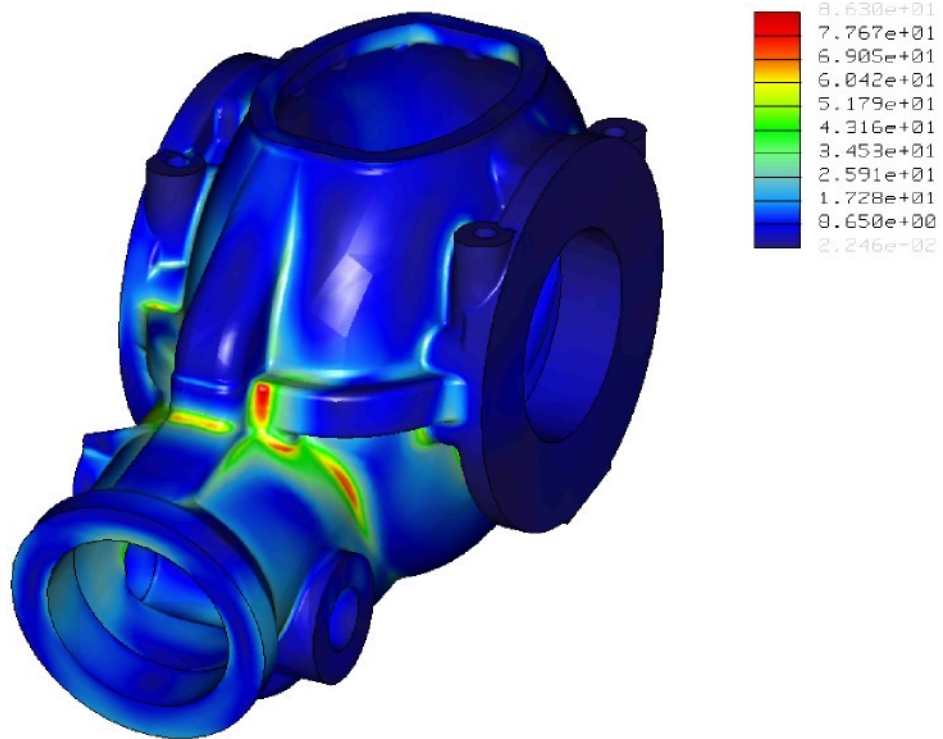
Rozložení polí napětí modifikované skříně (Min. principal – pravý chod).



Stupeň aproximačního polynomu – (modifikovaná skříň, pravý chod).

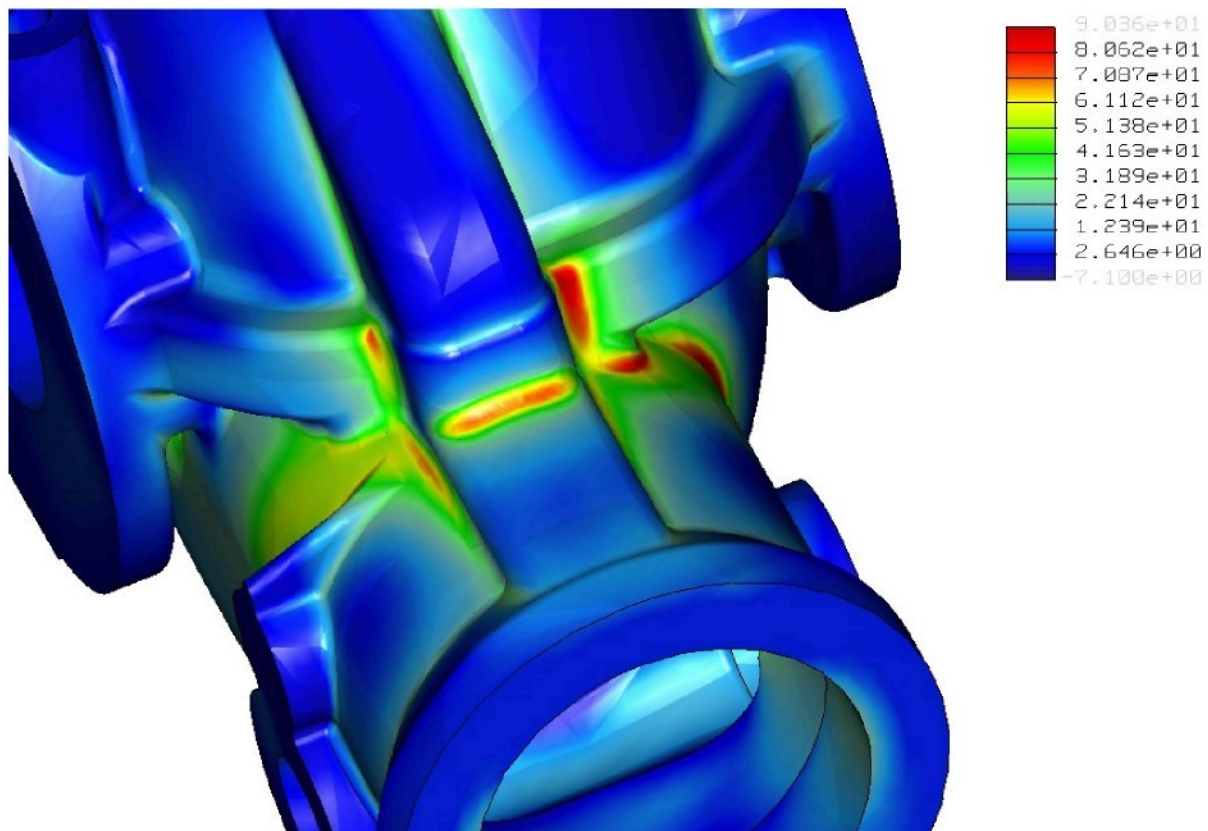
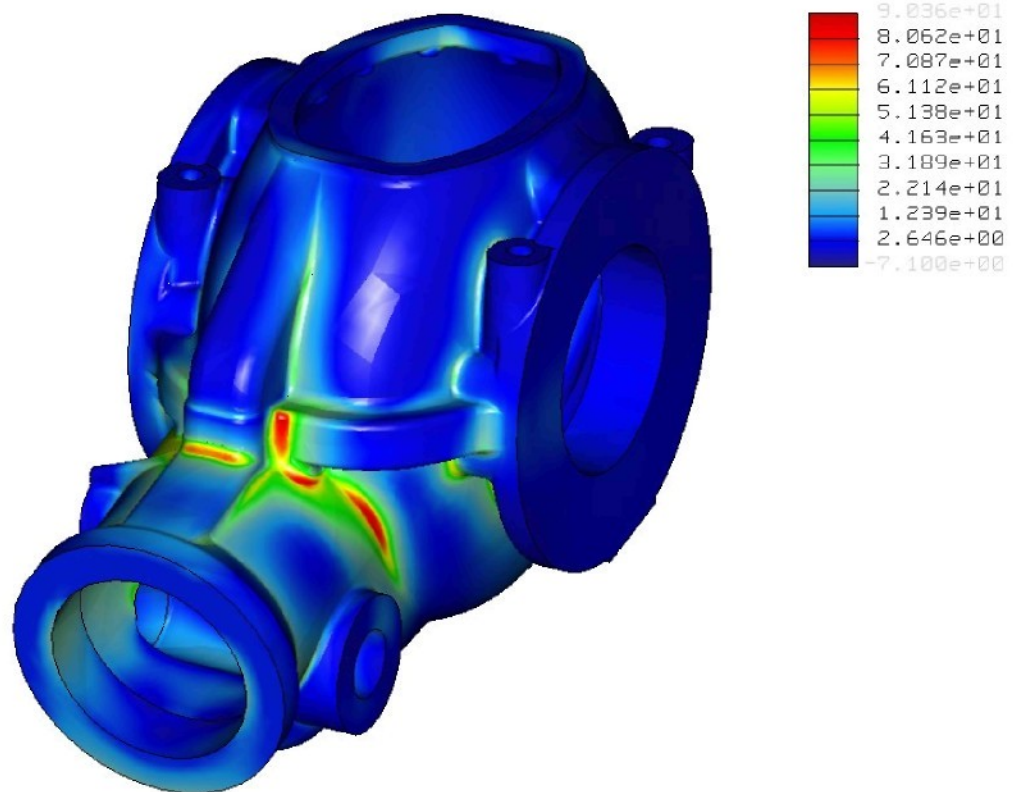
## Příloha č. 6

### Výsledky MKP modifikované skříně – levý chod, navýšený výkon.



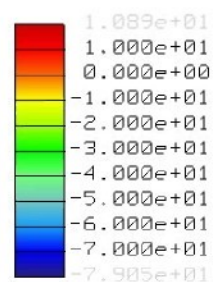
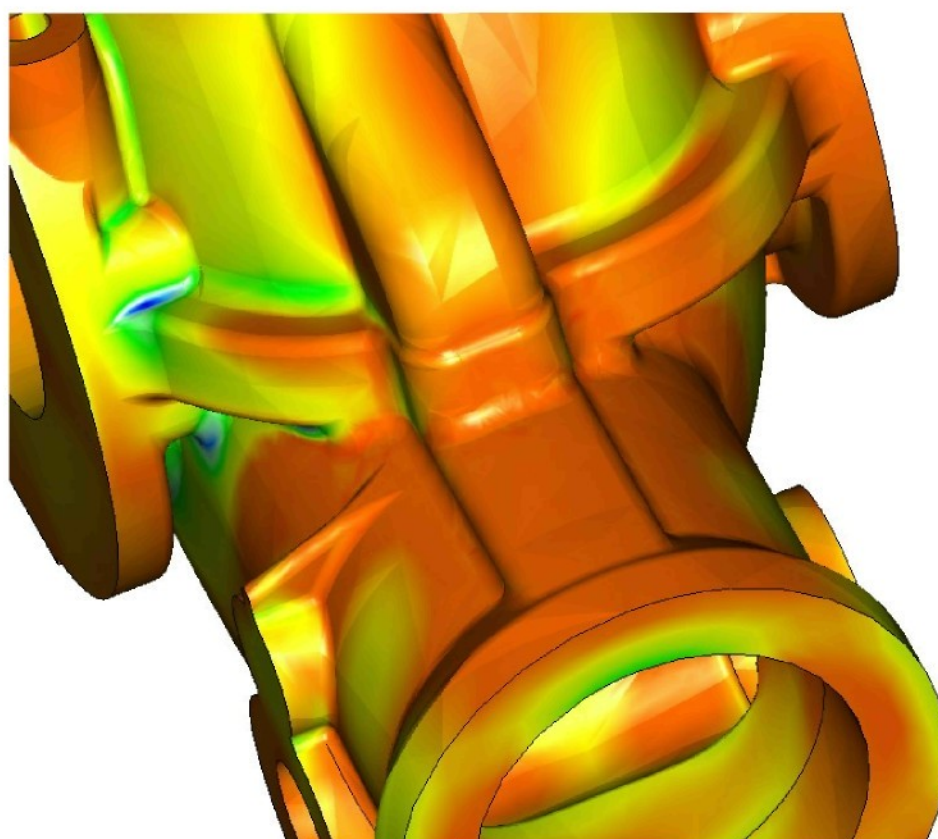
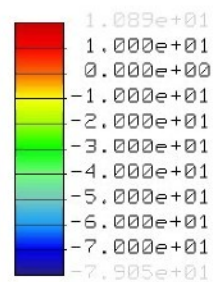
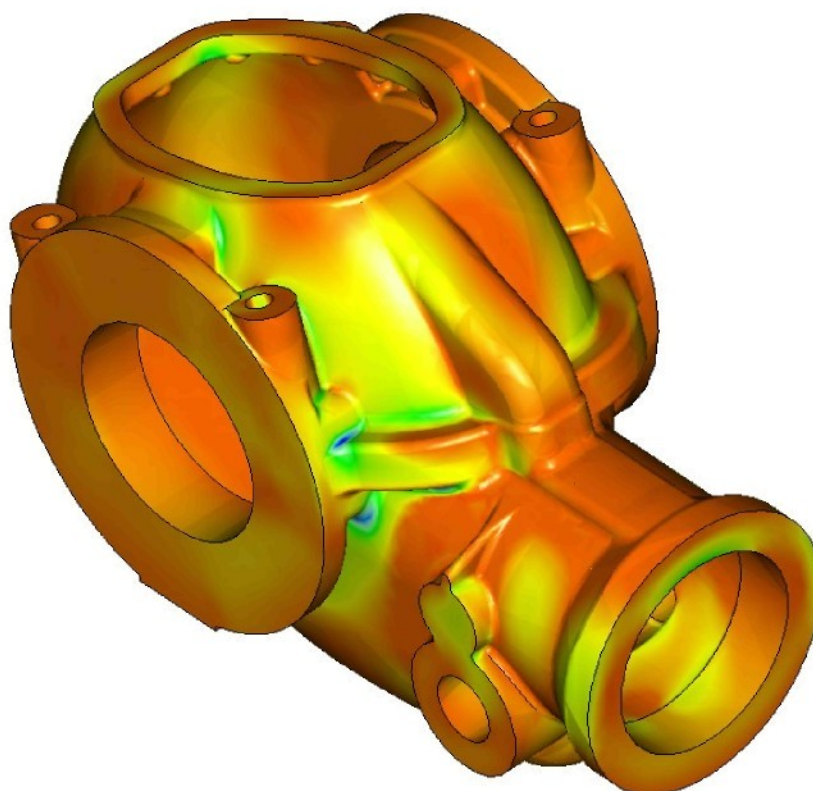
Rozložení polí napětí modifikované skříně (HMH – levý chod, navýšený výkon).



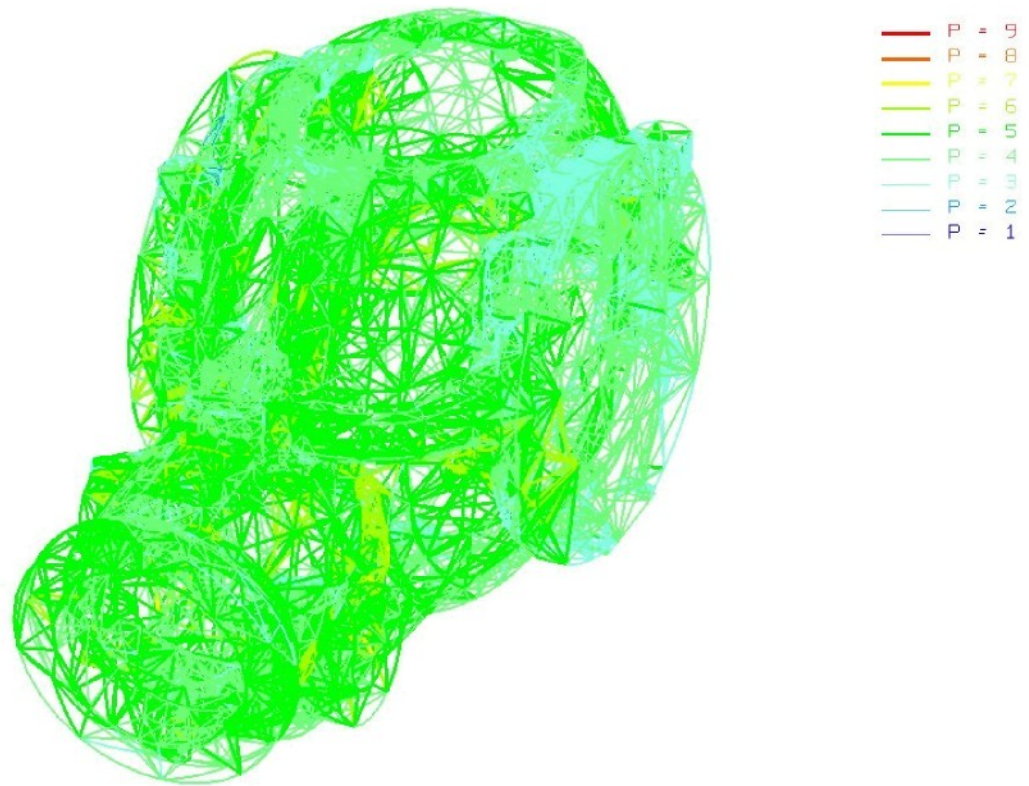


Rozložení polí napětí modifikované skříně (Max. principal – levý chod, navýšený výkon).



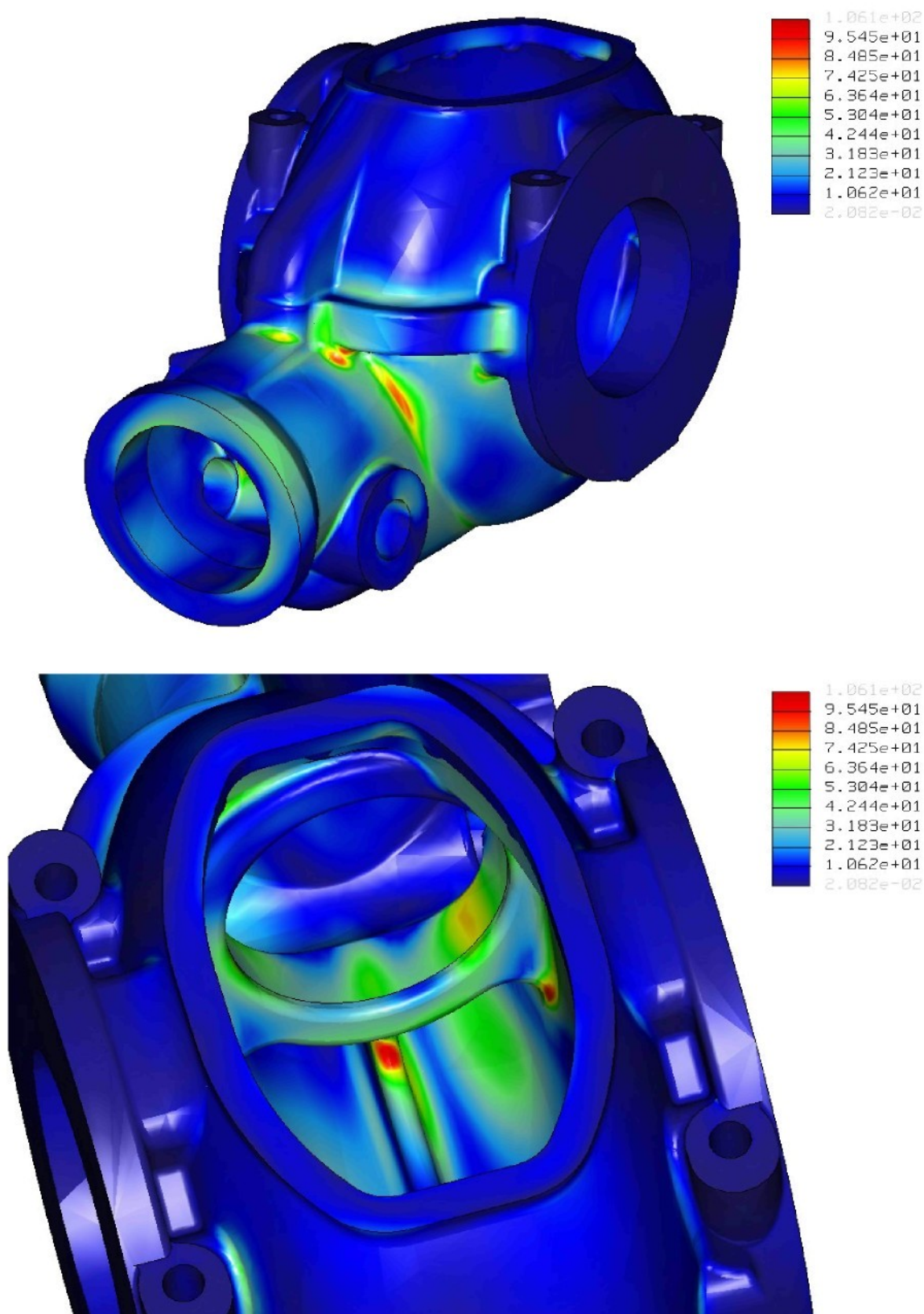


Rozložení polí napětí modifikované skříně (Min. principal – levý chod, navýšený výkon).



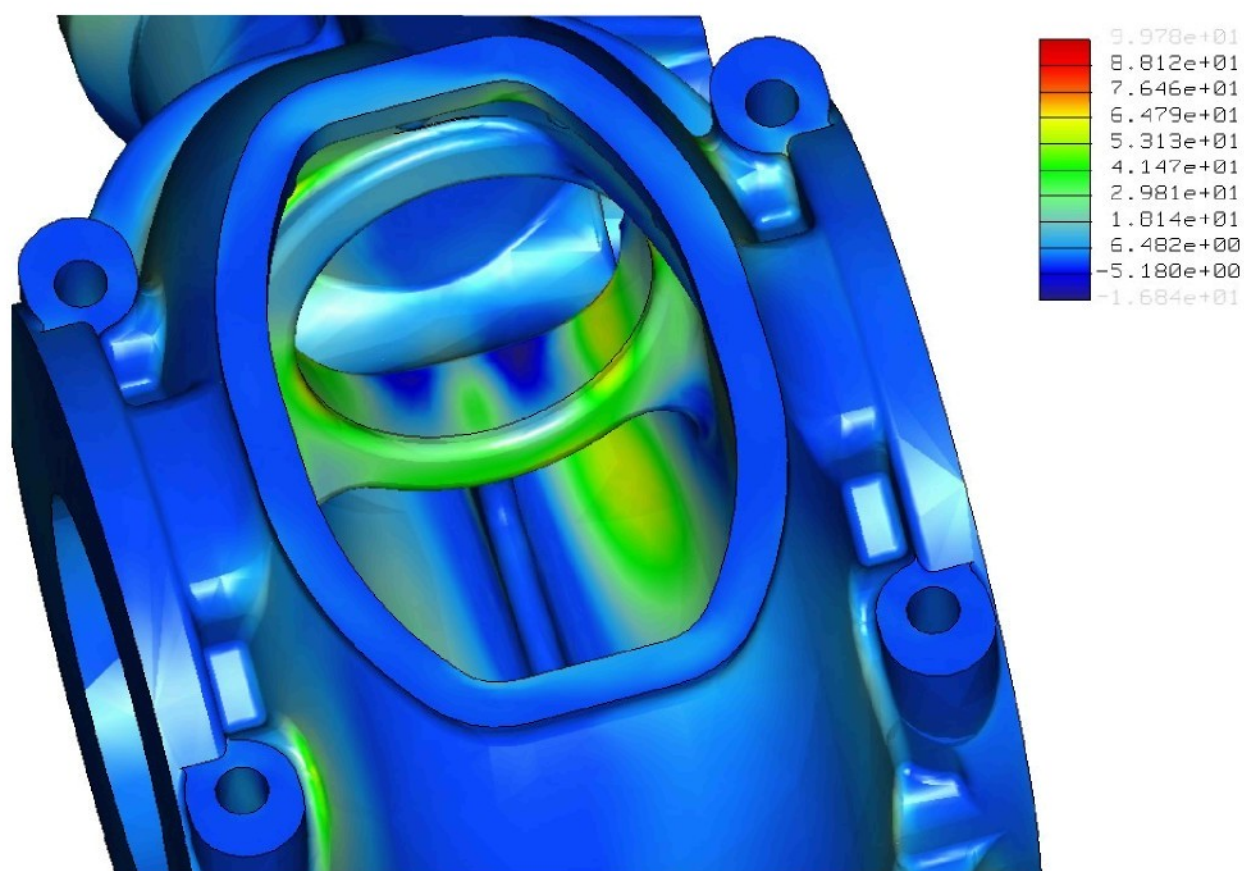
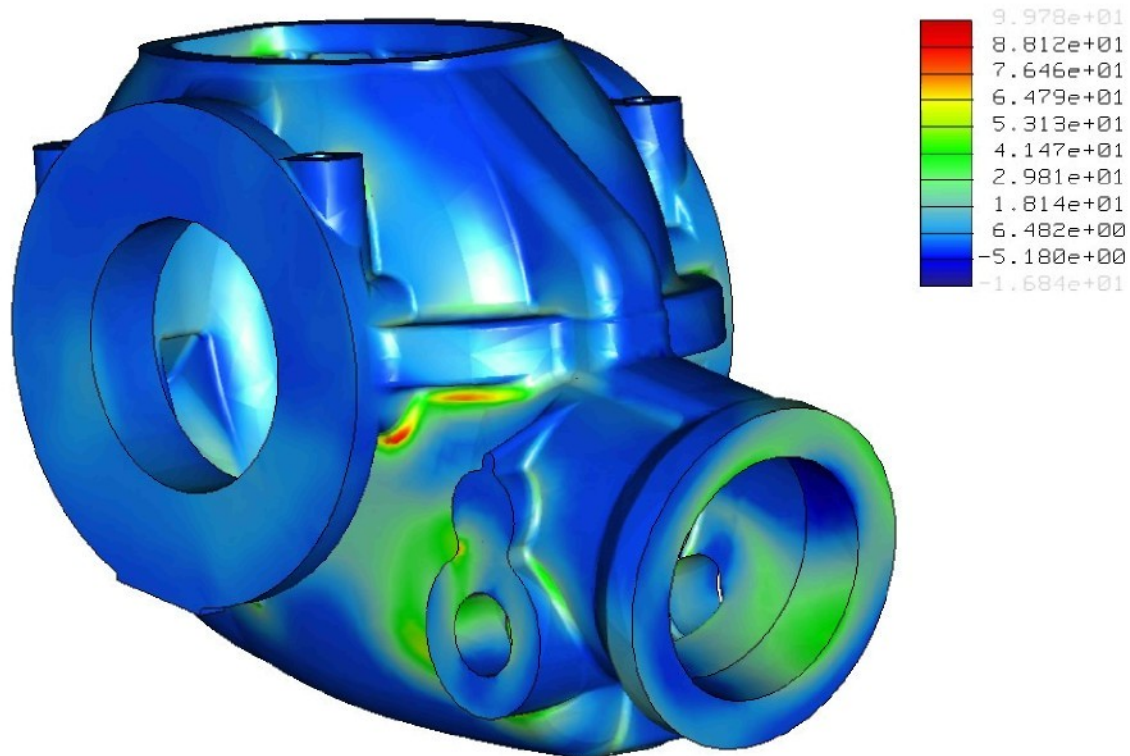
Stupeň aproximačního polynomu – (modifikovaná skříň, levý chod, navýšený výkon).

## Výsledky MKP modifikované skříně – pravý chod, navýšený výkon.

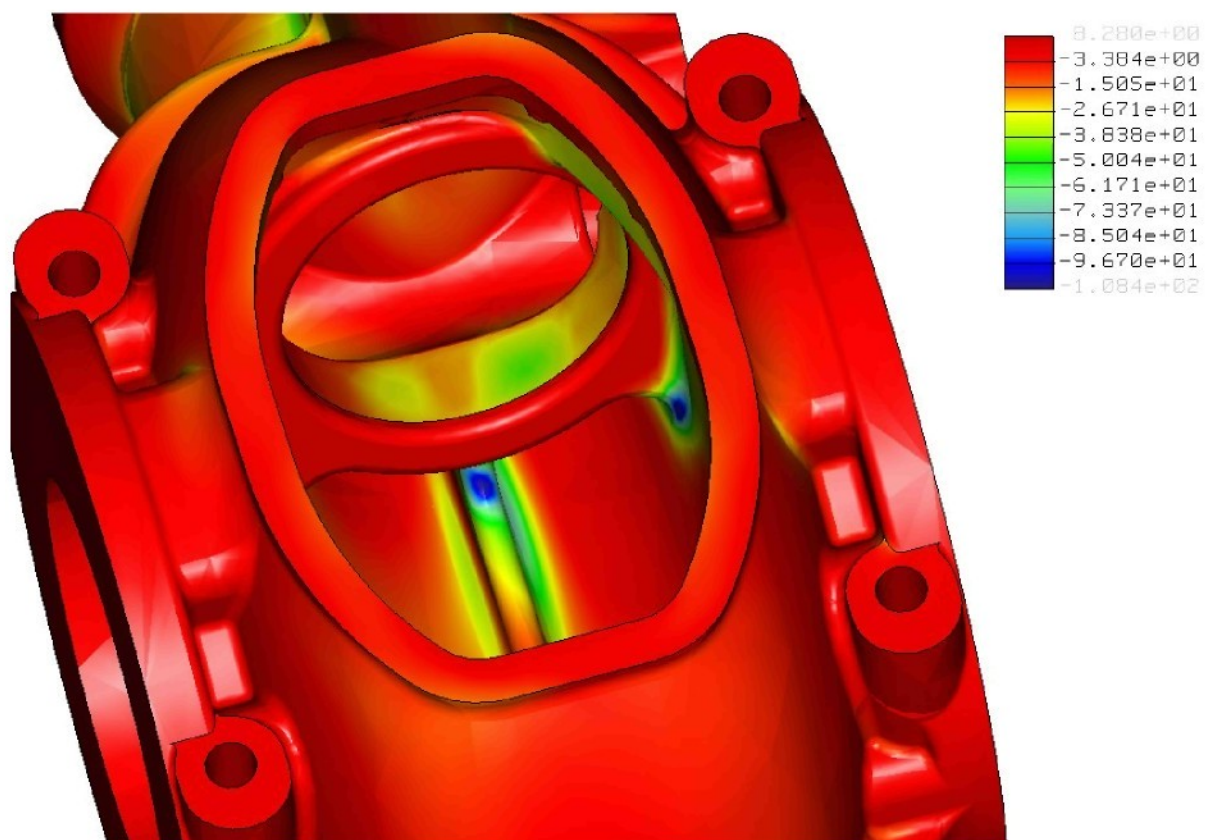
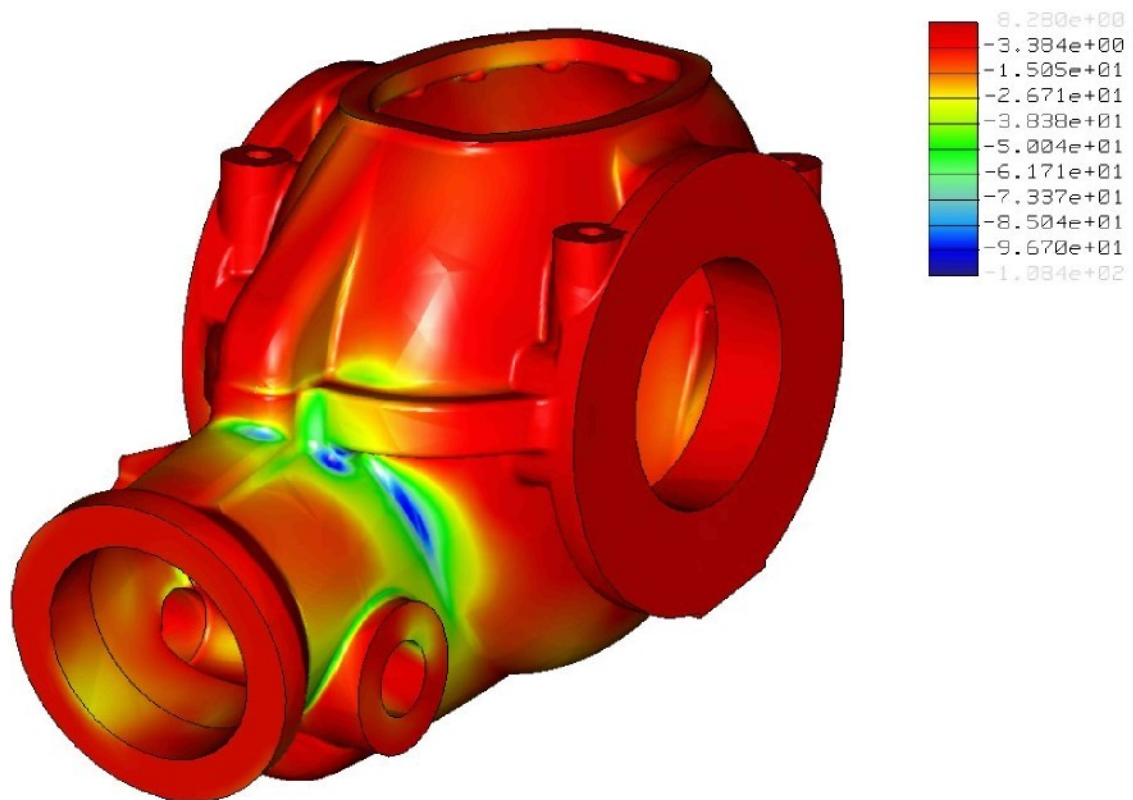


Rozložení polí napětí modifikované skříně (HMH – pravý chod, navýšený výkon).



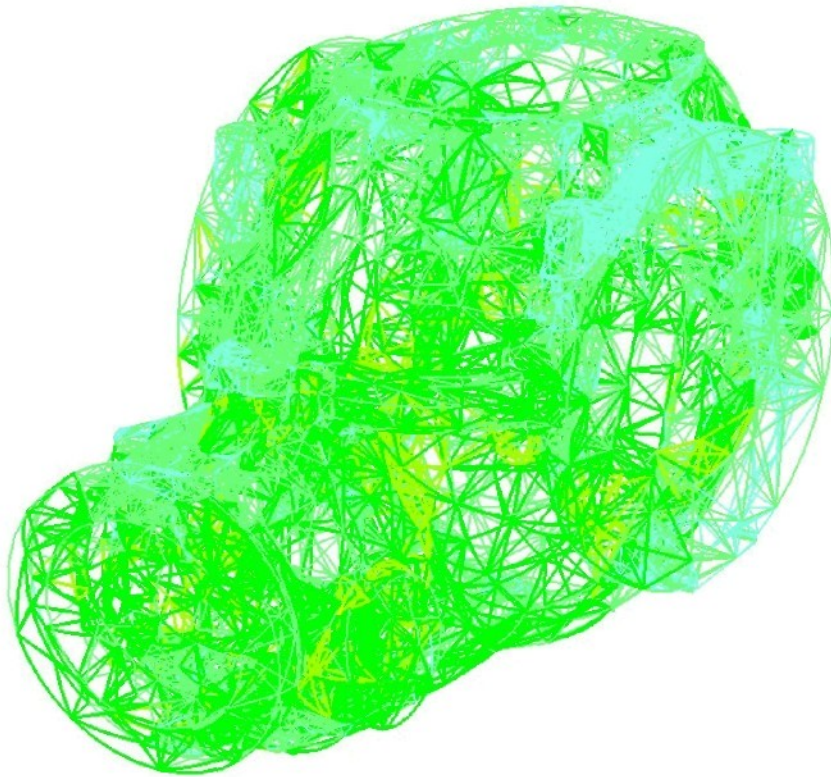


Rozložení polí napětí modifikované skříně (Max. principal – pravý chod, navýšený výkon).



Rozložení polí napětí modifikované skříně (Min. principal – pravý chod, navýšený výkon).





Stupeň aproximačního polynomu – (modifikovaná skříň, pravý chod, navýšený výkon).