

Zvedací zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi

Bc. Alan Štefek

Diplomová práce
2010



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Alan ŠTEFEK**

Osobní číslo: **T08556**

Studijní program: **N 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Řízení jakosti**

Téma práce: **Zvedací zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi.**

Zásady pro vypracování:

- a) rešerše
- b) popis stávajícího stavu
- c) popis funkce
- d) návrh zvedacího zařízení
- e) technologická část
- f) technicko-ekonomické vyhodnocení
- g) závěr

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího DP

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Antonín Polášek, CSc.

Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

19. února 2010

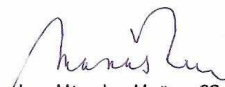
Termín odevzdání diplomové práce:

19. května 2010

Ve Zlíně dne 28. dubna 2010



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užit své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 18. 05. 2010

.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) *Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.*

(3) *Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.*

²⁾ *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:*

(3) *Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).*

³⁾ *zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:*

(1) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.*

(2) *Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.*

(3) *Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.*

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na problematiku manipulace s materiálem a výrobky se zaměřením na konkrétní řešení manipulace s karoseriemi ve výrobním závodě ŠKODA AUTO. Z komplexní linky pro přepravu karoserií vozu A5 bylo řešeno zvedací zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi. Byl proveden návrh řešení pohonu a z pevnostních analýz byl provedený numerický MKP výpočet diskrétního modelu pohyblivého vozíku a hřídele pohonu v programu SamcefField. V závěru jsou zhodnoceny výsledky a poznatky z provozní exploatace navrženého mechanismu.

Klíčová slova: karoserie, zdvihací zařízení , pohyblivý vozík, hřídel pohonu

ABSTRACT

In this dissertation have been generally characterized the problems of material and products handling with a view to a concrete solution of handling the coachwork at the production plant ŠKODA AUTO. From the complex line for transport of the coachworks of the car A5 has been solved in details the upstream equipment for vertical handling of the coachwork. Design solution of the drive has been carried out and from the strength analyses has been carried out the numerical FEM computation of a discrete model of the moving truck and drive shaft in the SamcefField program. In the conclusion have been the results and knowledge evaluated from the plant exploitation of designed mechanism.

Keywords: coachwork, upstream equipment, moving truck, drive shaft

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat společnosti K.P.R. ENGINEERING, s.r.o. v Otrokovicích, panu ing. Antonínu Poláškově CSc. za odborné vedení a poskytnutí softwarového vybavení, panu ing. Jaroslavu Bílkovi za rady a odborné konzultace při tvorbě mé diplomové práce.

Dále děkuji společnosti Chropyňská strojírna a.s., za poskytnutí základních podkladů a své rodině za klidné zázemí a její velkou podporu při mém studiu.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 POPIS STÁVAJÍCÍHO STAVU	12
2 ZÁKLADNÍ INFORMACE PRO ŘEŠENÍ	14
2.1 EKONOMICKÉ HLEDISKO	14
2.2 SOUVISEJÍCÍ TECHNICKÁ DOKUMENTACE	14
2.3 DOPRAVOVANÝ MATERIÁL.....	14
2.4 POUŽITELNÉ ENERGIE.....	14
3 NÁVRH ŘEŠENÍ NOVÉ TRASY PŘEVĚŠOVÁNÍ KAROSERIÍ	15
3.1 ŘEŠENÍ NOVÉ SPOJOVACÍ LINKY	16
3.2 VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK.....	18
3.3 SKID PRO PŘEPRAVU KAROSERIE.....	19
3.4 OTOČNÝ STŮL	20
3.5 SYSTÉM ZAJIŠTĚNÍ POLOHY VOZÍKU	21
4 ZVEDÁK KAROSERIÍ	23
4.1 POPIS ZVEDÁKU.....	23
4.2 TECHNICKÉ PARAMETRY ZVEDÁKU	24
4.3 POHONU ZVEDÁKU	24
4.4 STOJAN ZVEDÁKU.....	25
4.5 POHYBLIVÝ VOZÍK.....	26
4.6 PROTIZÁVAŽÍ.....	27
4.7 OBSLUŽNÁ PLOŠINA	28
4.8 NOSNÉ PÁSY	29
II PRAKTICKÁ ČÁST	31
5 NÁVRH POHONU	32
5.1 ZADANÉ PARAMETRY	33
5.2 VÝPOČET VÝKONU	33
5.3 NÁVRH MOTORU A PŘEVODOVKY	33
5.4 KONTROLA ZVEDACÍHO PÁSU.....	34
5.4.1 PARAMETRY NOSNÉHO PÁSU	35
5.4.2 BEZPEČNOST PŘI ZATÍŽENÍ NOSNÉHO PÁSU.....	35
5.5 ROTAČNÍ ČÁST POHONU	35
5.6 NÁVRH BUBNU.....	36
5.6.1 KONTROLA PROKLUZU NOSNÉHO PÁSU PŘI ZVEDÁNÍ	37

5.6.2	KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU MEZI PÁSEM A BUBNEM	38
5.6.3	ZATÍŽENÍ BUBNU	39
5.6.4	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU BUBNU	40
5.6.5	VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ BUBNU	40
5.6.6	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO KROUTÍCÍHO MOMENTU BUBNU	41
5.6.7	VÝPOČET NAPĚTÍ V KRUTU BUBNU	41
5.6.8	VÝPOČET TLAKOVÉHO NAPĚTÍ BUBNU	42
5.6.9	VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ BUBNU	42
5.6.10	VÝROBNÍ VÝKRESY BUBNU	43
5.7	HŘÍDELE POHONU	44
5.7.1	ZATÍŽENÍ HŘÍDELE	44
5.7.2	VÝROBNÍ VÝKRES HŘÍDELE	45
5.7.3	KONTROLA VSTUPNÍHO HŘÍDELE NA KRUT	46
5.7.4	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU HŘÍDELE	46
5.7.5	VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ HŘÍDELE	46
5.7.6	VÝPOČET NAPĚTÍ V KRUTU HŘÍDELE	47
5.7.7	VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ HŘÍDELE	47
5.8	VÝROBNÍ VÝKRES KOTOUČE	47
5.9	ZUBOVÁ SPOJKA	48
5.10	LOŽISKA	49
5.11	BLOKOVACÍ ZAŘÍZENÍ	49
5.12	RÁM POHONU	51
5.13	VÝKRES POHONU	52
6	PEVNOSTNÍ ANALÝZY	54
6.1	METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP) PRO ŘEŠENÍ ÚLOH NAPJATOSTI	54
6.2	PEVNOSTNÍ ANALÝZA POHYBLIVÉHO (ZVEDACÍHO) VOZÍKU	56
6.2.1	VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL VOZÍKU	56
6.2.2	ZATĚŽOVACÍ STAVY	57
6.2.3	PEVNOSTNÍ KONTROLA VOZÍKU	57
6.3	PEVNOSTNÍ ANALÝZA HŘÍDELE POHONU	63
6.3.1	ZATĚŽOVACÍ STAVY	63
6.3.2	PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE	63
7	TECHNOLOGICKÁ ČÁST	66
7.1	MONTÁŽ	66
7.2	MAZÁNÍ	66
7.3	ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ	67
7.4	BEZPEČNOST	68
7.5	HYGIENA PRÁCE	68
8	TECHNICKO-EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ	69
8.1	KONSTRUKČNÍ ZPRACOVÁNÍ	69

8.2	VÝPOČTOVÁ DOKUMENTACE	69
8.3	EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ.....	69
	ZÁVĚR	70
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	71
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	73
	SEZNAM OBRÁZKŮ	76

ÚVOD

V diplomové práci řeším problematiku manipulace s karoseriemi ve firmě Škoda Auto se zaměřením na zvedací zařízení.

Ve výrobním závodě Škoda Auto Mladá Boleslav se od roku 1996 vyrábí automobil Škoda Octavia, která má karoserii označenou jako typ A4. V roce 2004 se začala vyrábět ve stejném závodě i její nástupkyně Octavia II s označením karoserie typ A5. V závodě Mladá Boleslav zůstala z výroby Octavie první generace pouze výroba skeletu karoserie na svařovně a lakovně, kompletace se přesunula do pobočného závodu ve Vrchlabí. Ve Vrchlabí se kompletují také modifikace Octavie II (Scout, RS, 4x4).

Každý typ karoserie má svou linku, a proto po lakovně následují dvě expediční místa pro odvoz karoserií do závodu Vrchlabí nebo pro expedici do zahraničí.

Z důvodu zefektivnění a úspory pracovních sil rozhodlo vedení ponechat pouze expediční místo pro karoserii typu A4 (viz. obr. 1) a využít ho i pro expedici karoserií typu A5.

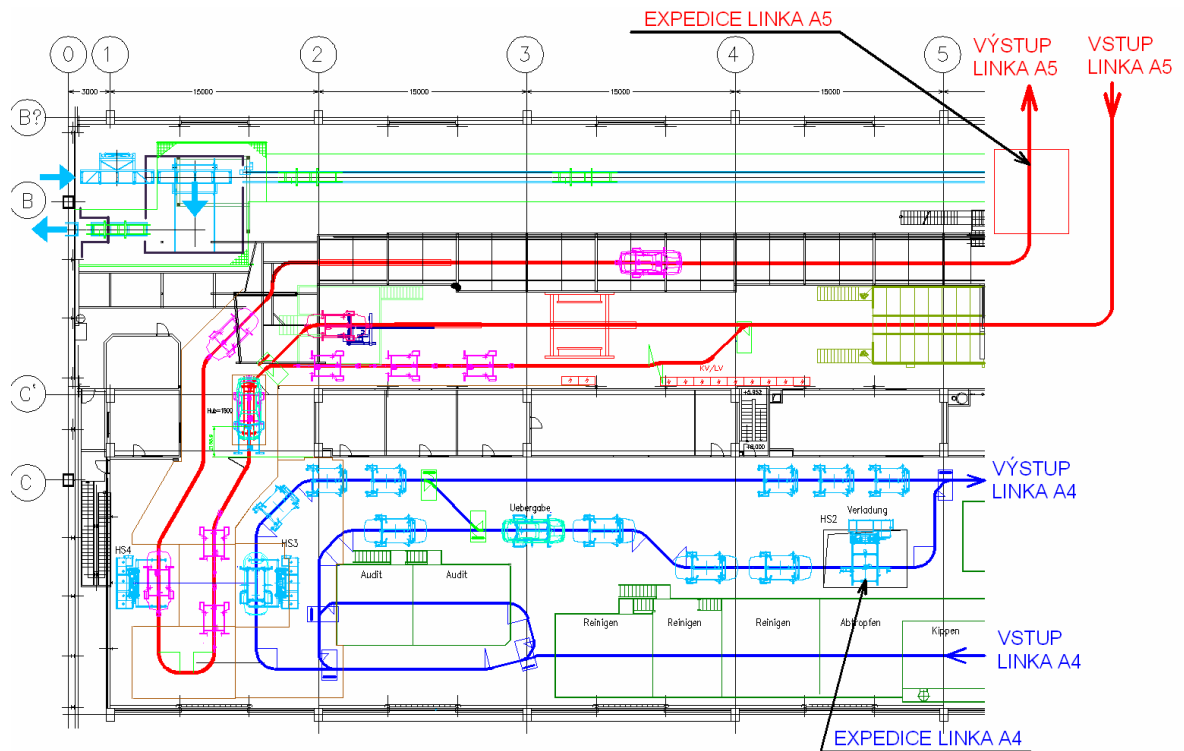


Obr. 1 Místo expedice karoserie typu A4

I TEORETICKÁ ČÁST

1 POPIS STÁVAJÍCÍHO STAVU

Na obr. 2. je znázorněno vedení linek pro dopravu karoserií po výrobní hale. Linky jsou barevně označeny, typ A4 modře a typ A5 červeně. Dále jsou vyznačeny expediční místa pro obě linky A4 a A5.



Obr. 2 Výkres stávajících dopravních tras

K dopravě na lince se používá závěsný vozík, na kterém jsou zavěšeny karoserie. Vozíky jsou barevně rozlišeny, pro karoserii typ A4 je vyhrazena bílá barva (viz. obr. 3) a pro karoserii typu A5 žlutá (viz. obr. 4). Karoserie typu A5 jsou z lakovny dopravovány na závěsných vozících do boxů pro nástřik dutin a následně do sušícího boxu. Pokud je karoserie určena pro závod Vrchlabí nebo expedici do zahraničí je v místě označené jako expedice A5 (viz. obr. 2) odebrána z linky. V případě dokončení v mateřském závodě pokračuje karoserie na linku pro montáž odhlučnění.

Karoserie typu A4 jsou z lakovny dopravovány na závěsných vozících do boxů pro nástřik dutin a odtud dále přes sušící box na místo expedice typu A4 (viz. obr. 2).



Obr. 3 Závěsný vozík typu A4



Obr. 4 Závěsný vozík typu A5

2 ZÁKLADNÍ INFORMACE PRO ŘEŠENÍ

2.1 Ekonomické hledisko

- zařízení řešit co možná nejjednodušší za předpokladu dodržení všech požadovaných funkcí

- celou konstrukci navrhnout tak, aby výměnu zařízení bylo možné provést během 14 dnů celozávodní dovolené

- dodržet požadavek odběratele na použití elektromotoru s převodovkou, nosných pásů a elektro-komponentů použitých již ve stávajících trasách A4 a A5.

2.2 Související technická dokumentace

Projekční výkresy Auto Škoda a. s. Mladá Boleslav.

Projekční výkresy Chropyšská strojírna a. s.

Výrobní výkresová dokumentace K.P.R. Engineering s. r. o.

2.3 Dopravovaný materiál

karoserie typ A5

hmotnost 450 kg

rozdíl dopravní výšky linky A4 a válečkové dráhy 1,85 m

přepravní vzdálenost nové válečkové dráhy 22,56 m

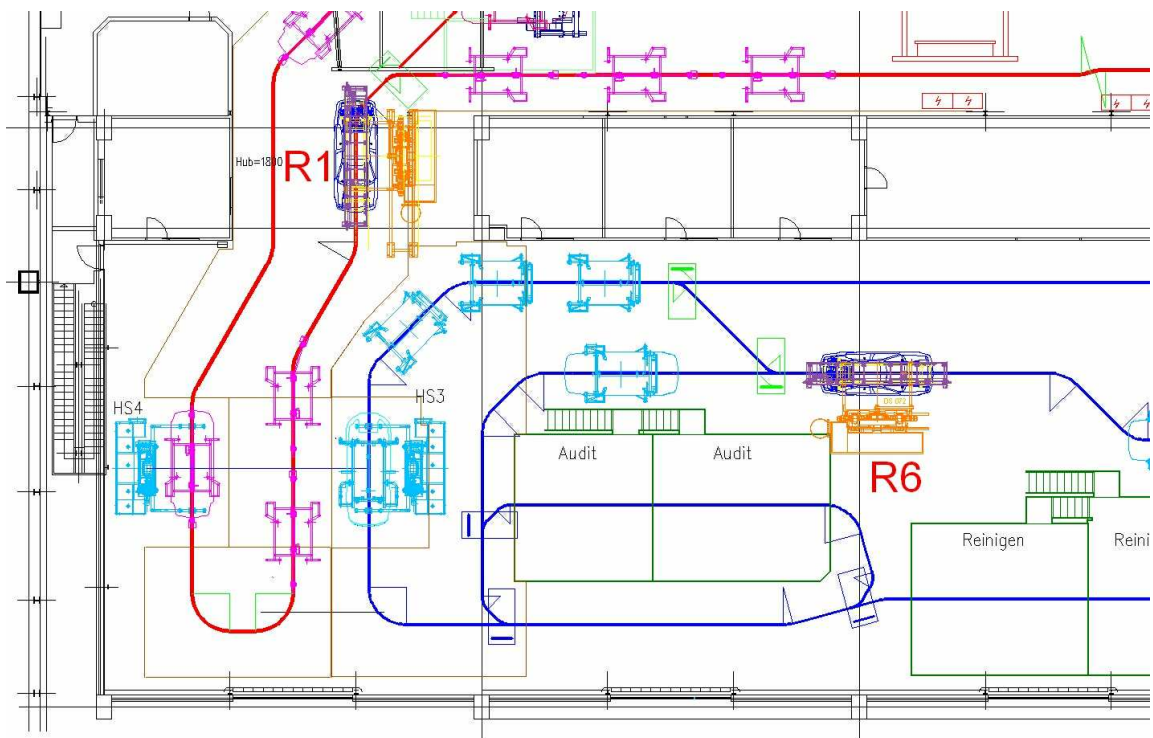
2.4 Použitelné energie

El. Proud 400 V, 50 Hz

Tlakový vzduch 0,6 MPa

3 NÁVRH ŘEŠENÍ NOVÉ TRASY PŘEVĚŠOVÁNÍ KAROSERIÍ

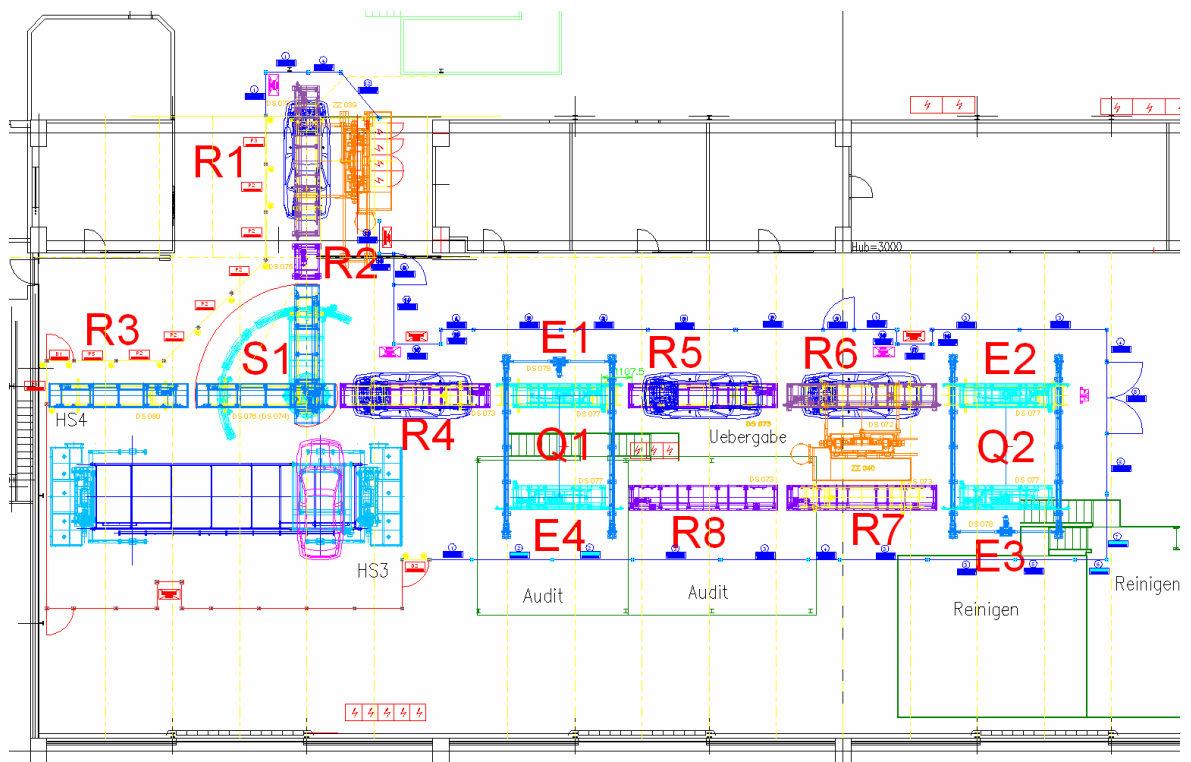
Firma K.P.R. Engineering, s. r. o. řešila úpravu původních dopravních tras A4 a A5, podle zadání zadavatele. Úprava se provedla přerušением dopravní trasy A5 a A4 a vložením nové navržené propojovací dopravní trasy. Nejprve byl vypracován projekt nové trasy, tak, aby v něm byly zahrnuty všechny požadované manipulační zařízení pro spolehlivou a bezpečnou manipulaci s karoseriemi. Na celé fázi přípravy nové trasy jsem se se spolupracovníky aktivně podílel. Výsledkem bylo vypracování nového layoutu se zahrnutím všech požadovaných funkcí a úprav zadavatelem. Stěžejními body layoutu bylo vyřešení nových tras včetně zvedáků, válečkových dopravníků a vnějšího zabezpečení proti poškození, úrazu nebo vniknutí nežádoucích osob. Všechny tyto úpravy byly zakresleny do nového layoutu s prověřením všech možných kolizí z hlediska dopravní cesty (viz. obr. 5 a obr. 6).



Obr. 5 Výkres úpravy linek A4 a A5 v 1. patře

3.1 Řešení nové spojovací linky

Do linky A5 v 1. poschodí je vloženo zvedací zařízení v místě označeném R1 (viz. obr. 5). Pomocí zvedacího zařízení se odebere karoserie z vozíku linky A5 a na skidu (popis viz. kapitola 3.3) (viz. obr. 6), který leží na válečkovém dopravníku (popis viz. kapitola 3.2) se přesune z prvního patra do přízemí. Po válečkovém dopravníku R2 se posune na otočný stůl S1 (popis viz. kapitola 3.4). Na otočném stole S1 se karoserie se skidem otočí o 90°. Dále se po válečkových dopravnících R4, E1 a R5 karoserie posune k druhému zvedacímu zařízení označeného R6. Zvedací zařízení R6 přesune karoserii zpět do prvního patra a přeloží se ze skidu na vozík linky A4 (viz. obr. 5). Prázdný skid se přesune ze zvedacího zařízení R6 na objízdnu trasu po válečkových dopravnících E2, E3, R7, R8, E4. Dále bude pokračovat po válečkovém dopravníku R4 na otočný stůl S1. Na otočném stole S1 se karoserie otočí o 90° a po válečkovém dopravníku R2 se skid vrátí na zvedací zařízení R1. Válečkový dopravník R3 (viz. obr. 6) slouží k manuálnímu odebrání karoserie z linky (vadný kus, kontrola).



Obr. 6 Výkres nové propojovací linky v přízemí haly

Z celé řady konstruovaných zařízení jsem se v mé diplomové práci soustředil na problematiku zvedacího zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi. Na obr. 7. je místo, kde po úpravě linky A5 bude nově umístěné manipulační zvedací zařízení.



Obr. 7 Místo na dopravní trase pro umístění zvedacího manipulátoru

Konstrukční řešení jednotlivých zařízení je popsáno v kapitole 3.2 až 3.5. Konstrukční řešení zvedacího zařízení pro vertikální přemísťování karoserií je popsáno v kapitole 4.

3.2 Válečkový dopravník

Na obr. 8 je válečkový dopravník, po kterém se pohybuje skid. Aby nedocházelo ke smeknutí skidu z válečkového dopravníku jsou na jedné straně použity vodící válečky. V případě použití válečkového dopravníku na otočném stole nebo zdvihacím zařízení je skid proti samovolnému opuštění mechanicky zajištěn.

Válečkový dopravník se skládá z podélných U profilů, příčných L profilů, vodících a nosných válečků. Pohon válečkového dopravníku se skládá z převodového motoru, řemenic a ozubených řemenů.

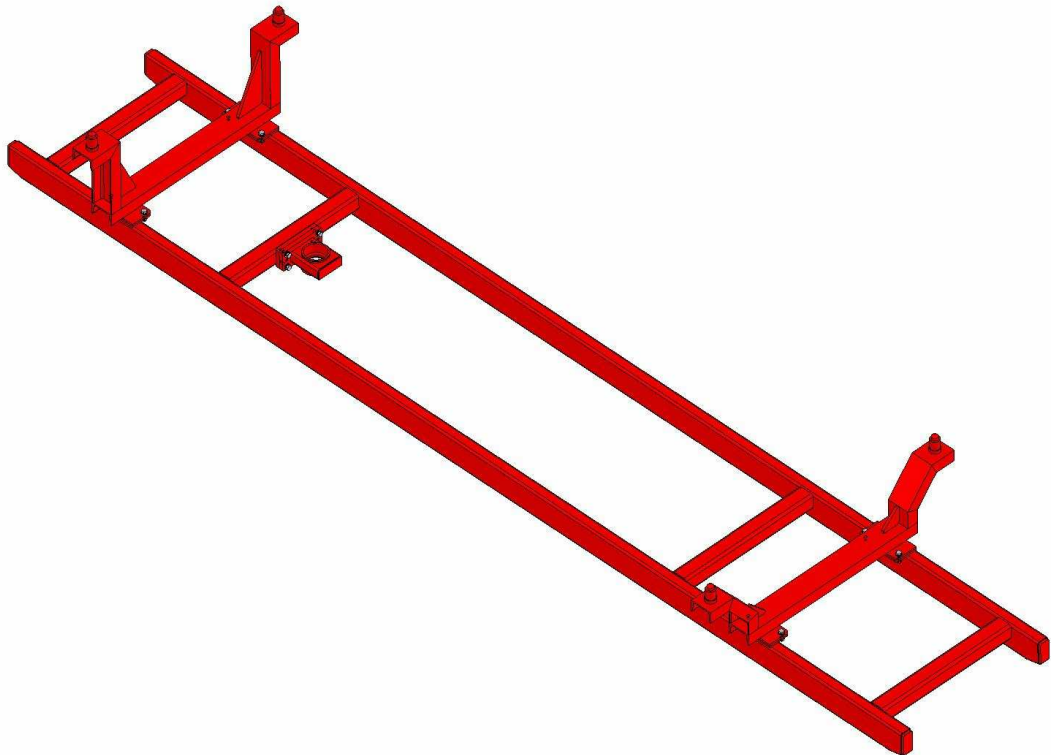


Obr. 8 Válečkový dopravník.

3.3 Skid pro přepravu karoserie

Na obr. 9 je skid. Je to manipulační zařízení, které slouží k přepravě karoserií po válečkovém dopravníku. Karoserie je na skidu uchycena pomocí 4 čepů.

Skid se skládá z ližin trubek obdélníkového průřezu a příčných trubek čtvercového průřezu. Čepu jsou umístěny na svařencích z válcovaných U profilů. Na skidu se nachází aretační otvor pro ustavení polohy karoserie při přebírání karoserie.

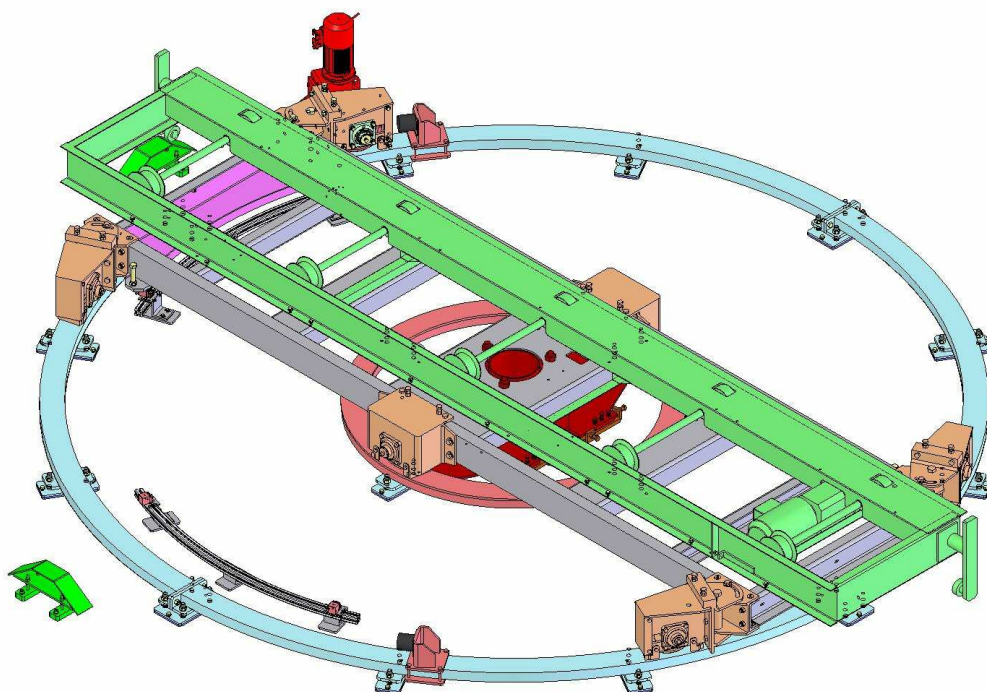


Obr. 9 Skid

3.4 Otočný stůl

Na obr. 10 je otočný stůl. Otočný stůl je manipulační zařízení, kterého je nedílnou součástí válečkový dopravník. Po příjezdu skidu s karoserií se otočný stůl otočí o 90° a skid s karoserií přejeде na následující válečkový dopravník v lince.

Otočný stůl se skládá z podélných nosných U profilů, příčných U profilů, pojezdových kol. Pojezdová kola jezdí po koleji z U profilu. Pohon se skládá z převodového motoru a pohánacího kola.



Obr. 10 Otočný stůl

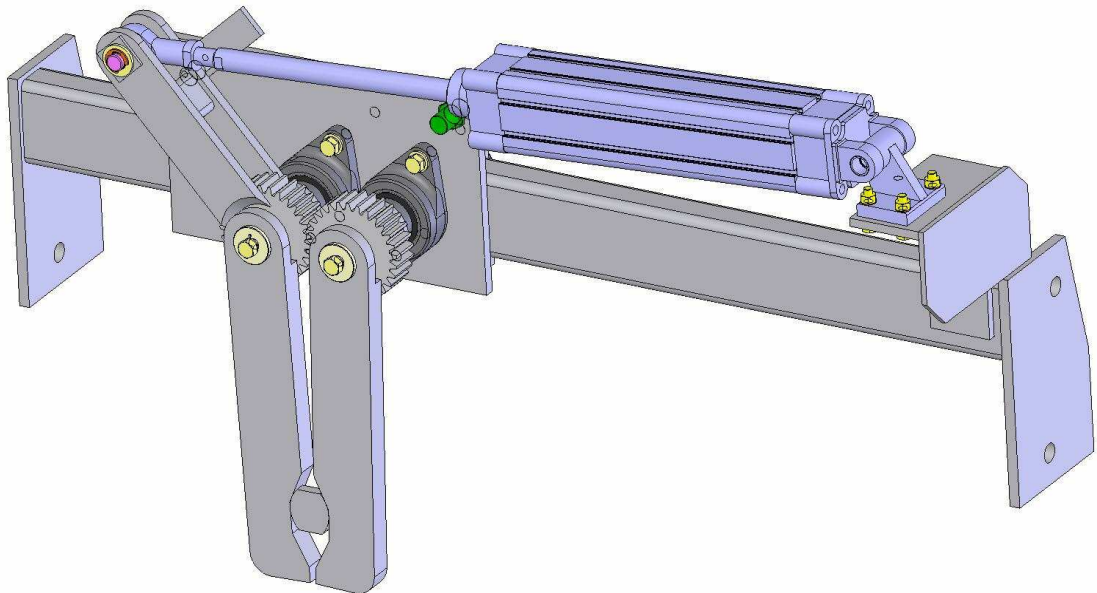
3.5 Systém zajištění polohy vozíku

Systém zajištění polohy vozíku slouží při dojetí závěsného vozíku k zvedacímu zařízení k zajištění přesné polohy pro převzetí karoserie obr.11 a obr. 12.

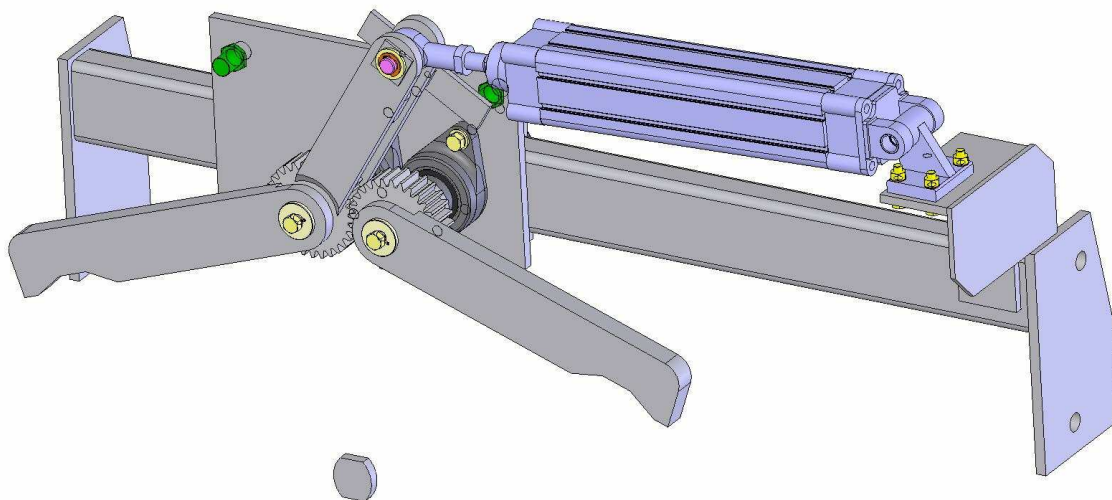
K pohonu mechanismu je použitý přímočarý pneumatický motor, kde je možné z výhodou využít rychlost změny polohy. Mechanismus má dvě polohy. Otevřeno – v této poloze musí umožnit volné projetí závěsného vozíku. Zavřeno – v této poloze musí pevně zajistit vozík ve stanovené a neměnné poloze. O poloze mechanismu budou informovat indukční snímače z důvodů následných kroků ostatních zařízení.

Konstrukce rámu uchycovacího mechanismu je navržena jako svařenec, který je uchycen na nosnících dráhy EHB

Zařízení pro ustavení polohy přepravního vozíku karoserie bylo předmětem mé bakalářské práce v roce 2008.



Obr. 11 Zámek vozíku v zavřeném poloze



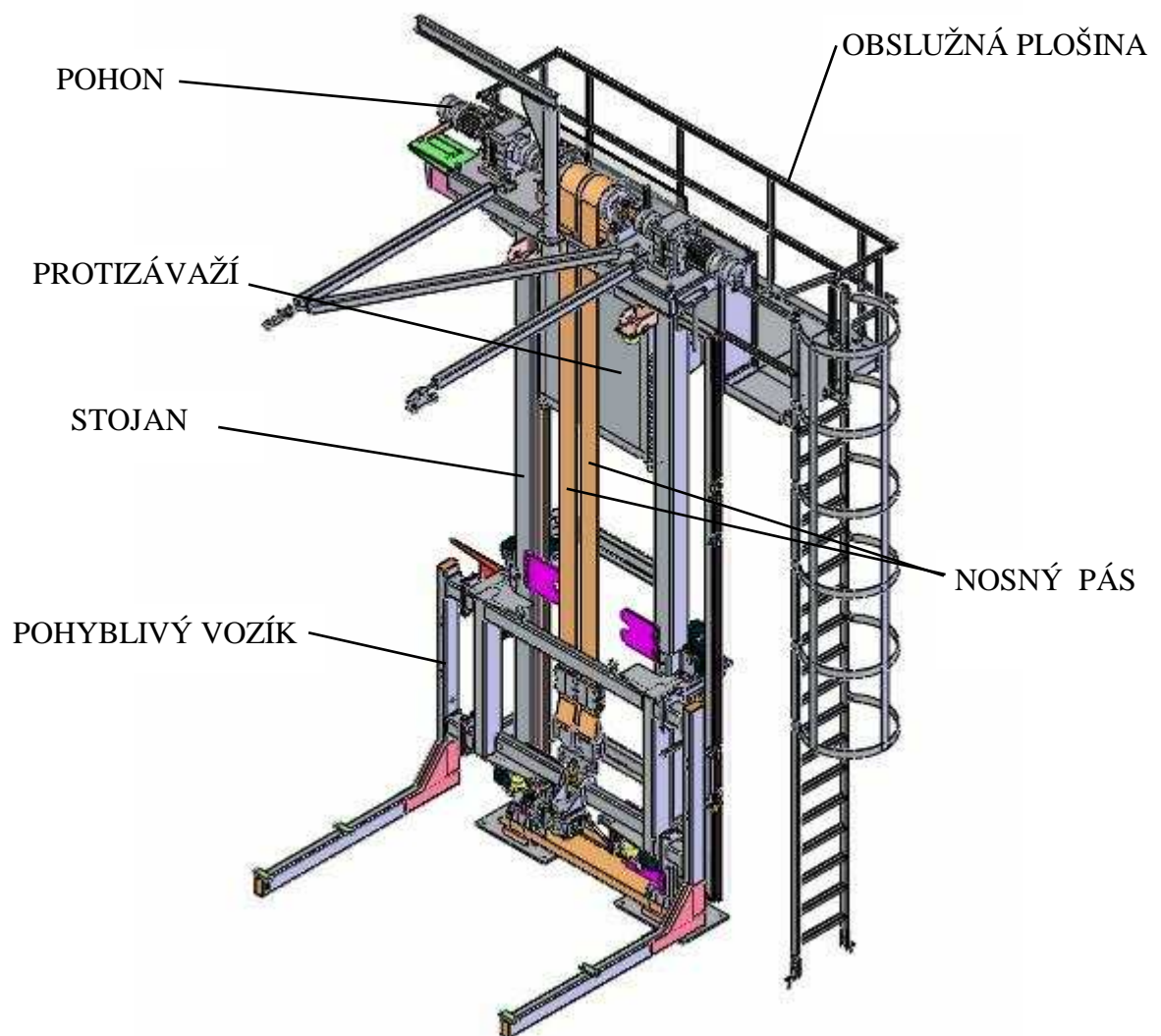
Obr. 12 Zámek vozíku v otevřené poloze.

4 ZVEDÁK KAROSERÍÍ

4.1 Popis zvedáku

Zvedací zařízení slouží k vertikálnímu přemísťování karoserie A5 z linky A5 na novou spojovací dráhu.

Zvedák může být provozován jen s navazujícími dopravními systémy. Konstrukce zvedáku se skládá z dvousloupového stojanu, pohonu, pohyblivého (zvedacího) vozíku s válečkovou dráhou, protizávaží, 2 ks nosných pásů a obslužné plošiny (viz. obr. 13).



Obr. 13 Zvedací zařízení

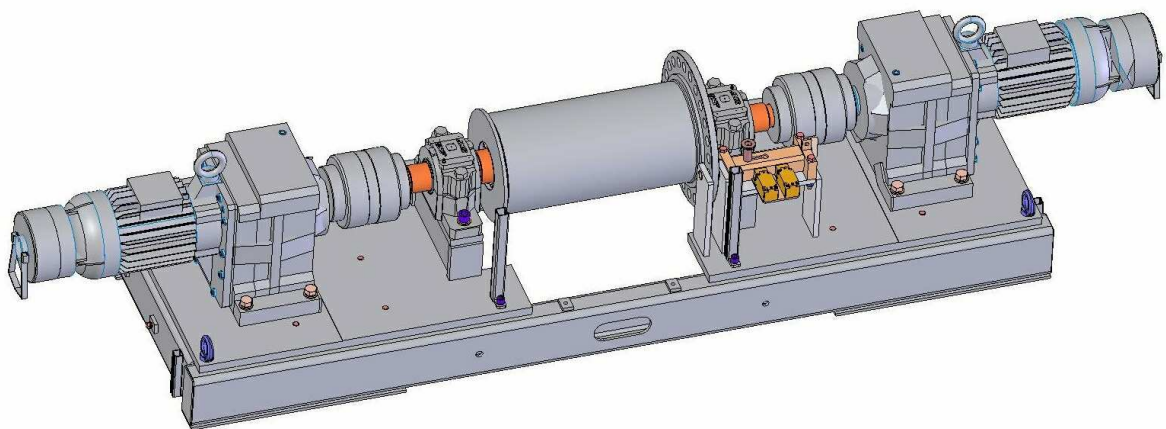
4.2 Technické parametry zvedáku

- Zdvih: 2043 mm
- Max. zdvih: 3240 mm
- Užitečná nosnost: 450 kg
- Rychlost zdvihu: 0,78 m/s
- Pohon: elektromotor s brzdou a převodkou
- Příkon: 5,5 kW + 0,35 kW
- Jmenovité napětí: 400V, 50Hz
- Druh ochrany: IP54
- Vlastní hmotnost: 6600 kg

4.3 Pohonu zvedáku

Pohon se skládá ze dvou elektromotorů s brzdou a převodkou, hnacího bubnu a blokování proti otáčení.

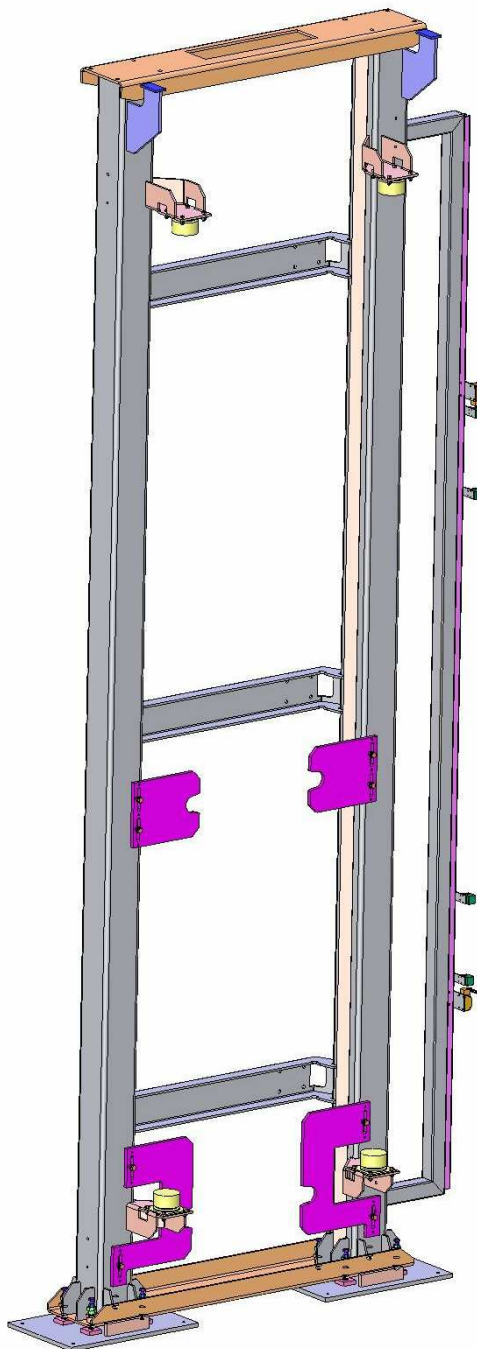
Rám pohonu je tvořený z trubek obdélníkového průřezu a plechu, na který jsou uchyceny pohony (viz. obr. 14). Podrobné řešení pohonu zvedáku je v kapitole 5.



Obr. 14 Pohon zvedáku

4.4 Stojan zvedáku

Stojan je tvořený ze dvou sloupů (trubek čtyřhranného průřezu), které současně slouží jako vedení pro pohyblivý vozík. Z vnitřní strany jsou navařeny profily L, které slouží jako vedení pro protizávaží. Na pravé straně se nachází nosná lišta pro koncové spínače, které zajišťují přesné dojetí do dvou převěšovacích poloh (viz. obr. 15).

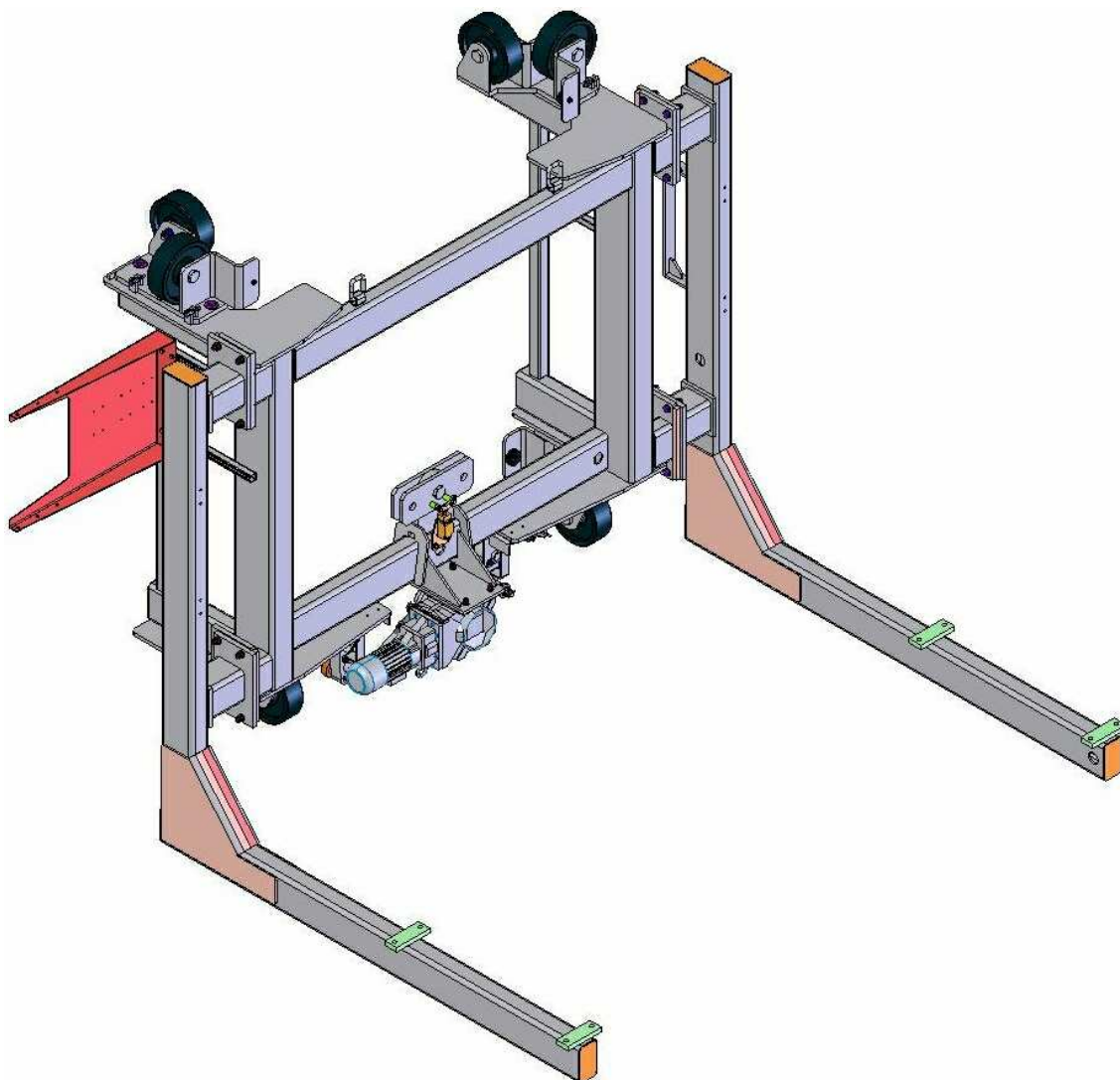


Obr. 15 Stojan zvedáku

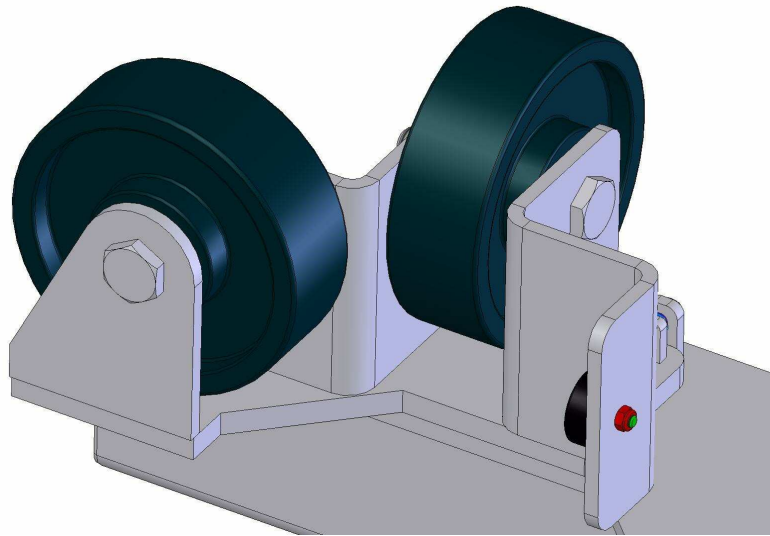
4.5 Pohyblivý vozík

Pohyblivý (zvedací) vozík je s protizávažím spojen dvěma nosnými pásy přes bubny pohonu. Na pohyblivém vozíku je umístěn válečkový dopravník pro natažení a vysunutí karoserie z vozíku. Tento dopravník je samostatné přídatné zařízení.

Pohyblivý (zvedací) vozík je svařen z trubek obdélníkového průřezu a po jejich bocích jsou uchyceny pojezdové rolny. Tyto rolny vedou klec po ocelových sloupech stojanu (viz. obr.16 a obr. 17).



Obr. 16 Pohyblivý vozík

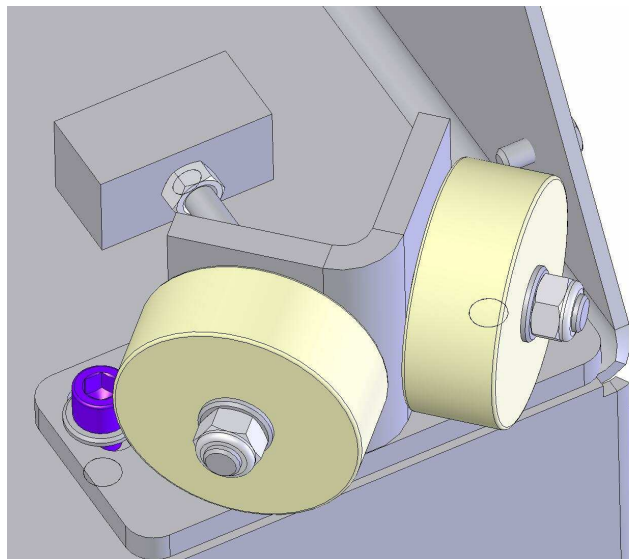


Obr. 17 Vodící rolny pohyblivého vozíku

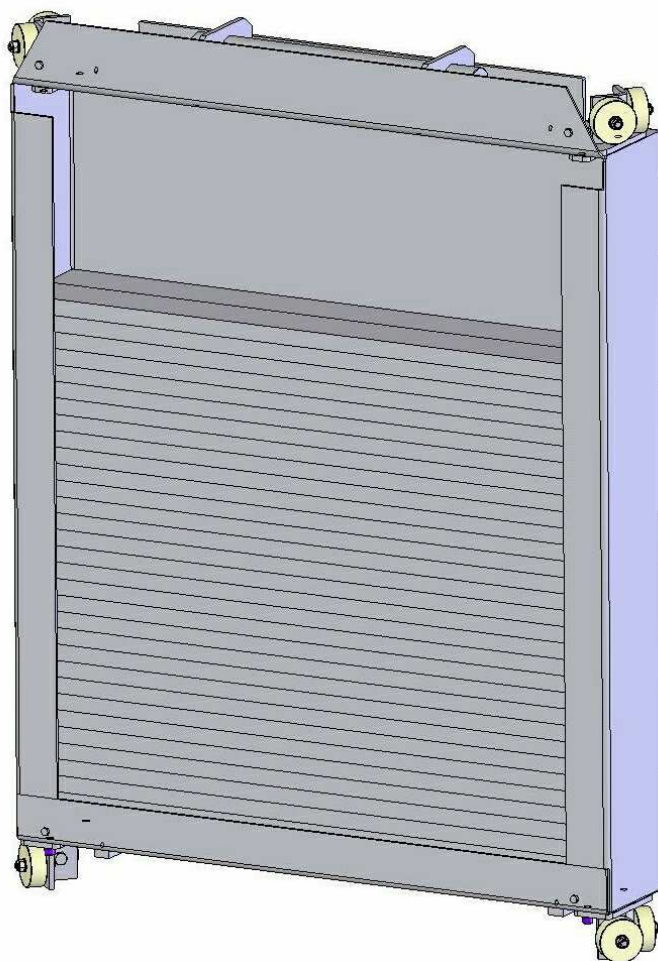
4.6 Protizávaží

Protizávaží je s pohyblivým (zvedacím) vozíkem spojeno dvěma nosnými pásy přes buben pohonu

Rám protizávaží je svařen z plechů a v rozích jsou uchyceny pojzdové rolny (viz . obr.18 a obr. 19). Jako vyvažovací závaží jsou použity ocelové pásy.



Obr. 18 Vodící rolny protizávaží

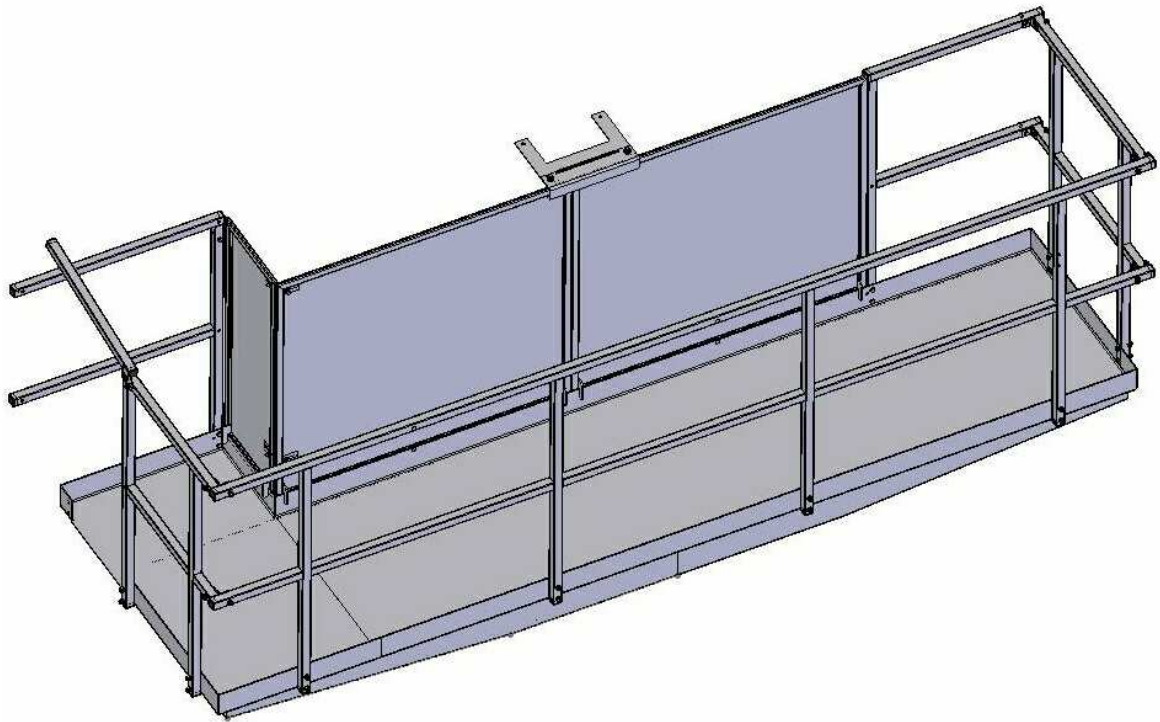


Obr. 19 Protizávaží

4.7 Obslužná plošina

Za provozu je zařízení ovládáno obsluhou z řídicího místa, nebo zařízení pracuje v automatickém režimu. Z důvodu provádění servisních prací je zvedák vybaven servisní plošinou (viz. obr. 20).

Konstrukce plošiny je navržena jako svařenec z ohýbaných plechových profilů. Z důvodu bezpečnosti je plošina vybavena oc. zábradlím z čtyřhranných trubek. Na plošinu je přístup z podlahy po oc. žebříku s ochranným košem.



Obr. 20 Obslužná plošina

4.8 Nosné pásy

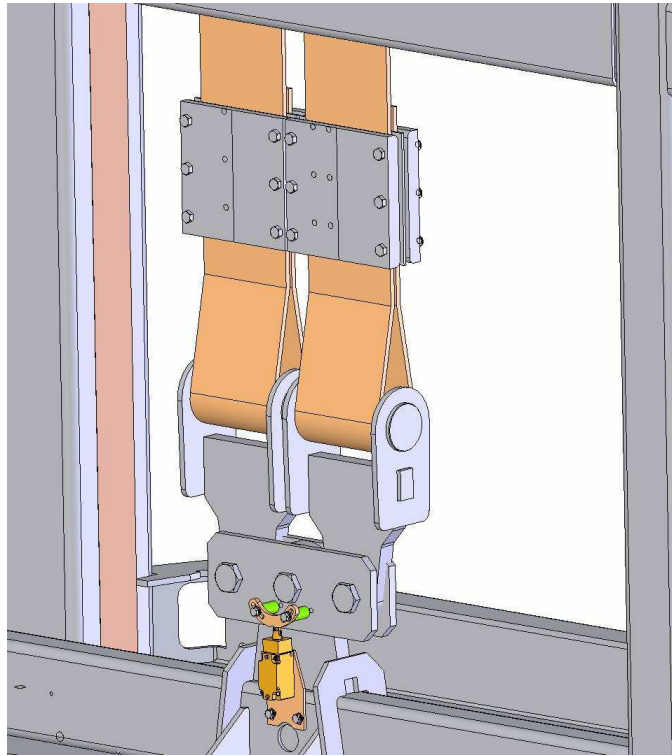
Pohyblivý (zvedací) vozík a protizávaží je přes buben pohonu spojen dvěma nosnými pásy (viz. obr. 21 a obr. 22).

Ve srovnání s tradičními trakčními prvky jako jsou řetězy a lana, mají pásy následující výhody:

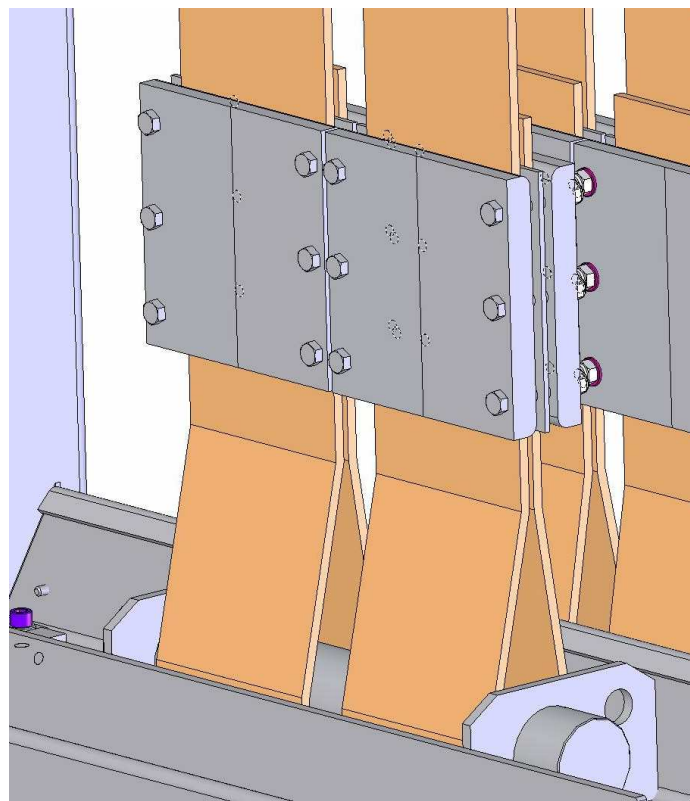
- tichý provoz
- velká odolnost proti opotřebení
- žádné nebo nízké nároky na údržbu
- odolnost proti přetížení
- vysoká životnost
- tlumení rázů při provozu

V pásech jsou použity ocelové výztuže místo textilních. Tím je dosaženo vysoké dynamické pevnosti a minimální elastické deformace.

U konstrukce jsou použity dva nosné pásy.



Obr. 21 Nosné pásy – uchycení vozíku

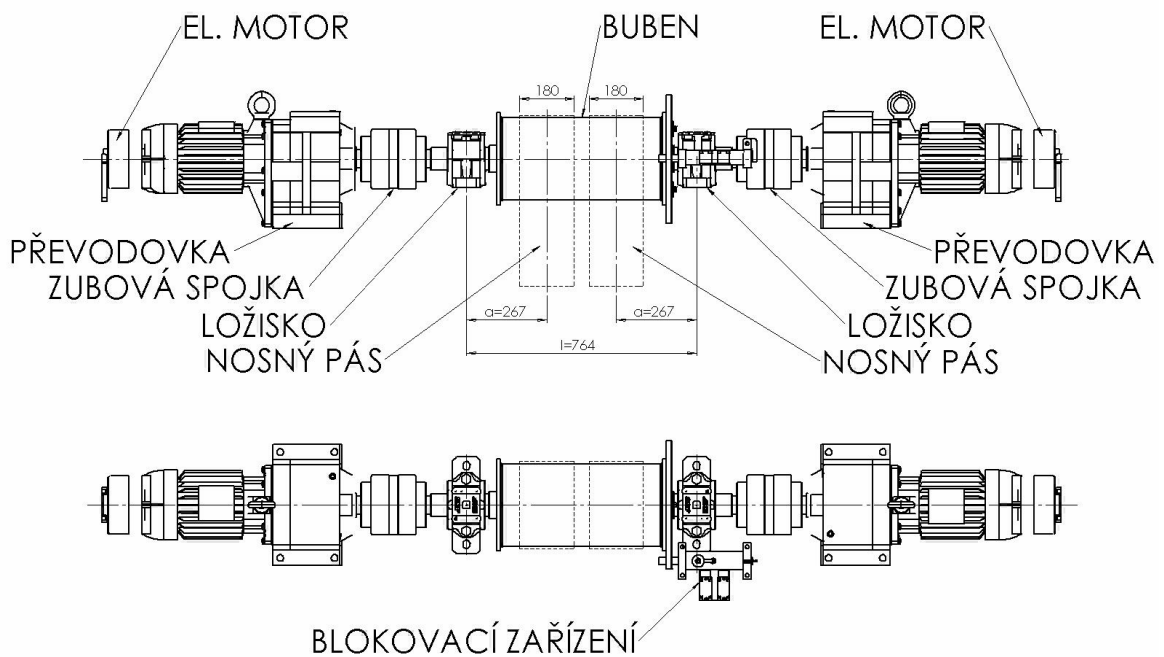


Obr. 22 Nosné pásy – uchycení protizávaží

II PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH POHONU

Pohon se skládá ze dvou elektromotorů s brzdou a převodovkou (jeden motor slouží vždy jako náhradní), hnacího bubnu a blokování proti otáčení. Oba elektromotory s brzdou a převodovkou jsou spojeny s hnacím bubnem zubovými spojkami, které se dají rozpojit. Tak je možno jeden hnací elektromotor s brzdou a převodovkou odpojit od bubnu a ponechat jej jako náhradní. Blokovací zařízení slouží k mechanickému i elektrickému zajištění bubnu proti otáčení při opravách nebo údržbě. Zasunutím čepu do otvoru v bubnu se přepnou elektrické koncové spínače, které vypnou přívod el. proudu do pohonu. Zároveň je tím buben mechanicky zajištěn proti otáčení v obou směrech (obr. 23).



Obr. 23 Schéma pohonu

5.1 Zadané parametry

Hmotnost karoserie	$m = 450 \text{ kg}$
Hmotnost skidu	$m_S = 180 \text{ kg}$
Hmotnost válečkové dráhy.....	$m_D = 400 \text{ kg}$
Hmotnost pohyblivého (zvedacího) vozíku.....	$m_V = 1120 \text{ kg}$
Maximální rychlost zdvihu.....	$v = 0,78 \text{ m/s}$

5.2 Výpočet výkonu

Hmotnost pohyblivého (zvedacího) vozíku, válečkové dráhy a skidu bude vyvážena protizávažím, pro výkon motoru do výpočtu zahrneme jen hmotnost karoserie.

Výkon motoru pro zvedání karoserie

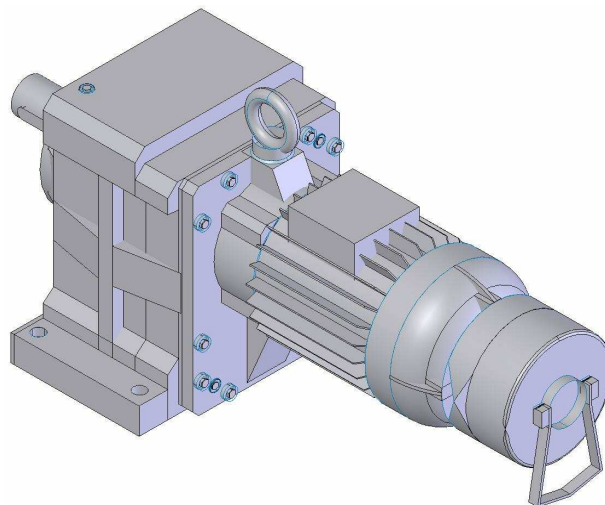
$$P_M = F \cdot v = m \cdot g \cdot v = 450 \cdot 9,81 \cdot 0,78$$

$$P_M = 3443,1 \text{ W}$$

5.3 Návrh motoru a převodovky

Z důvodu požadavku zadavatele (náhradních dílů) byl pro pohon zvedáku zvolen elektromotor s převodovkou (viz. obr. 24):

Danfoss-Bauer BG70-11/D11LA4-TF-ST-M/E075B9HN 5,5kW



Obr. 24 El. motor s převodovkou

Základní parametry

- výstupní výkon z převodovky..... $P = 5,5 \text{ kW}$
- výstupní otáčky z převodovky..... $n = 0,883 \text{ s}^{-1}$
- převodový poměr převodovky..... $i = 27,21$
- kroutící moment na výstupní hřídeli..... $M = 990 \text{ Nm}$

5.4 Kontrola zvedacího pásu

Hmotnost pohyblivého (zdvihacího) vozíku, válečkové dráhy a skidu bude vyvážena protizávažím.

Hmotnost protizávaží pro vyvážení

$$m_p = m_v + m_s + m_D = 1120 + 180 + 400$$

$$m_p = 1700 \text{ kg}$$

Velikost síly v nosného pásu od vyvážení

$$F_V = \frac{m_p \cdot g}{z} = \frac{1700 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_V = 8339,5 \text{ N}$$

$z = 2 \longrightarrow$ počet pásů

Velikost síly v nosném pásu od zatížení při zvedání karoserie

$$F_K = \frac{m \cdot g}{z} = \frac{450 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_K = 2207,25 \text{ N}$$

Maximální síla v pásu v místě náběhu na buben

$$F_{\max} = F_V + F_K = 8339,5 + 2207,25$$

$$F_{\max} = 10546 \text{ N}$$

Požadavek zadavatele je, aby bezpečnost pro nosný pás byla minimálně $k = 7$.

Zadavatel používá nosné pásy typu Contitech S125-SX-33-CE-G/K.

5.4.1 Parametry nosného pásu

- maximální zatížení pásu..... $q = 1250 \text{ N/m}$
- maximální síla přenášená pásem..... $F_N = 226000 \text{ N}$
- šířka pásu..... $b = 0,18 \text{ m}$
- tloušťka pásu..... $s_p = 8,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- hmotnost pásu..... $m_p = 14,1 \text{ kg/m}$
- průměr ocelových lanek..... $d = 2,75 \text{ mm}$

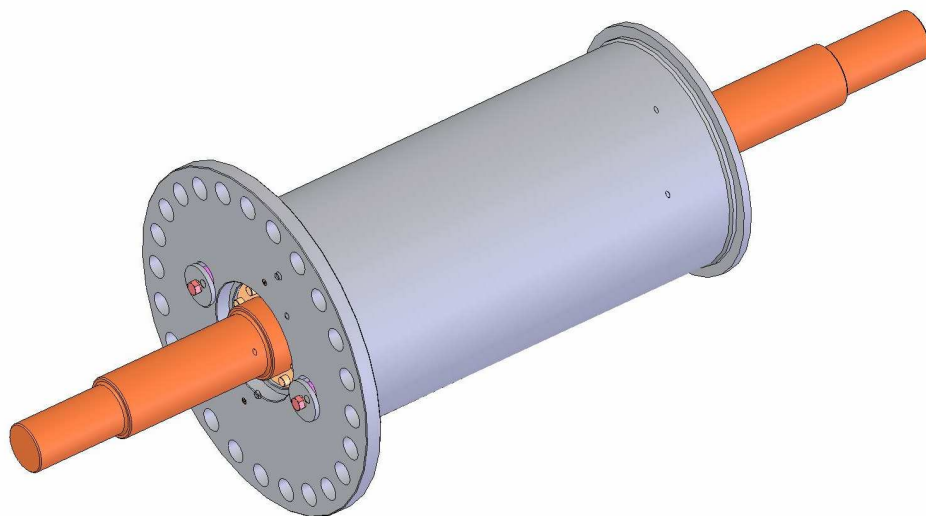
5.4.2 Bezpečnost při zatížení nosného pásu

$$k = \frac{F_N}{F_{\max}} = \frac{226000}{10546} = 21 \geq 7 \longrightarrow \text{minimální bezpečnost}$$

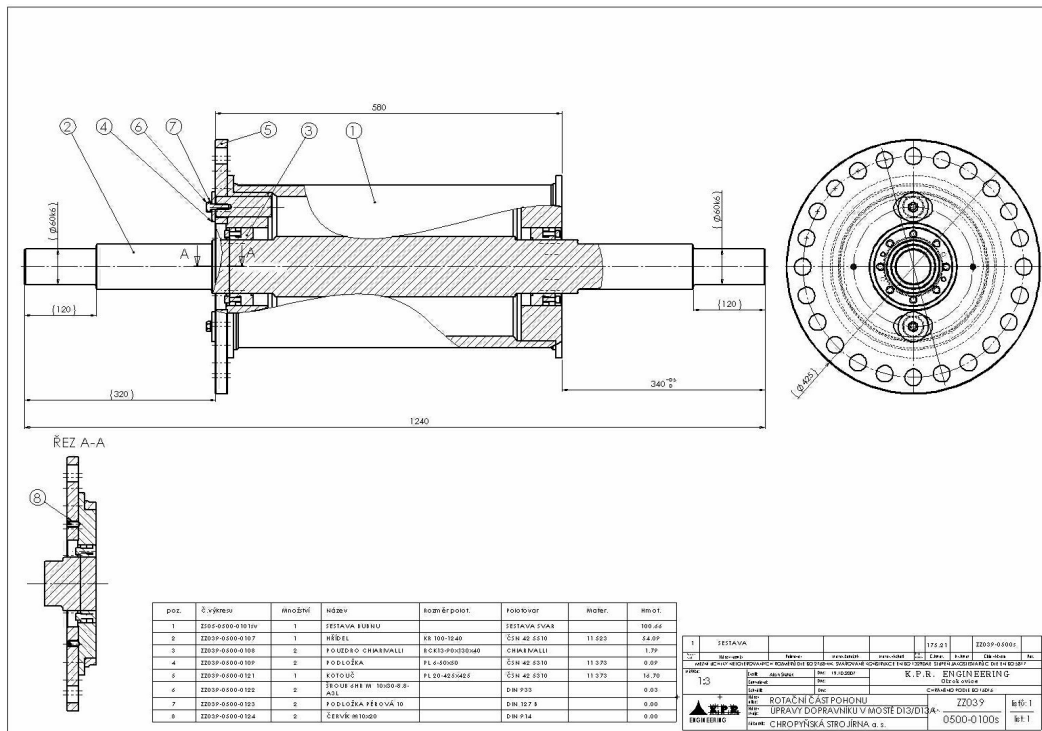
Bezpečnost zvoleného pásu $k = 21$ což je 3x více než požadavek zadavatel. Nosný pás vyhovuje.

5.5 Rotační část pohonu

Rotační část (viz. obr. 25 a obr. 26) je složena z bubnu, hřídele a kotouče. Buben je na hřídeli zajištěn proti pootočení vzpěrnými pouzdry. Kotouč je na bubnu zajištěn kolíky a šrouby.

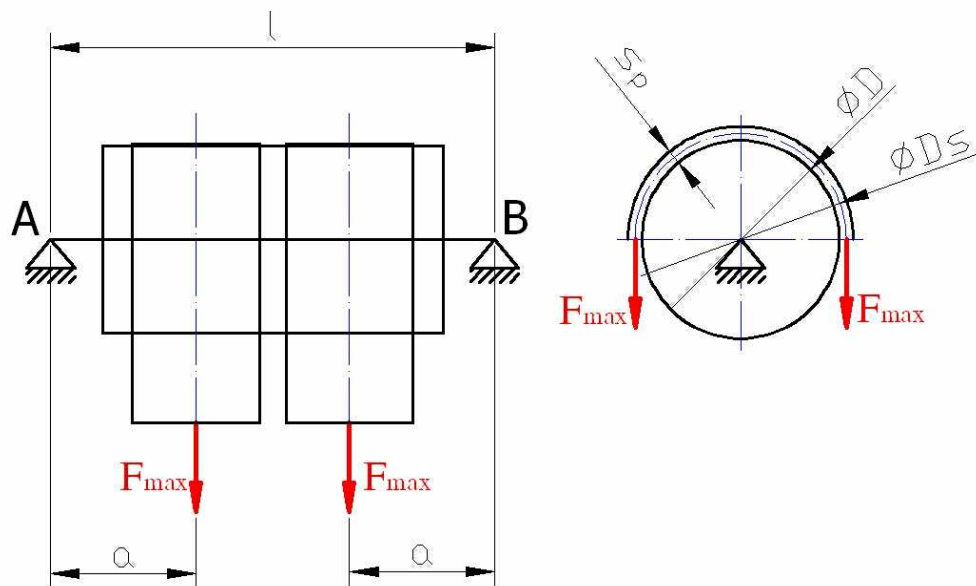


Obr. 25 3D model rotační části pohonu



Obr. 26 Výkres rotační části pohonu

5.6 Návrh bubnu



Obr. 27 Zatížení bubnu silou F_{max}

Výpočet roztečného průměru pásu při opásání bubnu

$$D_s = \frac{v}{\pi \cdot n} = \frac{0,78}{\pi \cdot 0,883}$$

$$D_s = 0,281m$$

Výpočet průměru bubnu

$$D = D_s - s_p = 0,281 - 8,75 \cdot 10^{-3}$$

$$D = 0,272m$$

5.6.1 Kontrola prokluzu nosného pásu při zvedání

Potřebný moment pro zvedání karoserie pro jeden pás

$$M_{K1} = F_K \cdot \frac{D_s}{2} = 2207,25 \cdot \frac{0,281}{2}$$

$$M_{K1} = 310,12 Nm$$

Velkost třecího momentu od síly F_{\max} .

$f = 0,4$... koeficient smykového tření za pohybu odhadnuto pryž-ocel

$$M_T = F_{\max} \cdot \frac{D}{2} \cdot f = 10546 \cdot 0,4 \cdot \frac{0,272}{2}$$

$$M_T = 573,7 Nm$$

$$M_T \geq M_{K1} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

Z výpočtu vyplývá, že třecí moment je větší než kroutící, zařízení přenesne dané zatížení.

5.6.2 Kontrola měrného tlaku mezi pásem a bubnem

Měrný tlak mezi bubnem a nosným pásem není rozdělen rovnoměrně podél opsané části obvodu, neboť tah v pásu se mění (na straně nabíhající je podstatně vyšší než na straně sbíhající (viz. obr. 28) [10].

Střední měrný tlak p_s je nutné počítat z ubrzděného výkonu.

$$F \cdot v = p_s \cdot f \cdot S \cdot v$$

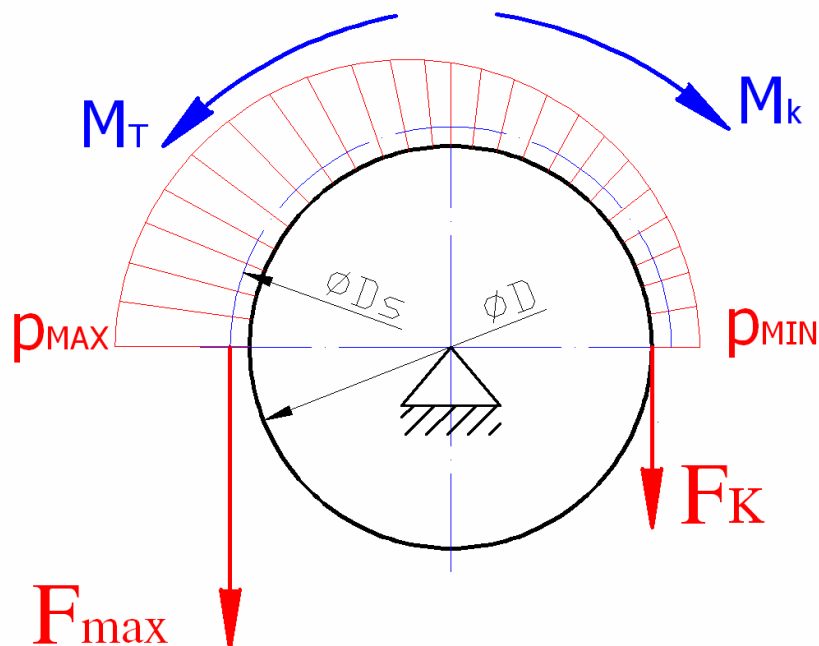
odtud

$$p_s = \frac{F}{f \cdot S}$$

kde F uvažují jako F_{\max} maximální síla v pásu v místě náběhu na buben

$f = 0,4 \dots$ koeficient smykového tření za pohybu odhadnuto pryž-ocel

$S \dots$ velikost styčné plochy mezi nosným pásem a bubnem

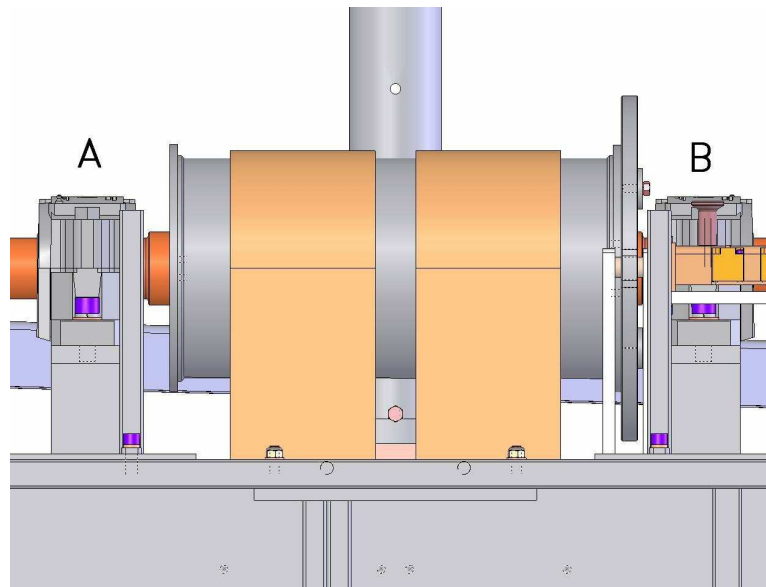


Obr. 28 Rozložení tlaku po obvodu bubnu

$$p_s = \frac{F_{\max}}{f \cdot S} = \frac{F_{\max} \cdot 2}{f \cdot b \cdot \pi \cdot D} = \frac{10546 \cdot 2}{0,4 \cdot 0,18 \cdot \pi \cdot 0,272}$$

$$p_s = 0,34 \text{ MPa} \leq p_{\text{MAX}} = (0,4 - 0,5) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.6.3 Zatížení bubnu



Obr. 29 Sestava bubnu

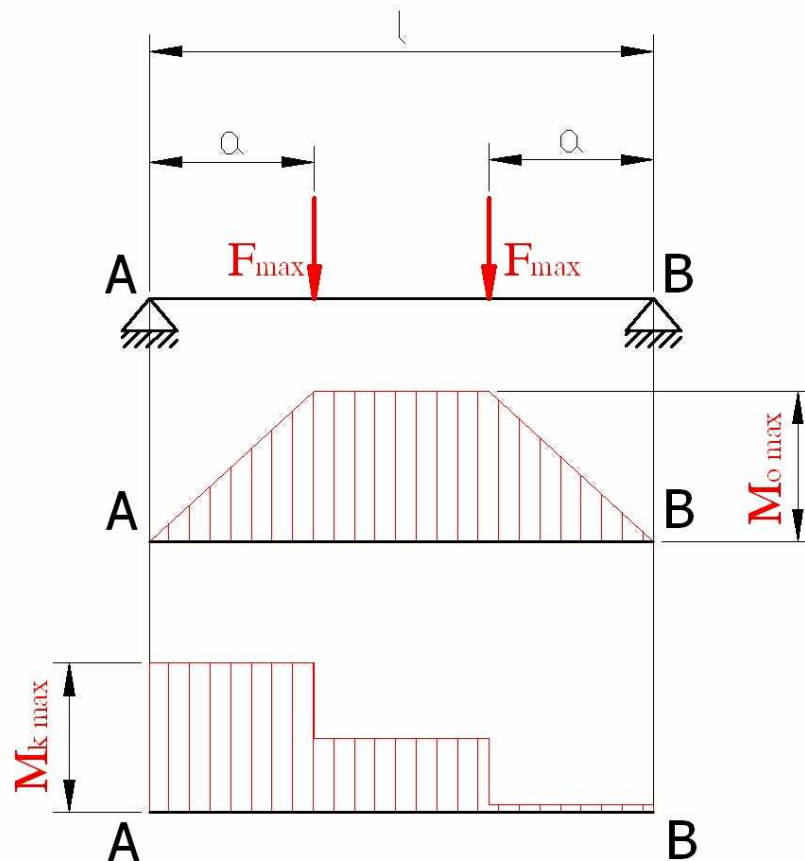
Pro výpočet pohonu zdvihacího mechanismu použijí výpočet pro jeřábový mechanismus. [10, 11, 17]

Zatížení bubnu uvažují jako nosník zatížený dvěma osamělými silami od sil v nosných páslech (viz. obr. 30).

Pevnostní kontrola pláště bubnu spočívá jednak ve stanovení redukovaného napětí a porovnání jeho hodnoty s napětím dovoleným, jednak v porovnání dílčích napětí v ohybu a krutu s příslušnými hodnotami.

Plášť bubnu je namáhán trojím způsobem:

- Ohybem, ohybové napětí by nemělo být větší než $\sigma_{DOV} = (10 - 15) \text{ MPa}$.
- Krutem, smykové napětí by nemělo být větší než $\tau_{DOV} = (2 - 5) \text{ MPa}$.
- Vnější přetlakem, který rezultuje ze sevření pláště nosným pásem $\sigma_{TLDOV} = (120 - 160) \text{ MPa}$.



Obr. 30 Zatížení bubnu

5.6.4 Výpočet maximálního ohybového momentu bubnu

Vzdálenost mezi ložisky bubnu $l = 0,764 \text{ m}$

Vzdálenost osamělé síly od podpory $a = 0,267 \text{ m}$

Maximální ohybový moment

$$M_{O \max} = F_{\max} \cdot a = 10546 \cdot 0,267$$

$$M_{O \max} = 2815,78 \text{ Nm}$$

5.6.5 Výpočet ohybového napětí bubnu

$s_B = 19,2 \text{ mm}$ tloušťka bubnu po opracování

Vnitřní průměr bubnu

$$D_o = D - 2 \cdot s_B = 0,272 - 2 \cdot 0,0192$$

$$D_o = 0,2336 \text{ m}$$

Moment setrvačnosti průřezu

$$J_x = \frac{\pi \cdot (D^4 - D_o^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,272^4 - 0,2336^4)}{64}$$

$$J_x = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{J_x} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2815,78}{1,24 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{0,272}{2}$$

$$\sigma_o = 3,09 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} = (10 - 15) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.6.6 Výpočet maximálního kroutícího momentu bubnu

Maximální kroutící moment

$$M_{k \max} = 2 \cdot F_{\max} \cdot \frac{D_s}{2} = 2 \cdot 10546 \cdot \frac{0,281}{2}$$

$$M_{k \max} = 2963,43 \text{ Nm}$$

5.6.7 Výpočet napětí v krutu bubnu

Polární moment setrvačnosti

$$J_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - D_o^4)}{32} = \frac{\pi \cdot (0,272^4 - 0,2336^4)}{32}$$

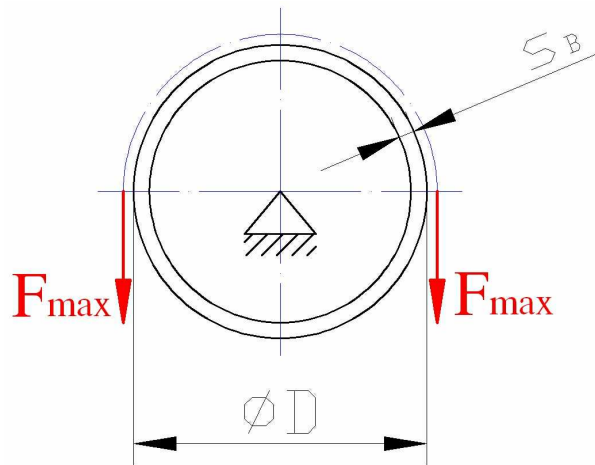
$$J_p = 2,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_{k \max}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2963,43}{2,45 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{0,272}{2}$$

$$\tau_K = 1,64 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} = (2 - 5) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.6.8 Výpočet tlakového napětí bubnu



Obr. 31 Tlakové zatížení bubnu

Konzervativní předpoklad je, že buben je opásán dokola. Buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu (viz. obr. 31).

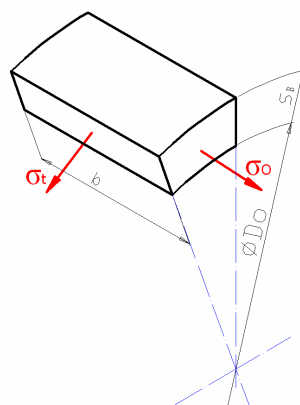
Tlakové napětí od jednoho pásu.

$$\sigma_{TL} = \frac{F_{\max}}{b \cdot s_B} = \frac{10546}{0,18 \cdot 0,0192}$$

$$\sigma_{TL} = 3,05 \text{ MPa} \leq \sigma_{TLDOV} = (120 - 160) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.6.9 Výpočet redukovaného napětí bubnu

Složka tenzoru tlakového napětí σ_{TL} je kolmá na rovinu podélného (meridiánového) řezu a složka tenzoru ohybového napětí σ_o je kolmá na rovinu příčného (poledníkového) řezu σ_o (viz. obr. 32).



Obr. 32 Působení složek tenzoru napětí

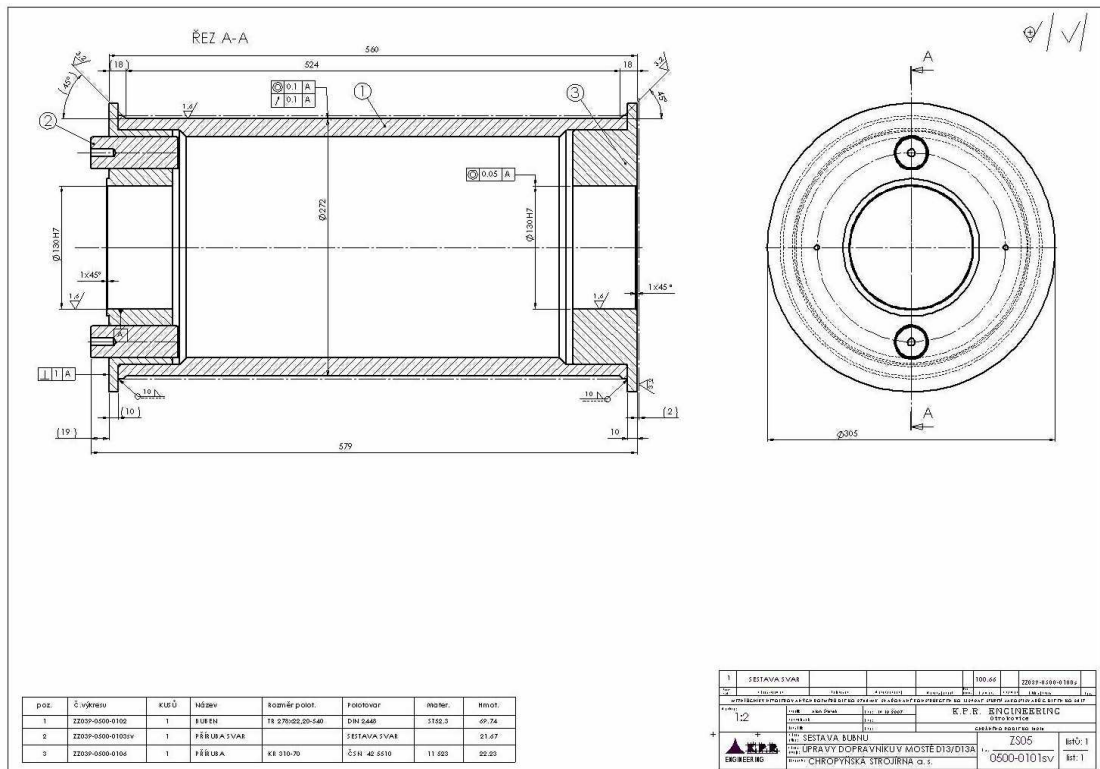
Redukované napětí stanovíme podle hypotézy HMH ze vztahu

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + \sigma_{TL}^2 - \sigma_O \cdot \sigma_{TL} + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{3,09^2 + 3,05^2 - 3,09 \cdot 3,05 + 3 \cdot 1,64^2}$$

$$\sigma_{RED} = 4,19 MPa \leq \sigma_{RED} = (100 - 110) MPa \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.6.10 Výrobní výkresy bubnu

Buben je řešen jako svařenec z dvou čel a trubky (viz. obr. 33).



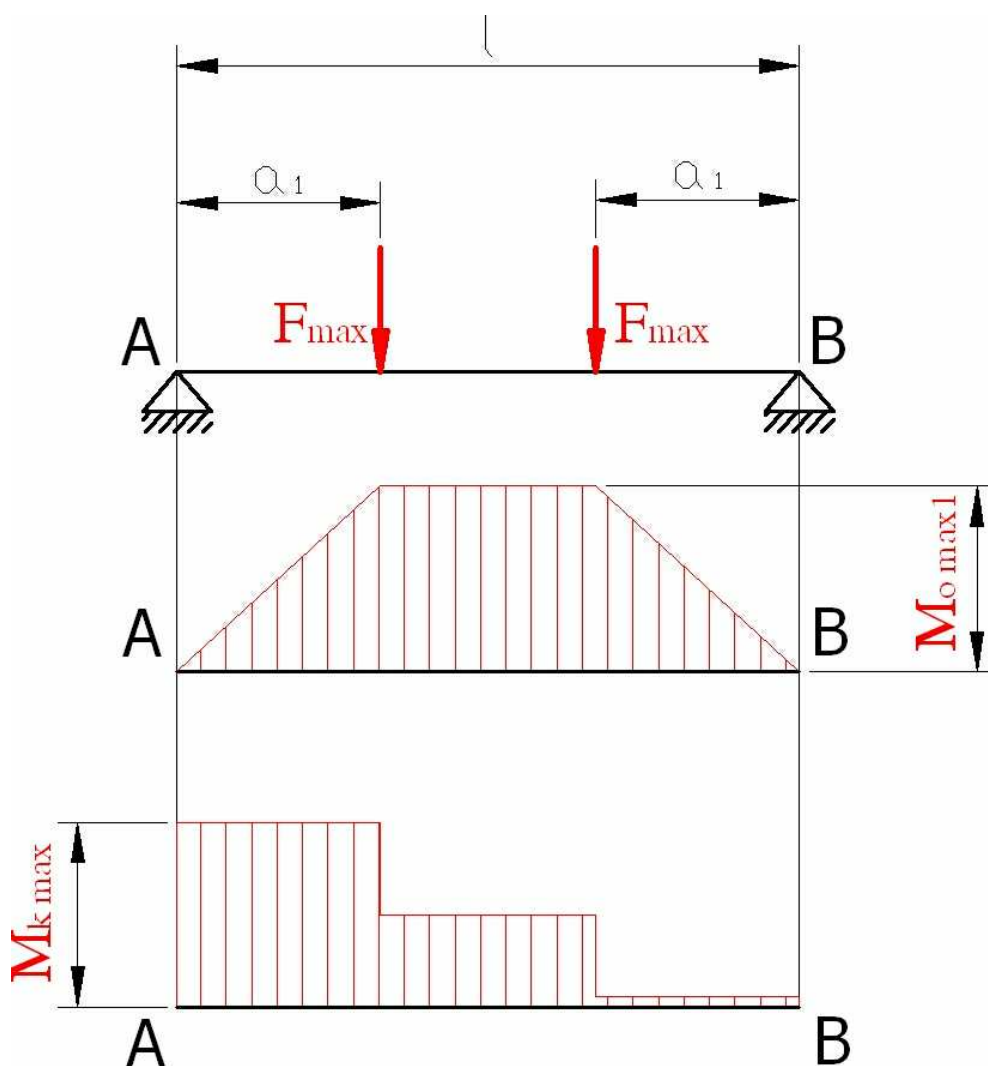
Obr. 33 Výkres bubnu

5.7 Hřídele pohonu

Zatížení hřídele uvažují jako nosník zatížený dvěma osamělými silami od sil v nosných pásech působících ve spojení bubnu s hřídelí (viz. obr. 34).

Pevnostní kontrola hřídele spočívá jednak ve stanovení redukovaného napětí a porovnání jeho hodnoty s napětím dovoleným, jednak v porovnání dílčích napětí v ohybu a krutu s příslušnými hodnotami. Deformace hřídele je řešena v kapitole 6.3. [17]

5.7.1 Zatížení hřídele



Obr. 34 Zatížení hřídele

5.7.3 Kontrola vstupního hřídele na krut

Polární moment setrvačnosti vstupní hřídele

$$J_{P2} = \frac{\pi \cdot D_2^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,06^4}{32}$$

$$J_{P2} = 1,27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Napětí v krutu vstupní hřídele

$$\tau_{K2} = \frac{M_{k \max}}{J_{P2}} \cdot \frac{D_2}{2} = \frac{2963,43}{1,27 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,06}{2}$$

$$\tau_{K2} = 70 \text{ MPa} \leq \tau_{KD} = (90 - 110) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.4 Výpočet maximálního ohybového momentu hřídele

Vzdálenost mezi ložisky bubnu $l = 0,764 \text{ mm}$

Vzdálenost osamělé síly od podpory $a_1 = 0,1295 \text{ mm}$

Maximální ohybový moment

$$M_{O \max 1} = F_{\max} \cdot a_1 = 10546 \cdot 0,1295$$

$$M_{O \max 1} = 1365,71 \text{ Nm}$$

5.7.5 Výpočet ohybového napětí hřídele

Moment setrvačnosti průřezu ve spojení bubnu s hřídelí

$$J_{X2} = \frac{\pi \cdot D_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,075^4}{64}$$

$$J_{X2} = 1,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{O \max}}{J_{X2}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{1365,71}{1,55 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,075}{2}$$

$$\sigma_{O2} = 33 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} = (110 - 120) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.6 Výpočet napětí v krutu hřídele

Polární moment setrvačnosti

$$J_{P2} = \frac{\pi \cdot D_3^4}{32} = \frac{\pi \cdot 0,075^4}{32}$$

$$J_{P2} = 3,11 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Napětí v krutu

$$\tau_{K2} = \frac{M_{k \max}}{J_{P2}} \cdot \frac{D_3}{2} = \frac{2963,43}{3,11 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,075}{2}$$

$$\tau_{K2} = 36 \text{ MPa} \leq \tau_{DOV} = (90 - 100) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

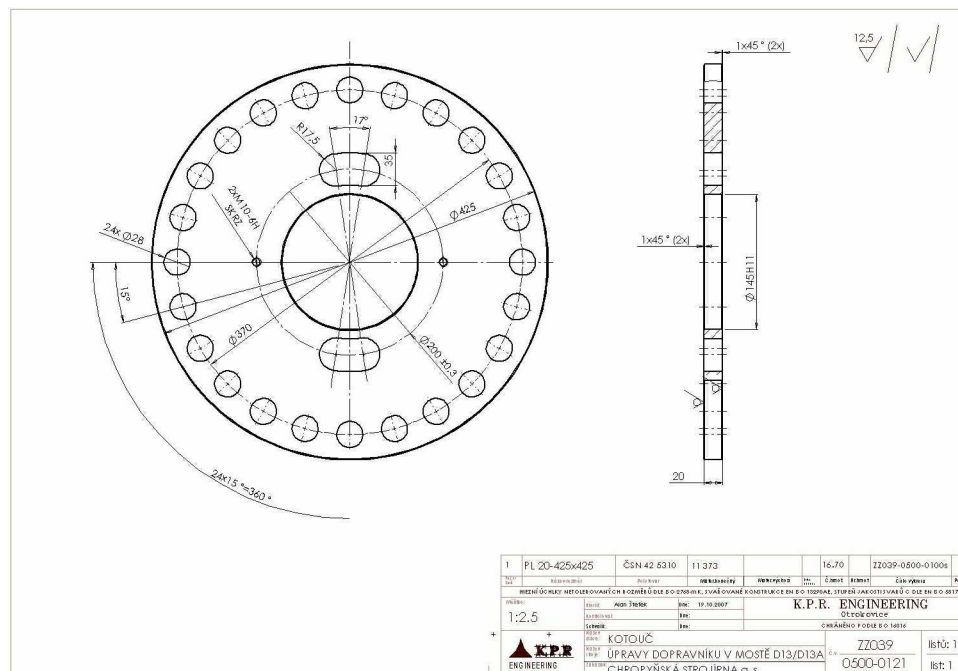
5.7.7 Výpočet redukovaného napětí hřídele

Redukované napětí stanovíme podle hypotézy HMH ze vztahu

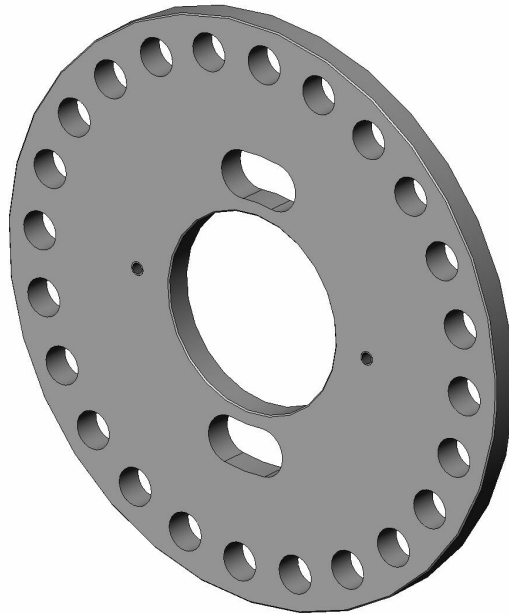
$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{33^2 + 3 \cdot 36^2}$$

$$\sigma_{RED} = 70 \text{ MPa} \leq \sigma_{DOV} = (90 - 110) \text{ MPa} \longrightarrow \text{vyhovuje}$$

5.8 Výrobní výkres kotouče



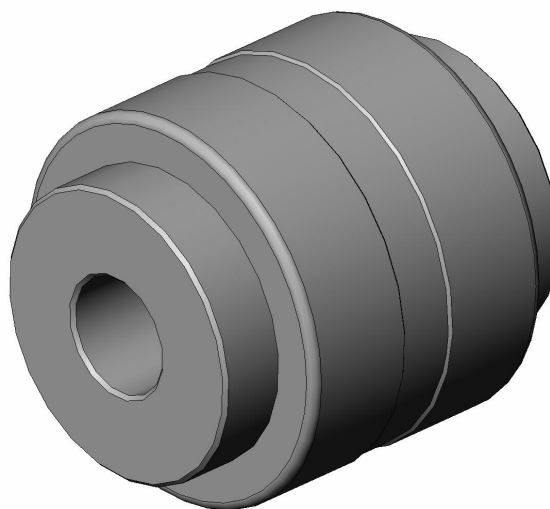
Obr. 37 Výkres kotouče



Obr. 38 3D model kotouče

5.9 Zubová spojka

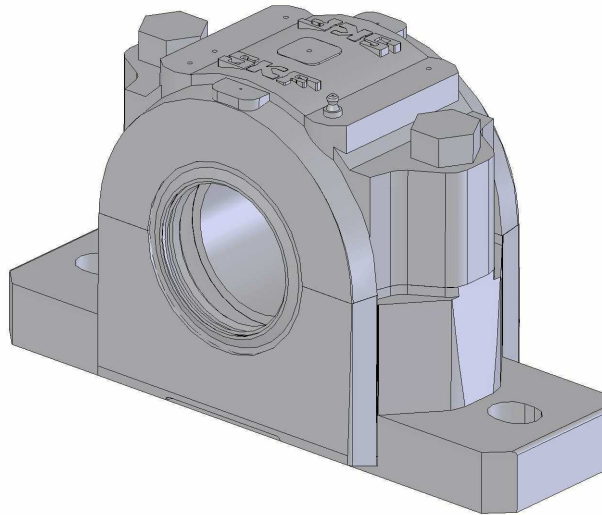
Oba převodové motory jsou spojeny s hnacím bubnem zubovými spojkami GIFLEX GFA-100, které se dají rozpojit (viz. obr. 39). Tak je možno jeden hnací převodový motor odpojit od bubnu a ponechat jej jako náhradní. [22]



Obr. 39 Zubová spojka

5.10 Ložiska

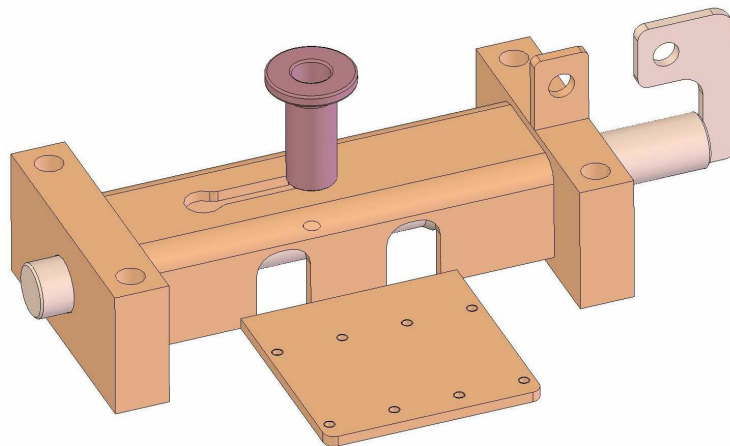
Hřídel rotační části pohonu je uložen na dělených stojatých ložiskách SKF SNL 517 na upínacím pouzdru se standardním těsněním. [23]



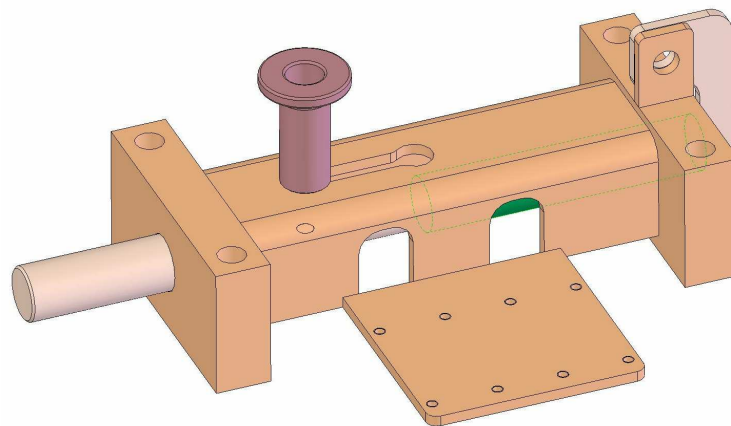
Obr. 40 Ložiskový domek

5.11 Blokovací zařízení

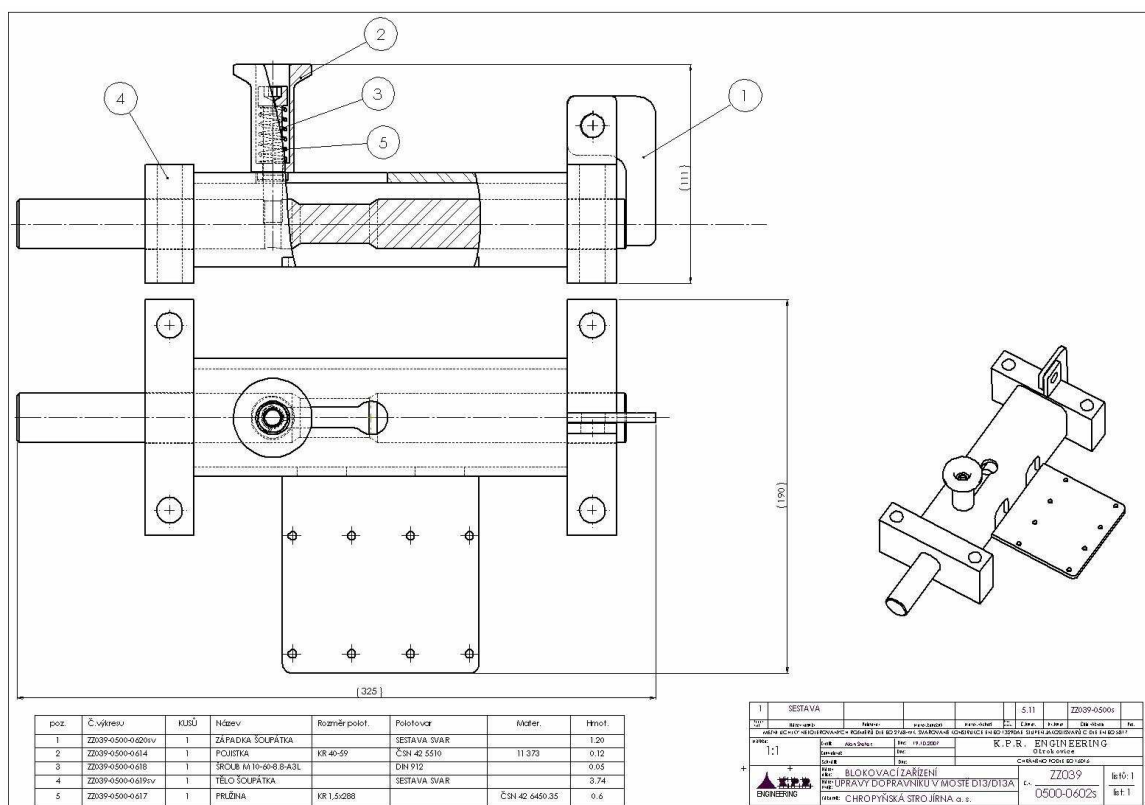
Blokovací zařízení slouží k mechanickému i elektrickému zajištění bubnu proti otáčení při opravách nebo údržbě. Zasunutím čepu do otvoru v bubnu se přepnou elektrické koncové spínače, které vypnou přívod el. proudu do pohonu. Zároveň je tím buben mechanicky zajištěn proti otáčení v obou směrech (viz. obr. 41 a obr. 42).



Obr. 41 3D model blokovacího zařízení – odjištěno



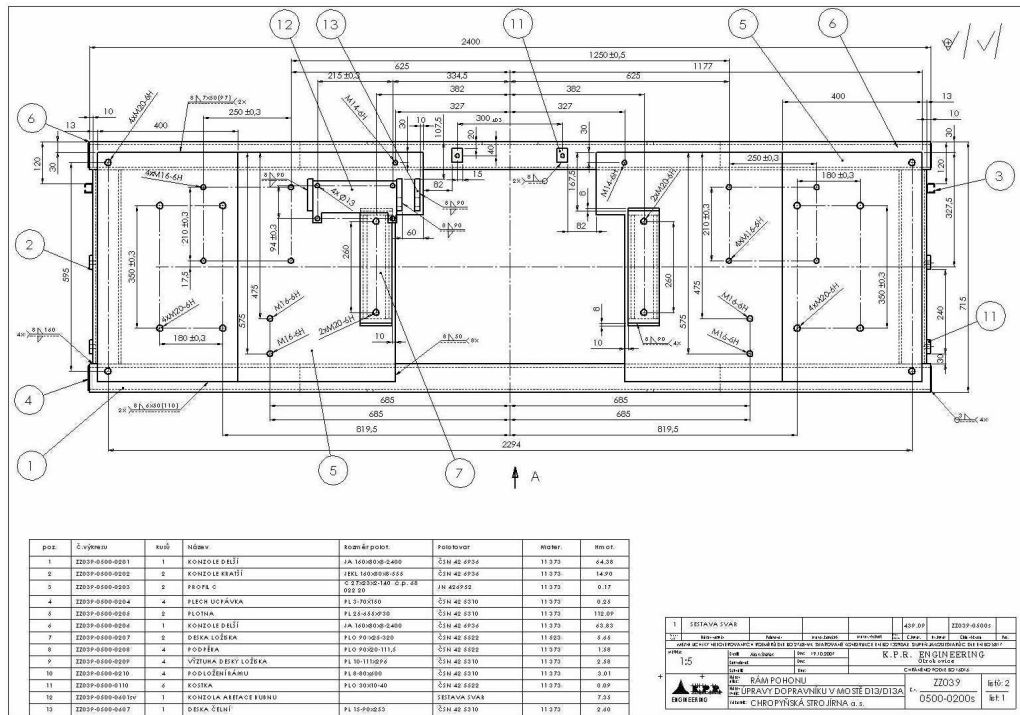
Obr. 42 3D model blokovacího zařízení - zajištěno



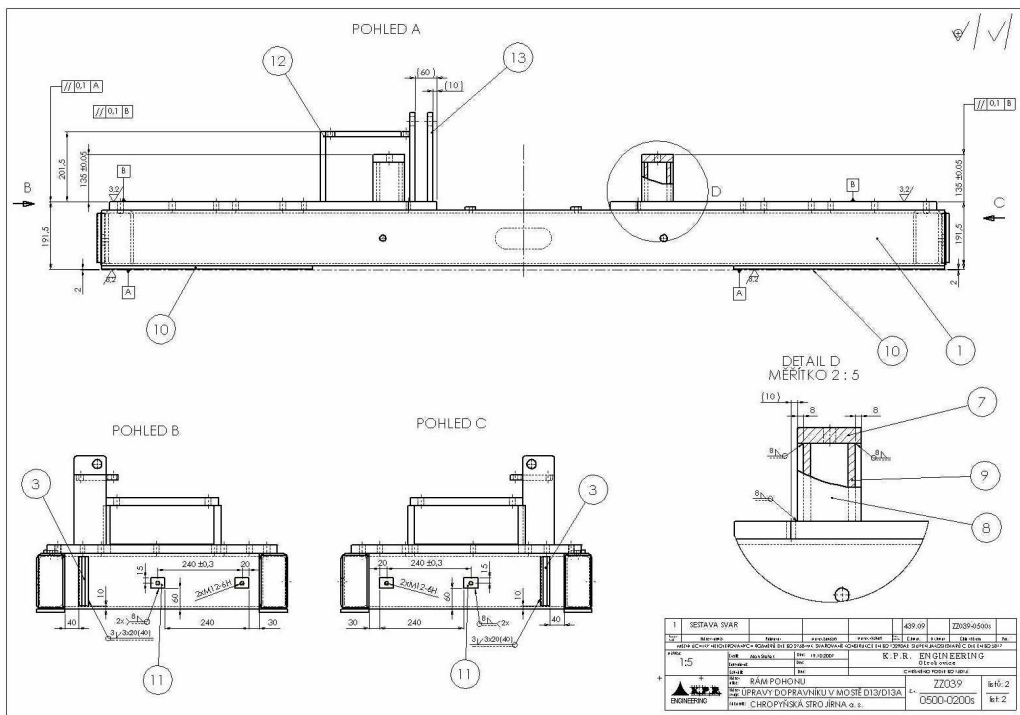
Obr. 43 Výkres blokovacího zařízení

5.12 Rám pohonu

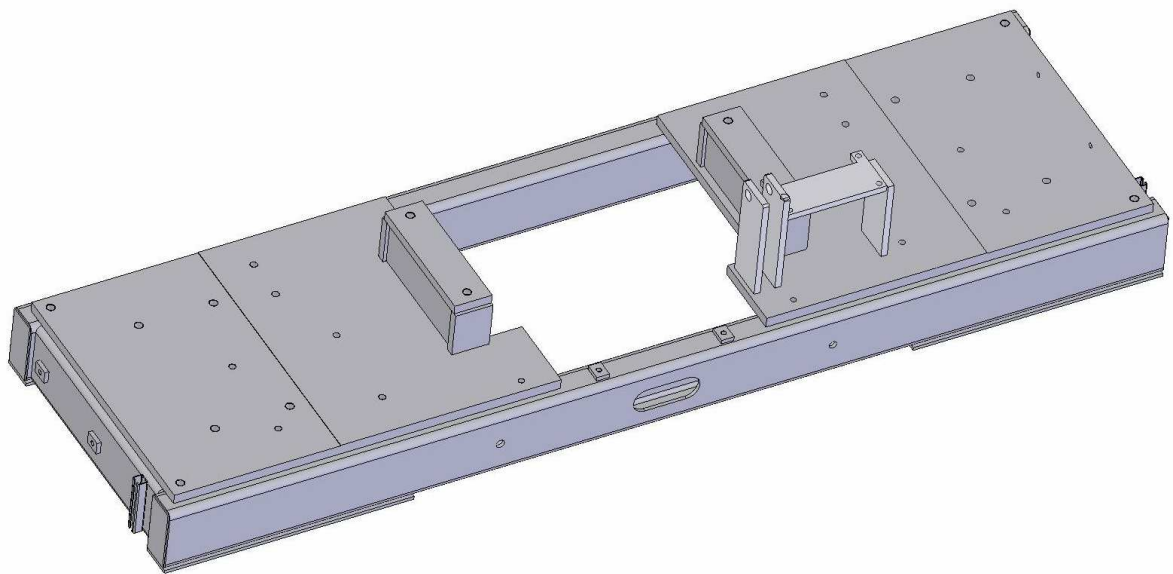
Rám pohonu je tvořený z trubek obdélníkového průřezu a plechu. K rámu jsou přišroubovány elektromotor s převodovkou, ložiska a blokovací zařízení.



Obr. 44 Výkres rámu pohonu list 1

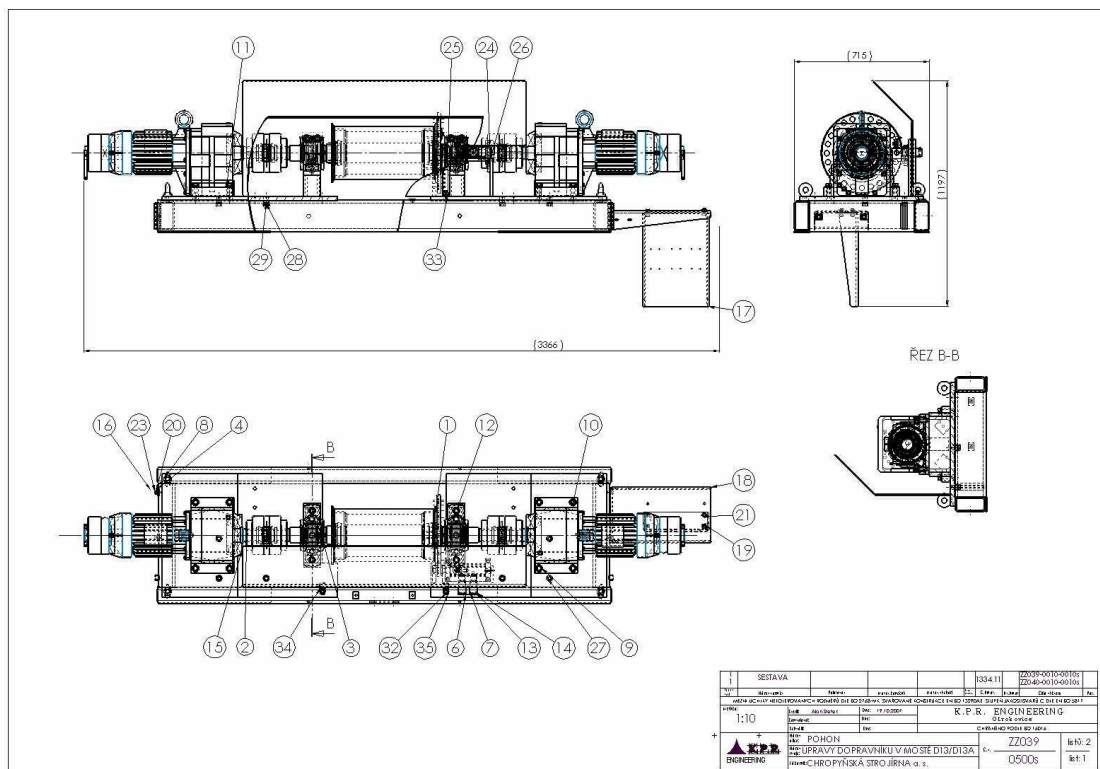


Obr. 45 Výkres rámu pohonu list 2

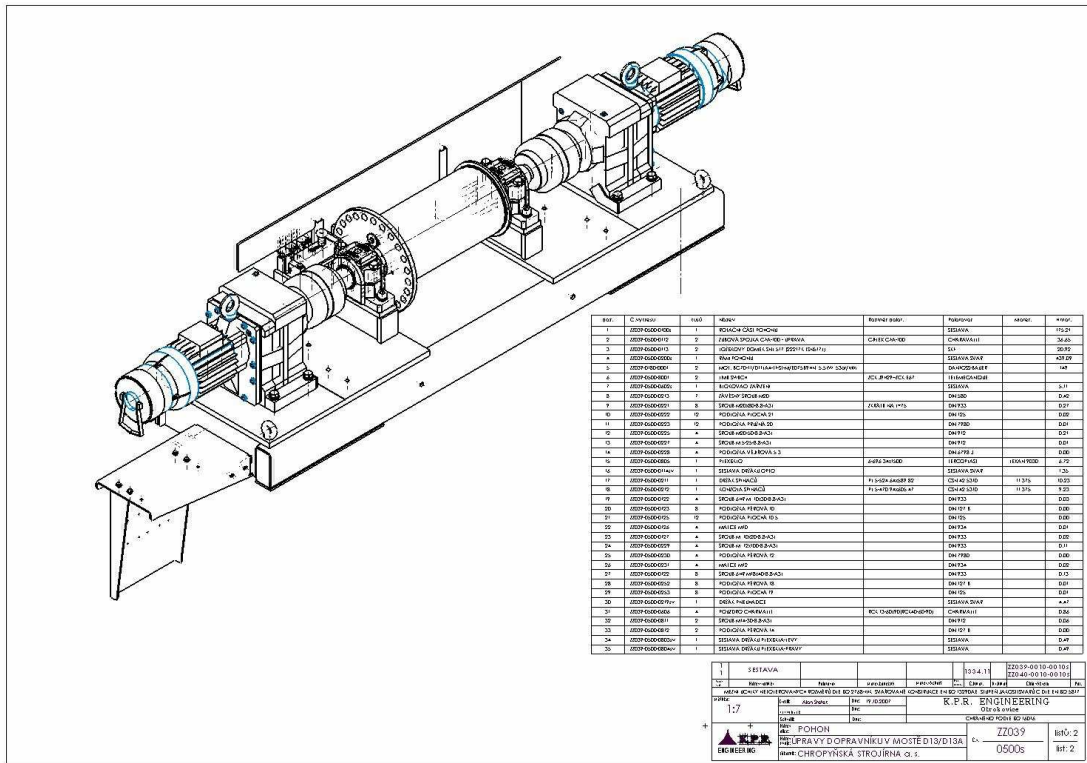


Obr. 46 3D model rámu pohonu

5.13 Výkres pohonu



Obr. 47 Výkres pohonu list 1



Obr. 48 Výkres pohonu list 2

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZY

6.1 Metoda konečných prvků (MKP) pro řešení úloh napjatosti

MKP je numerická metoda, jejímž matematickým základem je diskretizace spojitého kontinua. Ta spočívá v rozdělení řešené spojité oblasti na konečný počet podoblastí stručně nazývané konečnými prvky. Jednotlivé konečné prvky jsou spolu spojeny v uzlových bodech, přičemž v nich musí být zajištěna spojitost a kompatibilita deformace. V současné době je to nejrozšířenější a nejpoužívanější metoda pro řešení úloh mechaniky kontinua [18, 19, 20, 21].

Její nejrozšířenější variantou je přímá deformační metoda založená na Lagrangeově variačním principu. Tento princip znamená, že ze všech kinematicky přípustných stavů pružného tělesa nastává takový stav, pro který nabývá potenciální energie systému minimální hodnoty. Celkovou potenciální energii elementu pro spojitě třídimenziální těleso rozdělené do m elementů lze vyjádřit vztahem [20]

$$\Pi^e = \sum_{e=1}^m \Pi^e - \{d\}^T \{P\} \quad (1)$$

kde součin $\{d\}^T \{P\}$ představuje práci vykonanou soustředěnými vnějšími silami. Rovnici přepíšeme do tvaru

$$\Pi^e = \Lambda^e - W_o^e - W_p^e \quad (2)$$

Deformační energie pro 3D elastické těleso v závislosti na uzlových posunutích lze vyjádřit ve tvaru

$$\Lambda^e = \frac{1}{2} \int_V \{d\}^e [B]^T [D][B] \{d\}^e dV - \int_V \{d\}^e [B]^T [D] \{\epsilon_T\} dV dV \quad (3)$$

V maticovém tvaru lze energetický funkcionál pro element e zapsat ve tvaru

$$\begin{aligned} \Pi^e = & \frac{1}{2} [d]^e \left(\int_V [B]^T [D] [B] dV \right)^e \{d\}^e - \\ & - [d]^e \left(\int_V [B]^T [D] \{\varepsilon_T\} dV + \int_V [N]^T \begin{Bmatrix} X^* \\ Y^* \\ Z^* \end{Bmatrix} dV + \int_\Gamma [N]^T \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{Bmatrix} d\Gamma \right)^e \end{aligned} \quad (4)$$

V předcházející rovnici první a druhý integrál představují potenciální energii přetvoření, třetí integrál představuje práci vykonanou objemovými silami a poslední integrál práci vykonanou rovnoměrným zatížením na povrchu oblasti Γ . Z podmínky extrému funkcionálu

$$\partial \Pi(u, v, w) = \sum_{e=1}^m \partial \Pi^e(u, v, w) = 0 \quad (5)$$

dostaneme po úpravách základní rovnici MKP pro statickou analýzu ve tvaru

$$[K] \cdot \{d\} = \{f\} \quad (6)$$

kde $[K]$ je matice tuhosti, $\{d\}$ vektor uzlových posunutí a $\{f\}$ vektor výsledných vnějších sil v uzlech. Výslednou rovnici pro výpočet tenzoru napětí $\{\sigma\}^e$ v závislosti na posuvech a počátečních přetvořeních pro element e můžeme zapsat jako

$$\{\sigma\}^e = [D]^e [B]^e \{\delta\}^e - [D]^e \{\varepsilon_0^*\}^e \quad (7)$$

kde $[D]^e$ je matice tuhostních součinitelů, $[B]^e$ matice diferenciálních operátorů, $\{\delta\}^e$ vektor uzlových posunutí na elementu a $\{\varepsilon_0^*\}^e$ vektor počátečních přetvoření od teploty.

V případě, že existují počáteční napětí, je nutné je superponovat.

6.2 Pevnostní analýza pohyblivého (zvedacího) vozíku

6.2.1 Výpočet zatěžujících sil vozíku

Hmotnost zařízení umístěné na vozíku

$$m_z = m_s + m_D + m = 180 + 400 + 450$$

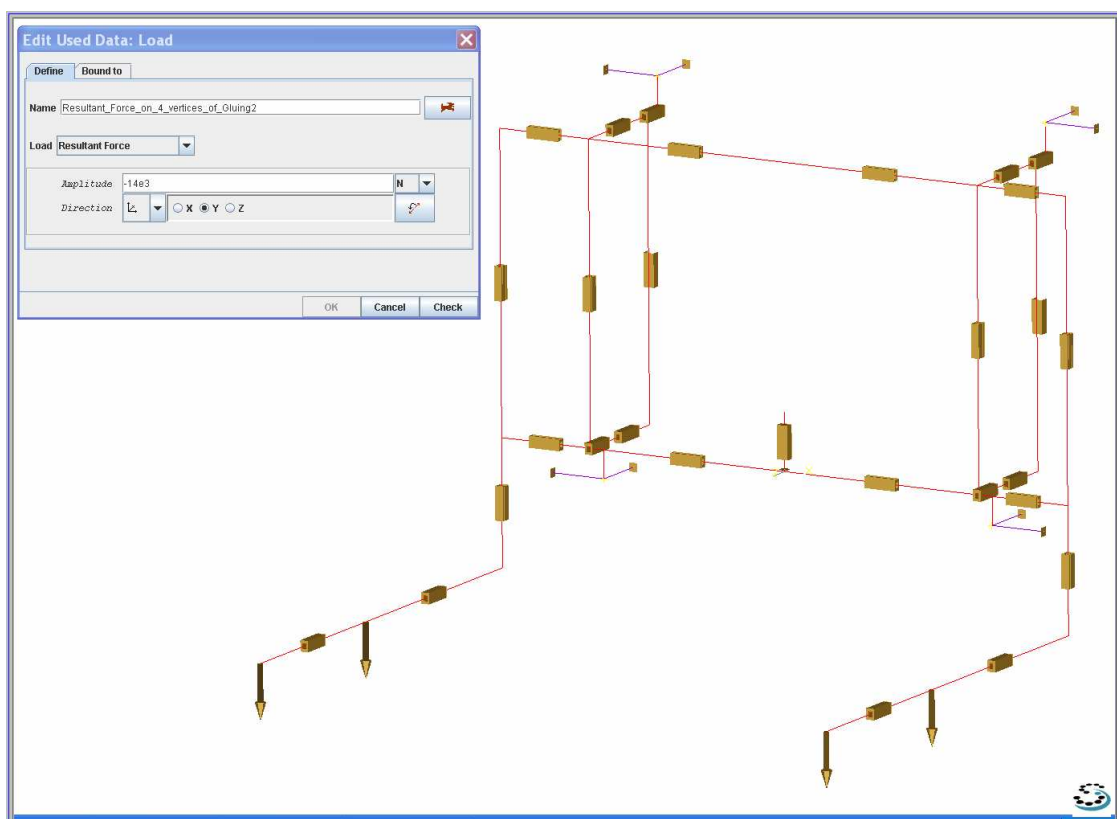
$$m_z = 1030 \text{ kg}$$

Velikost síly od zařízení umístěné na vozíku

Vzhledem k dynamickému zatížení při rozjezdu volím součinitel dynamického rázu $\psi = 1,4$.

$$F_z = m_z \cdot g \cdot \psi = 1030 \cdot 9,81 \cdot 1,4$$

$$F_z = 14000 \text{ N}$$



Obr. 49 Zatížení a okrajové podmínky

6.2.2 Zatěžovací stavy

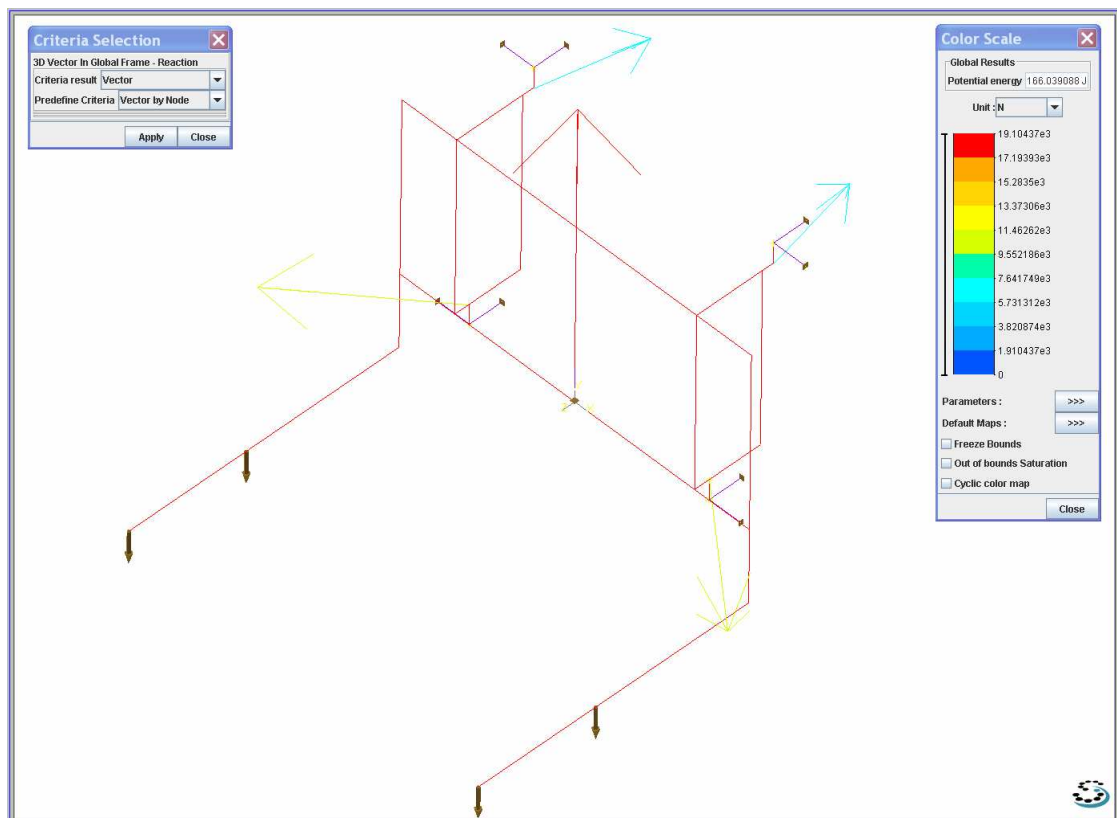
Pro výpočet uvažují zatížení vozíku při zdvihání karoserie:

Vozík zatěžovaný silou $F_z = 14000\text{ N}$ je tažený nosnými pásy. Pohybuje se po vedení (sloupu zvedáku) na rolnách obr. 49.

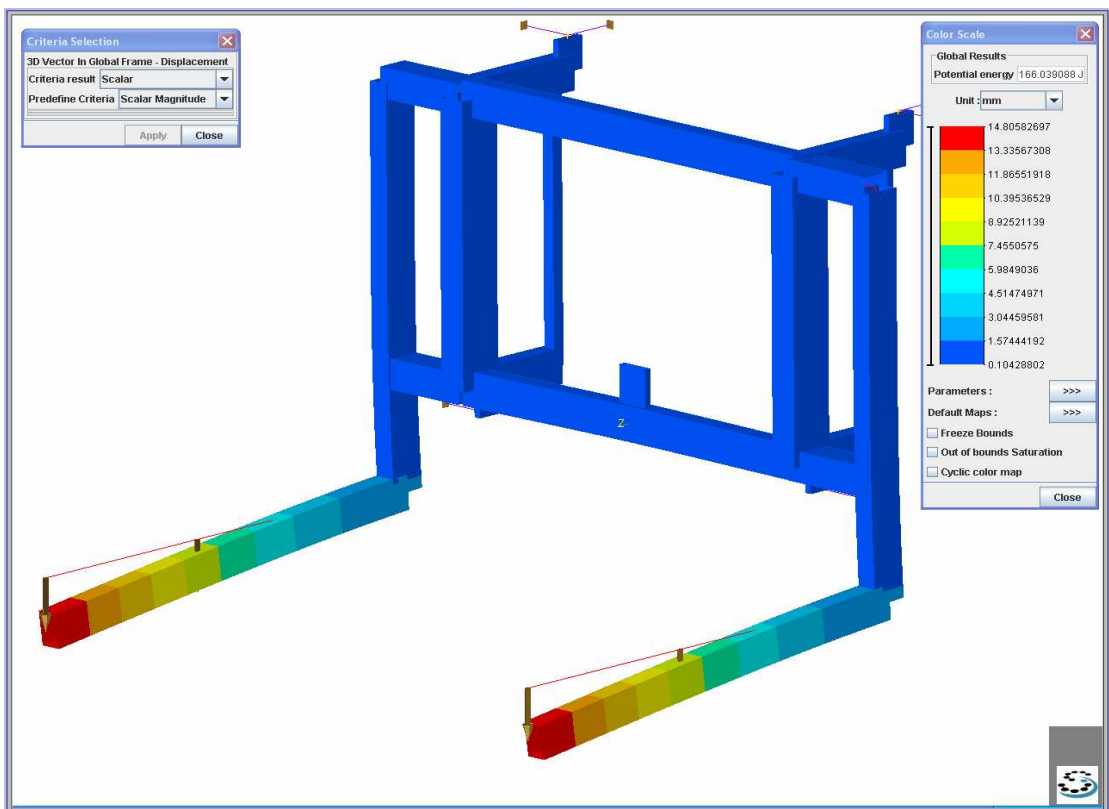
6.2.3 Pevnostní kontrola vozíku

Výpočty jsou provedeny pomocí MKP pro statiku v software SamcefField [21].

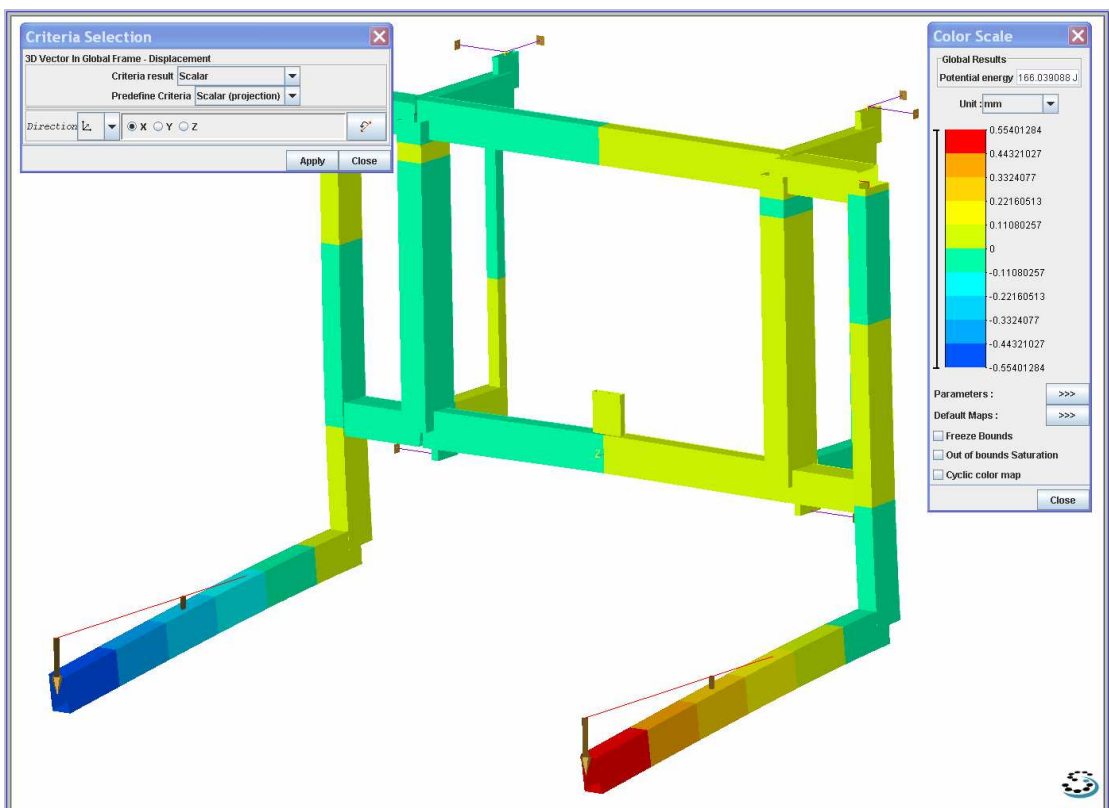
Grafické a numerické výstupy pro geometrii, materiál, zatížení, okrajové podmínky a výsledky pro deformace napětí v grafické formě jsou uvedeny na listech č. 57 až 62 pro zatěžovací stav definovaný v kapitole 6.2.2.



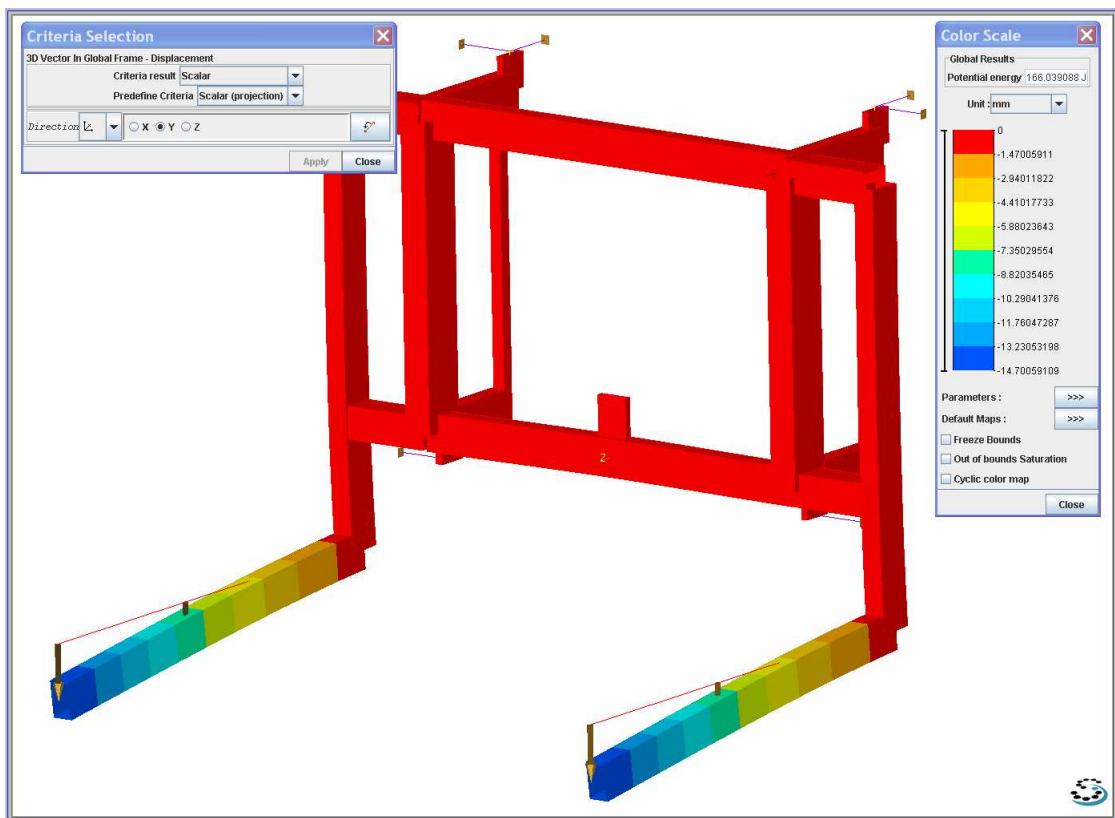
Obr. 50 Reakce vozíku



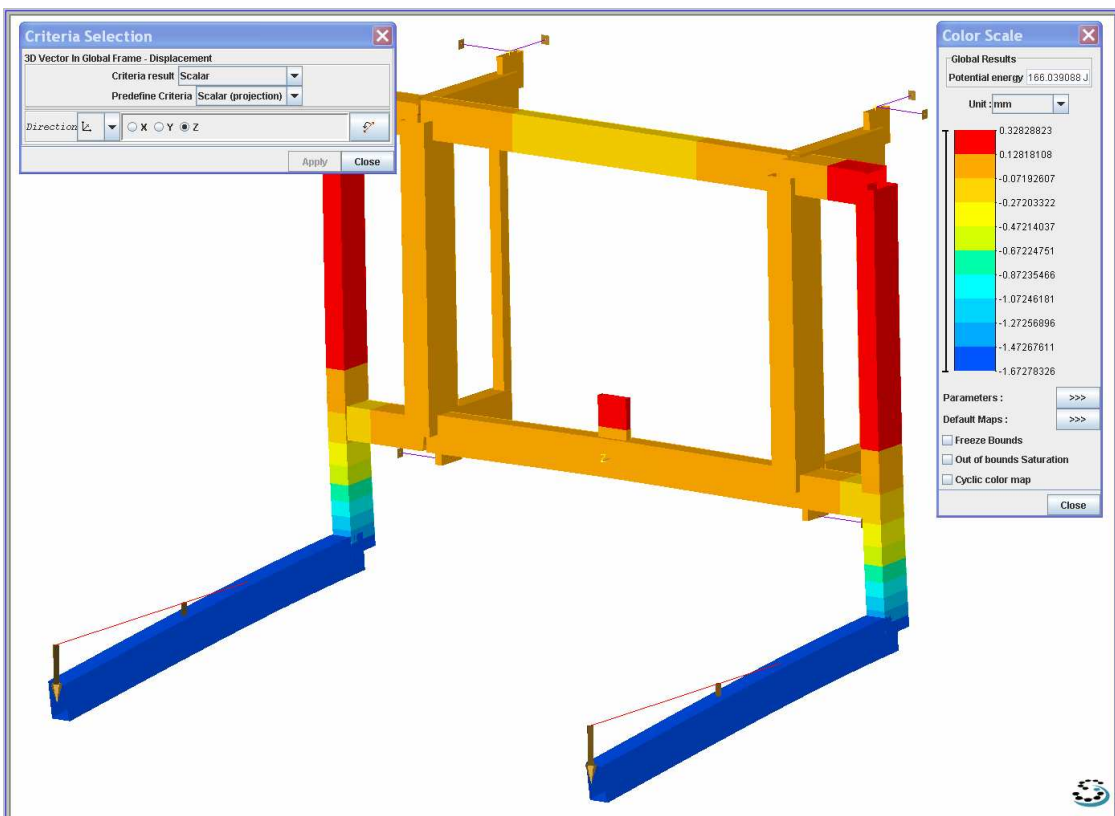
Obr. 51 Celková deformace



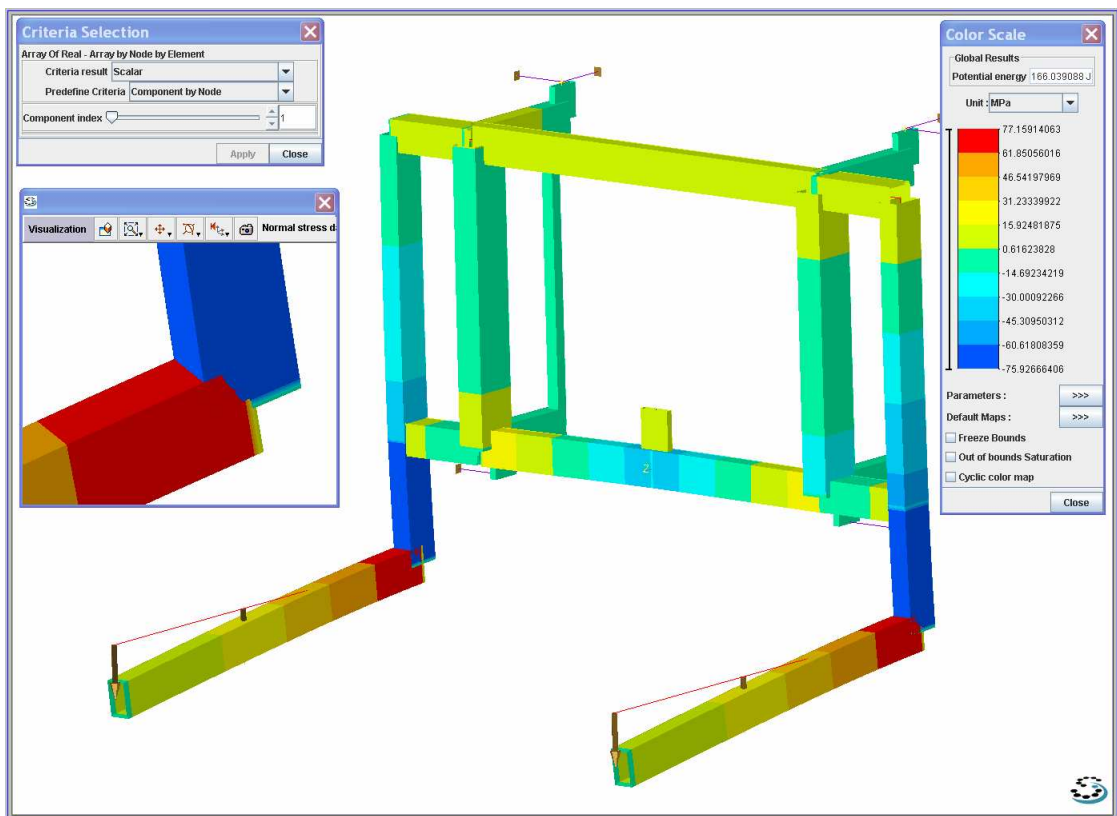
Obr. 52 Deformace v ose X



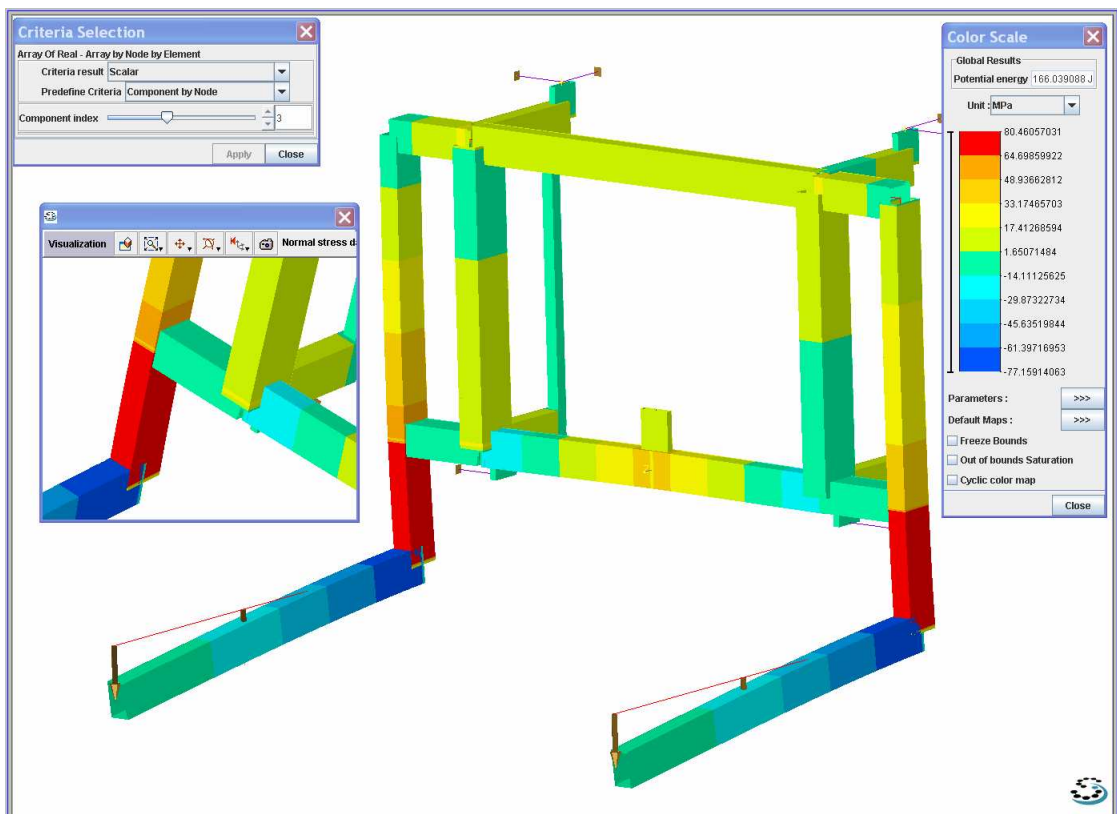
Obr. 53 Deformace v ose Y



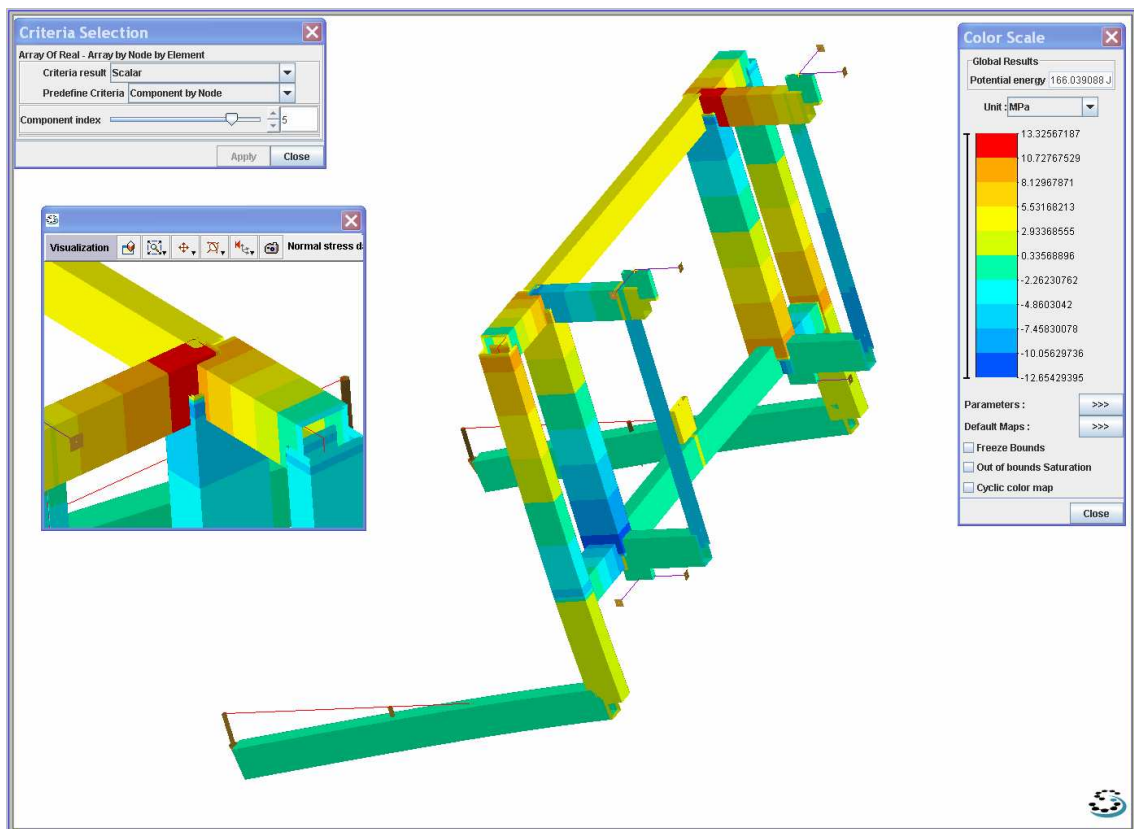
Obr. 54 Deformace v ose Z



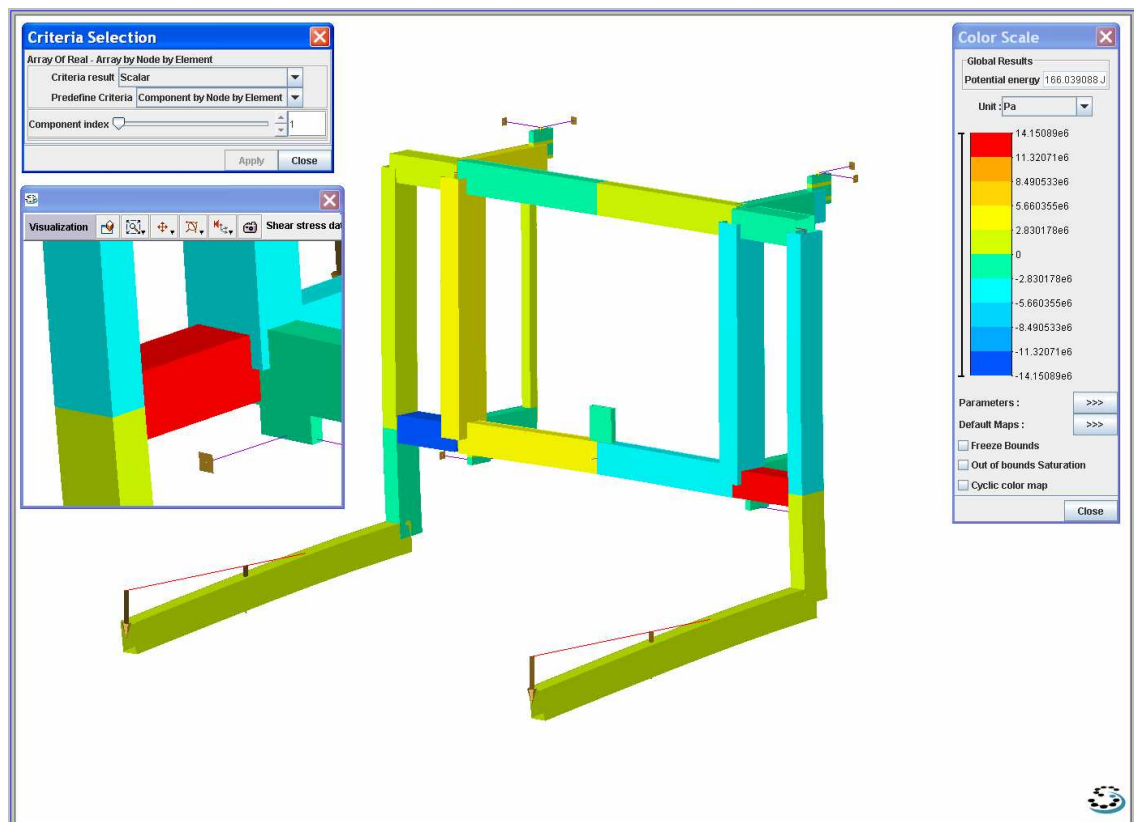
Obr. 55 Ohybové napětí σ_1



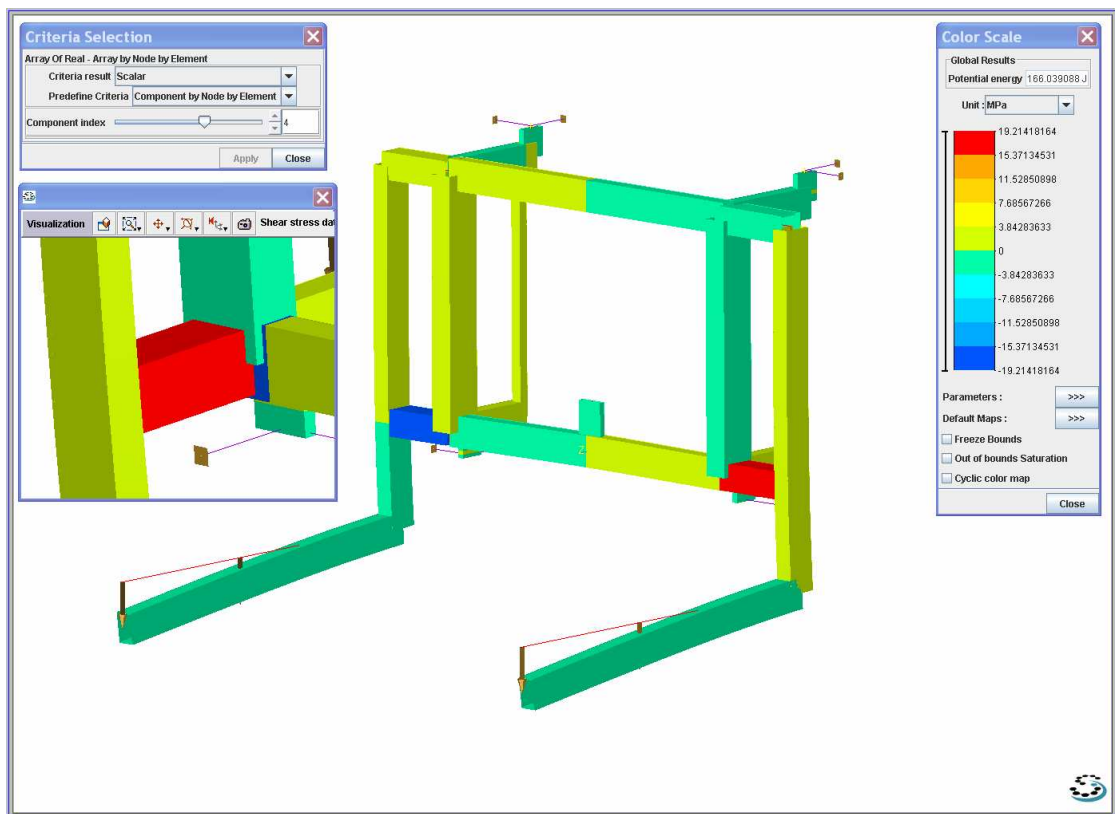
Obr. 56 Ohybové napětí σ_3



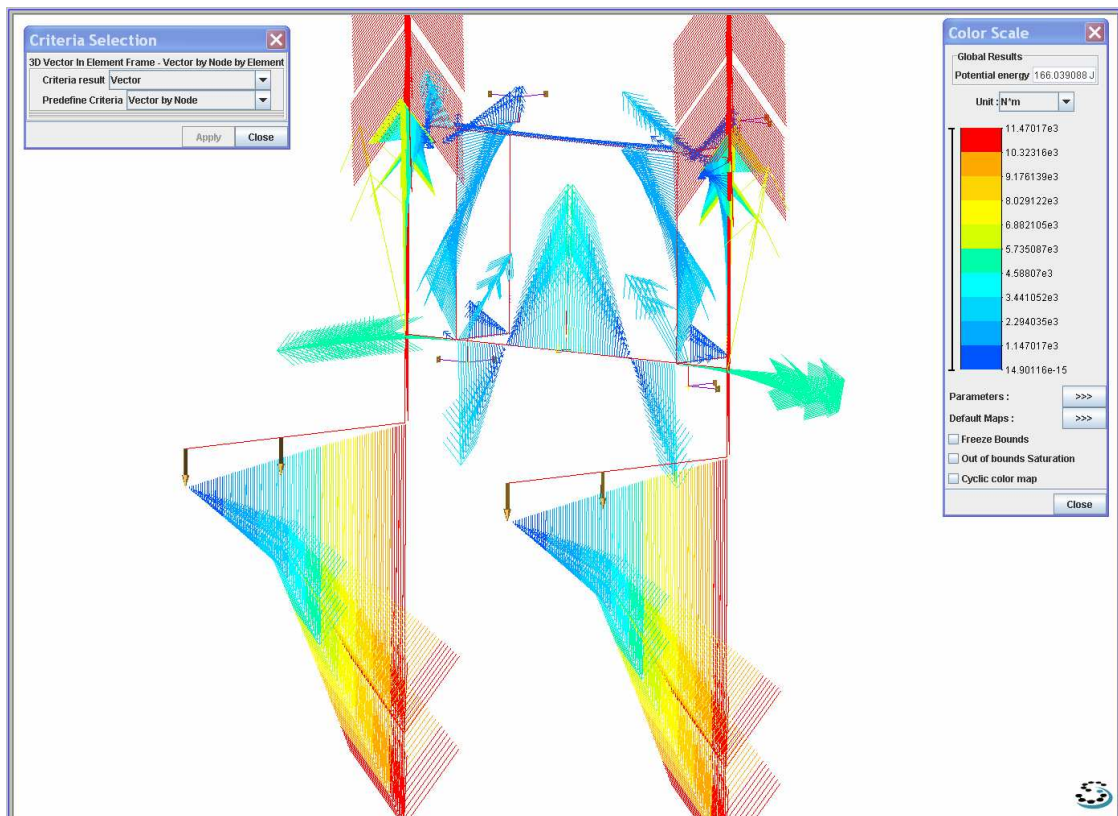
Obr. 57 Ohybové napětí σ_5



Obr. 58 Smykové napětí τ_1



Obr. 59 Smykové napětí τ_4 max

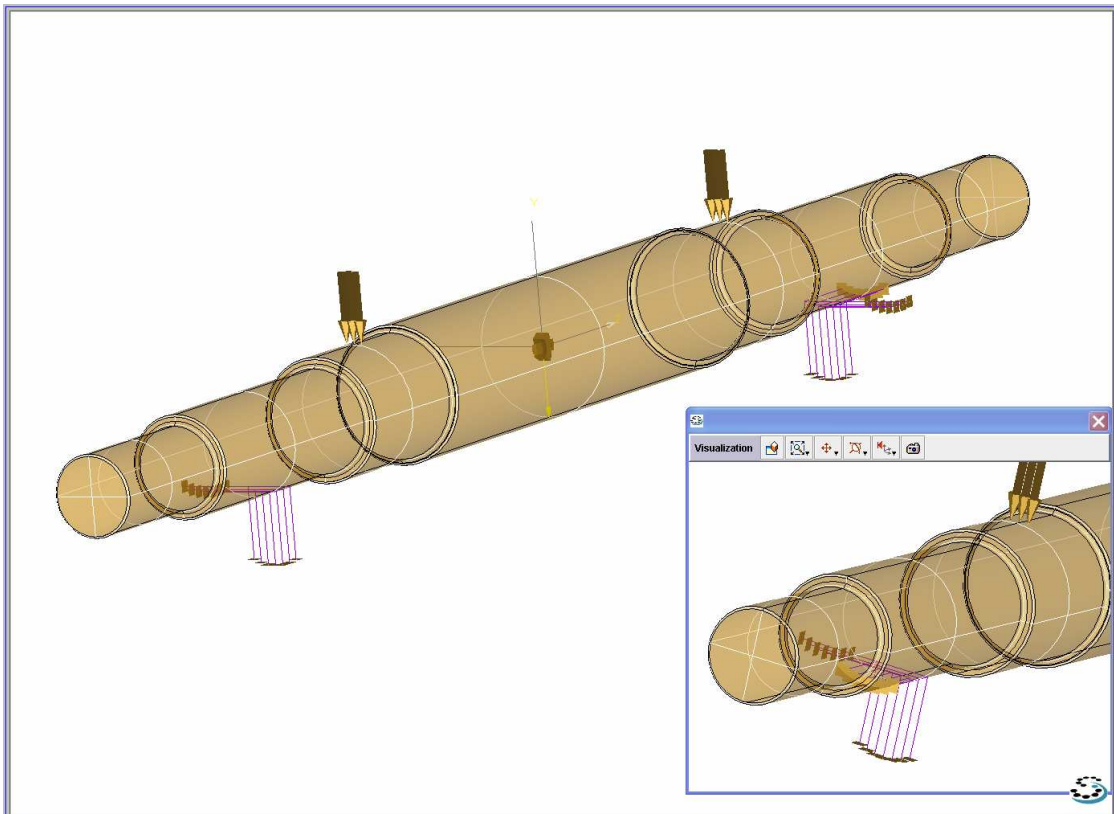


Obr. 60 Průběh ohybového momentu po konstrukci

6.3 Pevnostní analýza hřídele pohonu

6.3.1 Zatěžovací stavy

Zatížení hřídele uvažují jako nosník zatížený dvěma osamělými silami od sil v nosných pásech působících ve spojení bubnu s hřídelí viz. kapitola 5.7.1.

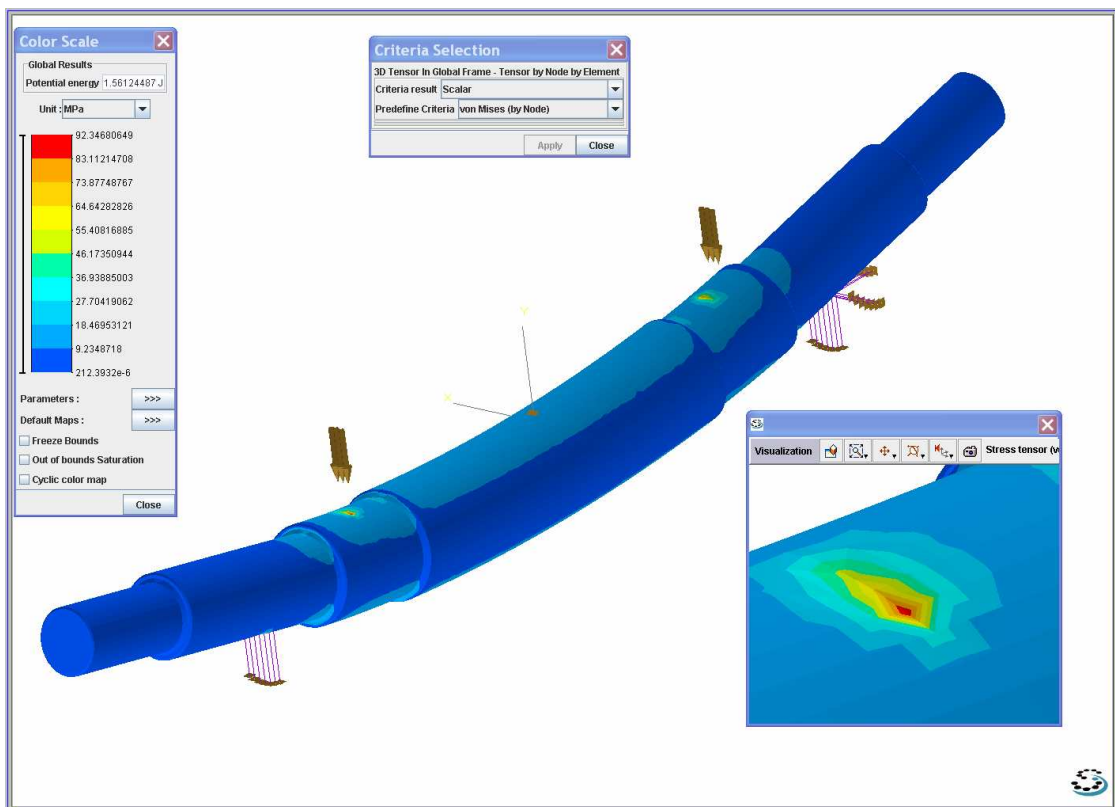


Obr. 61 Zatížení a okrajové podmínky

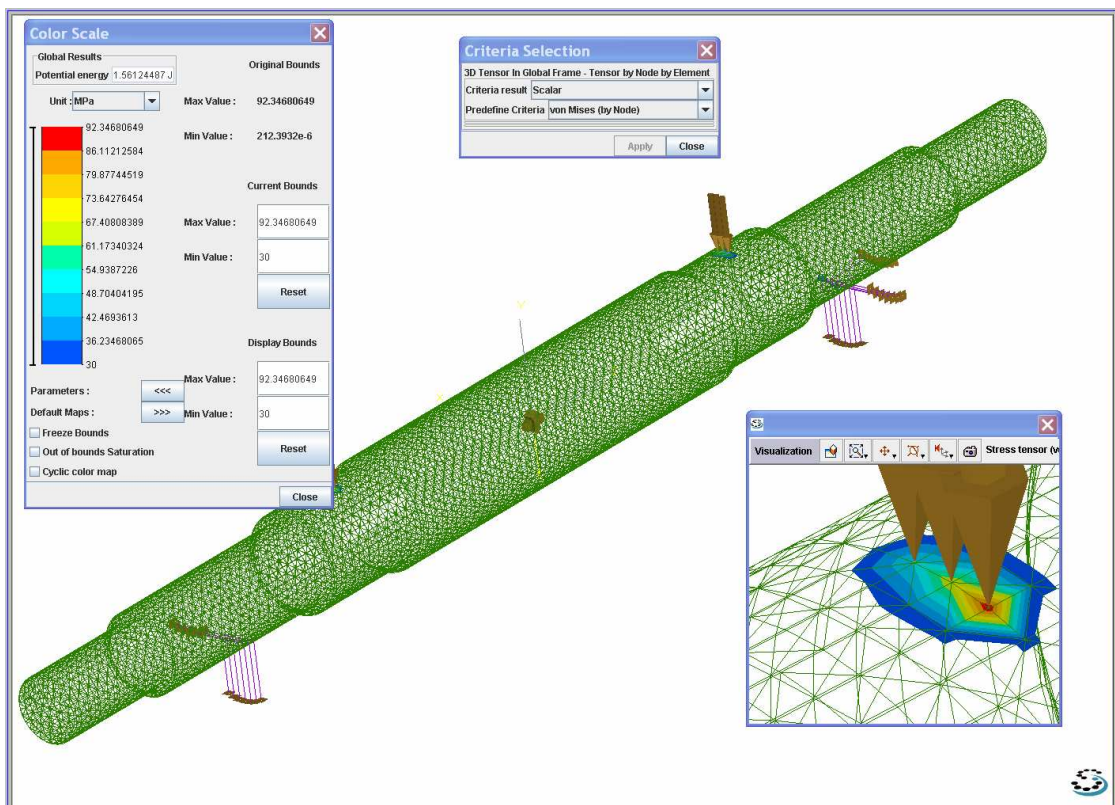
6.3.2 Pevnostní kontrola hřídele

Výpočty jsou provedeny pomocí MKP pro statiku v software SamcefField [21].

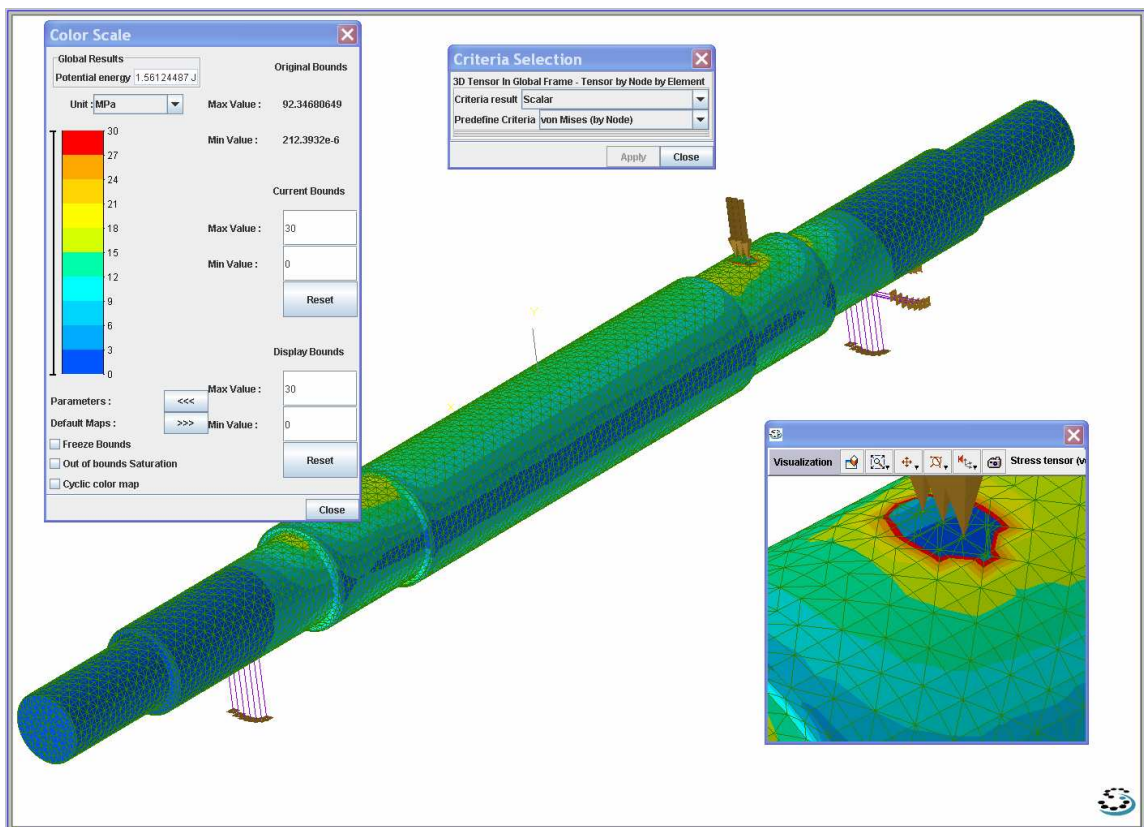
Grafické a numerické výstupy pro geometrii, materiál, zatížení, okrajové podmínky a výsledky pro deformace napětí v grafické formě jsou uvedeny na listech č. 63 až 65 pro zatěžovací stav definovaný v kapitole 6.3.1.



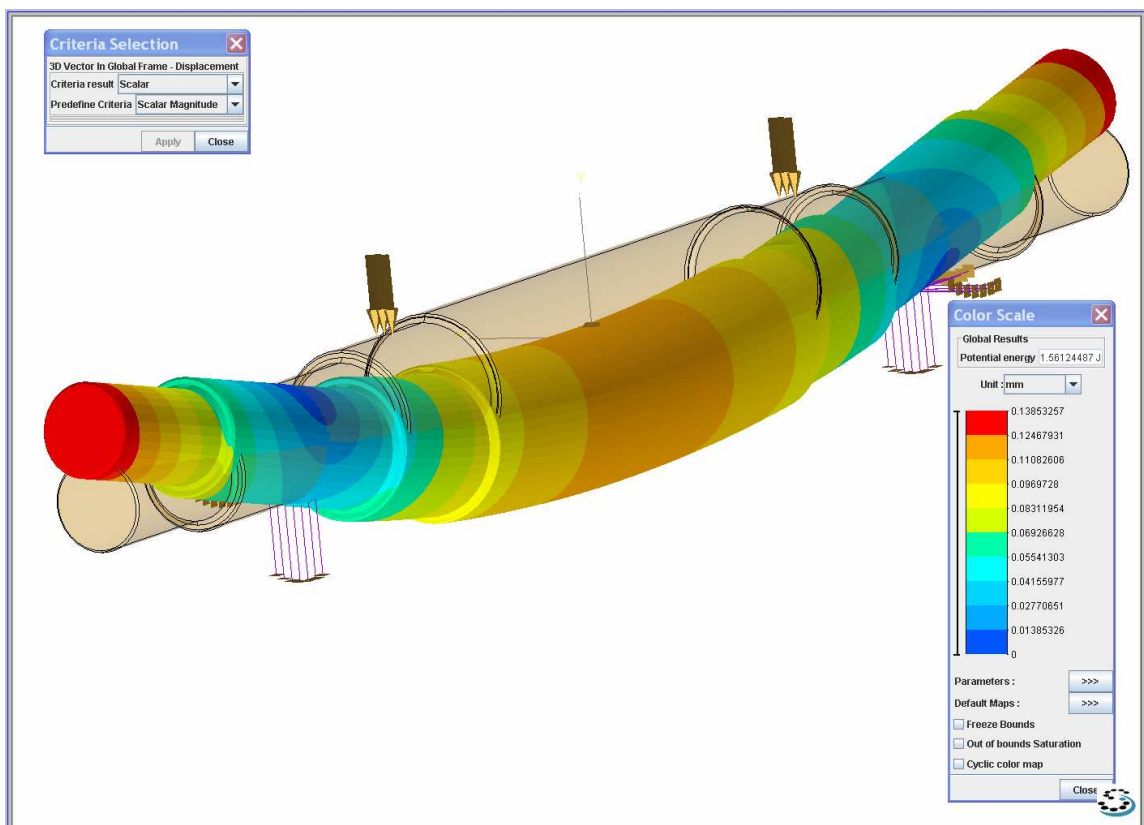
Obr. 62 Ohybové napětí



Obr. 63 Špičky ohybového napětí



Obr. 64 Průběh ohybového napětí



Obr. 65 Deformace hřídele

7 TECHNOLOGICKÁ ČÁST

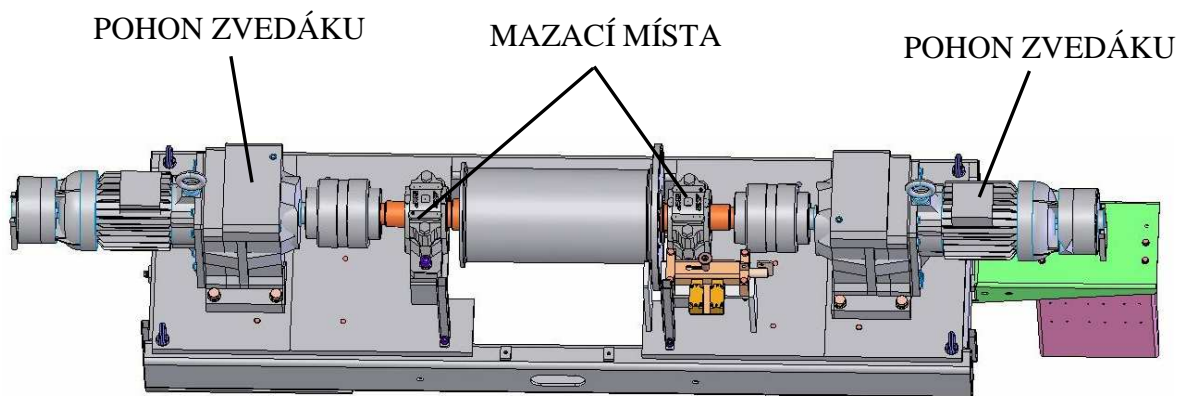
7.1 Montáž

Montáž zařízení je nutné provést v době celozávodní dovolené, tj. max. 10 dnů. Z těchto důvodů je zařízení částečně smontováno ve výrobním závodě a montážní celky jsou dopraveny k odběrateli. U odběratele je provedena kompletní montáž a ustavení zařízení.

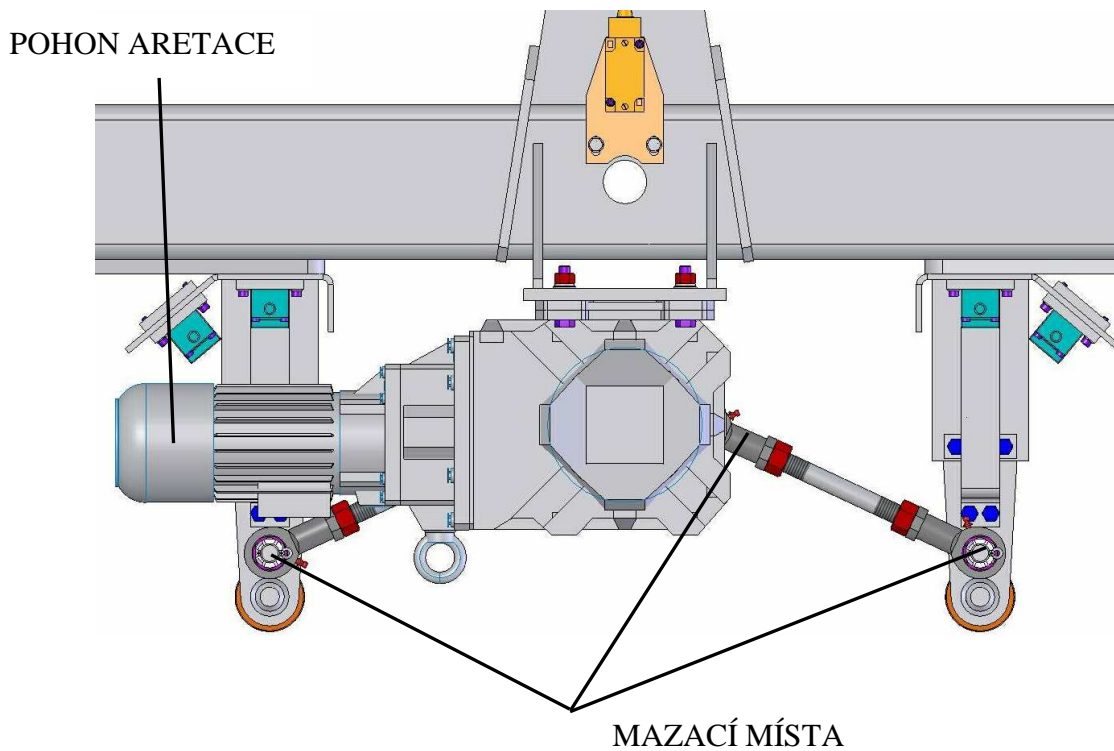
Zařízení je kotveno v závislosti na způsobu osazení na nosnou betonovou konstrukci štíty a podpěrnými patkami se šrouby.

7.2 Mazání

Mazání spočívá v doplnění mazacího lithiového tuku (např. SMO2) do ložisek hnačičho bubnu obr. 66 bubnu převáděcí stanice, pojezdových rolen pojezdového vozíku, pojezdových rolen protizávaží, čepů páky aretace na pojezdovém vozíku obr. 67, kulových kloubů aretace. Doplnovat doporučeným tukem v množství 1-3 cm³ - 1x ročně. Ostatní ložiska jsou buď samomazná nebo naplněna celoživotní náplní tuku a zatěsněna. Mazání převodových motorů Danfoss-Bauer je zabezpečeno náplní oleje – viz návod k obsluze převodovek Danfoss-Bauer.



Obr. 66 Mazací místa pohonu



Obr. 67 Mazací místa čepů pák aretace

7.3 Údržba zařízení

Údržbu a opravy a mazání může provádět pouze pověřený pracovník, který je prokazatelně seznámen s „Návodem na obsluhu a údržbu“. Přitom musí dodržovat všechny zásady bezpečné práce.

Ani při údržbářských pracích se bezpečnostní zařízení nesmí vyřadit z provozu (blokování pohonu).

Preventivní údržba spočívá v pravidelné kontrole těchto částí:

- Vizuální kontrola stavu nosných pásů – v případě mechanického poškození pásů je nutné je vyměnit
- Vizuální kontrola ocelové konstrukce a součástí pohonu – 1x za rok
- Kontrola šroubových spojů – jejich utažení – 1x za rok
- Kontrola opotřebení pojezdových kol zvedacího vozíku – 1x za ¼ roku

- e) Kontrola a údržba převodovky s brzdou – provádět dle „Návodu k obsluze a údržbě převodovek a elektromotoru DANFOSS-BAUER“ - 1x za rok

Při výměně nosných pásů je nutno zajistit a zkontrolovat, zda je provozní koeficient nosných pásů nejméně 7 – na základě předloženého certifikátu výrobce nosných pásů.

7.4 Bezpečnost

Zařízení je oprávněna používat pouze osoba, která byla prokazatelně zaškolená a seznámena s vlastnostmi zařízení včetně bezpečné obsluhy v souladu s bezpečnostními požadavky uživatele zařízení.

Zařízení pracuje v automatickém povelu bez přítomnosti obsluhy, slouží k dopravě karoserie mezi jednotlivými částmi technologie.

7.5 Hygiena práce

Pohon mechanismu je zajištěn elektricky, takže zařízení nebude zatěžovat okolí odpadními látkami.

V případě likvidace zařízení je nutno postupovat v souladu s platnými právními předpisy státu, ve kterém je zařízení provozováno. Před jeho likvidací je uživatel povinen vypustit ze zařízení olejové náplně a tyto likvidovat samostatně při dodržení výše uvedených zásad.

8 TECHNICKO-EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ

8.1 Konstrukční zpracování

Při konstrukčním řešení se vycházelo z podobných dopravních systémů uváděných v odborných a firemních odkazech a používaných systémů v jiných montážních provozech. Pro konstrukci bylo limitujícím faktorem prostorové omezení zástavby zvedacího mechanismu, možnosti použitelných médií a čas pro provedení zástavby mechanismu.

U zdvihacího zařízení bylo provedeno detailní konstrukční zpracování do výrobních výkresů pro zákazníka (archiv K.P.R. ENGINEERING, s.r.o. v Otrokovicích).

8.2 Výpočtová dokumentace

Byl proveden návrh elektromotorů s převodovkou a kontrola nosných pásů. Dále byla výpočtem provedena pevnostní kontrola bubnu a hřídele pohonu mechanismu.

U pohyblivého (zdvihacího) vozíku a nosné hřídele pohonu mechanismu byla provedena MKP pevnostní statická analýza v programu software SamcefField.

8.3 Ekonomické vyhodnocení

Hlavní ekonomická hlediska, které vedla k řešení zvedacího mechanismu pro vertikální manipulaci s karoseriemi navrženým způsobem jsou uvedeny v základních informacích pro řešení bod 2.1. Při konstrukci zvedacího zařízení bylo dbáno o dosažení všech funkcí zvedacího zařízení dle bodu 2.3 a 2.4.

Zvedací zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi a zařízení pro ustavení polohy přepravního vozíku karoserie je v lince zabezpečeno z hlediska bezpečnosti tak, že nemůže dojít k chybnému převěšení karoserie z pojezdového vozíku na zvedací zařízení. V důsledku toho je zamezeno poškození karoserie nebo některých částí linky a vzniku značných ekonomických ztrát při odstavení linky z provozu.

Další přínosy a úspory vyplývají z předpokladu bezporuchové činnosti zvedacího zařízení. Běžné závady mohou být snadno odstraněny bez velkých prostojů.

ZÁVĚR

V první teoretické části byly definovány podmínky pro způsob přepravy karoserií a z nich vyplývající požadavky na vypracování nového projektu přepravních tras se zahrnutím všech potřebných manipulačních zařízení. Koncepce nových propojovacích tras dopravních linek karoserií A4 a A5 byla zahrnuta a zakreslena do nového layoutu přepravních tras. Bylo popsáno řešení nové propojovací linky a jednotlivá manipulačních zařízení. Detailně bylo popsáno řešení zdvihacího zařízení pro vertikální manipulaci s karoseriemi. Pro návrh zdvihacího zařízení byly specifikovány všechny potřebné informace tak, aby bylo splněno bezpečné přeložení karoserie z linky A5 na novou spojovací linku se všemi možnými uvažovanými riziky.

Ve druhé praktické části byl proveden návrh elektromotorů s převodovkou a kontrola nosných pásů. Byl navržený buben a provedena pevnostní kontrola bubnu. U návrhu nosného hřídele byla provedena pevnostní kontrola. U pohyblivého (zdvihacího) vozíku a hřídele pohonu mechanismu byla provedena MKP pevnostní statická analýza v programu software SamcefField, kde jsou v grafickém výstupu znázorněny průběhy deformací, napětí a zatěžujících momentů.

V technologické části práce byly stanoveny podmínky, které se musí vykonat pro montáž, mazání a údržbu zařízení včetně bezpečnostních a hygienických rizik. V konečné fázi je uvedeno technicko-ekonomické vyhodnocení.

Podle vypracované výrobní technické dokumentace bylo zdvihací zařízení vyrobeno dodavatelskou firmou. Instalace byla provedena v nové propojovací lince mezi linkou A5 a linkou A4 ve výrobní závodě Škoda Auto Mladá Boleslav. Stejně zařízení bylo použito pro novou linku v závodě Škoda Auto Kvasiny. Na zdvihacím zařízení byly použity pouze dlouhodobě prověřené komponenty, jako jsou elektromotory s převodovkou Danfoss-Bauer, zubové spojky Chiaravalli, ložiska SKF a nosné pásy Contitech. Z provozu zařízení se ukazuje, že splňuje požadavky spolehlivosti a bezporuchovosti při překládání karoserií z linky A5 na novou spojovací linku ve výrobním závodě Škoda Auto.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Boháček, F. : Části a mechanismy strojů III Převody. VUT Brno 1982.
- [2] Brát, V. : Příručka kinematiky s příklady, SNTL-ALFA Praha, 1976.
- [3] Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem, SNTL Praha, 1979.
- [4] Fürbacher, I., Macek, K., Steidl, J. : Lexikon technických materiálů. Verlag Dashöfer, nakladatelství, spol. s r.o., 2006.
- [5] Hájek, E., Reif, P., Valenta, F. : Pružnost a pevnost I, SNTL/ALFA , Praha 1988.
- [6] Hosnedl, S., Krátký, J. : Příručka strojního inženýra 1. Computer Press Brno, 1999.
- [7] Hosnedl, S., Krátký, J. : Příručka strojního inženýra 2. Computer Press Brno, 2000.
- [8] Hořejší, J., Šafka, J. : Statické tabulky. Technický průvodce 51. SNTL - ALFA, Praha 1987.
- [9] Janovský, L.: Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu, ČVUT Praha 1991.
- [10] Janovský, L., Doležal J.: Výtahy a eskalátory, SNTL Praha, 1980.
- [11] Klepš, Z., Nožička, J. : Technické tabulky. SNTL/ALFA , Praha 1986.
- [12] Janovský, L., Podivínský, V. : Transportní zařízení, ČVUT Praha, 1976.
- [13] Jančina, J., Pekárek, F. : Mechanika II – Kinematika ALFA Bratislava –SNTL Praha 1987.
- [14] Klepš, Z., Nožička, J. : Technické tabulky. SNTL/ALFA , Praha 1986.
- [15] Kolář, D. a kol., : Části a mechanismy strojů. VUT Brno 1991.
- [16] Kováč, J. : Mechanizácia ložných dopravno-manipulačných a skladovacích operácií I, ALFA Bratislava, 1989.
- [17] Janovský, L., Podivínský V. : Příklady z transportních zařízení, ČVUT Praha 1979.
- [18] Bathe, K., J.: Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey 1982, 2000.
- [19] Bittnar, Z., Šejnoha, J.: Numerické metody mechaniky, ČVUT Praha, 1992.

-
- [20] Cook, R. D. : Concepts and Application of Finite Element Analysis. John Wiley&Sons, 1981, 2001.
- [21] Samtech S.A. : User Manuals, Release 12.1, 4000 Liege-Belgium, 2008.
- [22] <http://abeltechnik.cz/spojkyaomezovace/spojky_omezovace.pdf>
- [23] <[http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableView.jsp? &lang =en&tableName=2_1_1a&presentationType=3&startnum=5](http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableView.jsp?lang=en&tableName=2_1_1a&presentationType=3&startnum=5)>&Sons, 1981, 2001.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

m	[kg]	hmotnost karoserie
m_S	[kg]	hmotnost skidu.
m_D	[kg]	hmotnost válečkové dráhy
m_V	[kg]	hmotnost zvedacího vozíku
m_P	[kg]	hmotnost protizávaží
v	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost zdvihu
P_M	[W]	výkon motoru pro zvednutí karoserie
P	[W]	výstupní výkon z převodovky
i		převodový poměr
n	[s ⁻¹]	výstupní otáčky z převodovky
M	[Nm]	kroučící moment na výstupním hřídeli z převodovky
$M_{O_{\max}}$	[Nm]	maximální ohybový moment
$M_{K_{\max}}$	[Nm]	maximální kroučící moment
M_{K1}	[Nm]	kroučící moment přenášený jedním nosným pásem
M_T	[Nm]	třecí moment
f		koeficient tření
z		počet pásů
F_V	[N]	síla v pásu od vyvážení
F_K	[N]	síla v pásu od zatížení při zvedání karoserie
F_{\max}	[N]	maximální síla v pásu v místě náběhu na buben
F_N	[N]	nominální síla v pásu
k		bezpečnost pásu

s_p	[m]	tloušťka pásu
b	[m]	šířka pásu
D_S	[m]	roztečný průmět pásu při opásání bubnu
D	[m]	vnější průmět bubnu
D_O	[m]	vnitřní průmět bubnu
s_B	[m]	tloušťka bubnu
J_X	[m ⁴]	moment setrvačnosti průřezu
J_P	[m ⁴]	polární moment setrvačnosti průřezu
σ_O	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{tl}	[MPa]	napětí v tlaku od opásání bubnu pásem
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
τ_K	[MPa]	napětí v krutu
l	[m]	vzdálenost ložisek bubnu
a	[m]	vzdálenost střední osy pásu od ložiska bubnu
a_1	[m]	vzdálenost osamělé síly od podpory
ψ		součinitel dynamického rázu
Π^e	[J]	energetický funkcionál pro element
$\{d\}^T$	[m]	vektor složek uzlových posuvů
$\{P\}$	[N]	vektor soustředěných vnějších sil
Λ^e	[J]	deformační energie elementu
W_o^e	[J]	práce vykonaná objemovými silami
W_p^e	[J]	práce vykonaná rozloženým plošným zatížením

$[B]$		matice diferenciálních operátorů
$[D]$		matice tuhostních součinitelů
$\{\varepsilon_T\}$		vektor přetvoření od teploty
Π	[J]	celková potenciální energie
$[K]$		matice tuhosti

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Místo expedice karoserie typu A4	10
Obr. 2 Výkres stávajících dopravních tras	12
Obr. 3 Závěsný vozík typu A4	13
Obr. 4 Závěsný vozík typu A5	13
Obr. 5 Výkres úpravy linek A4 a A5 v 1. patře.....	15
Obr. 6 Výkres nové propojovací linky v přízemí haly	16
Obr. 7 Místo na dopravní trase pro umístění zvedacího manipulátoru.....	17
Obr. 8 Válečkový dopravník.....	18
Obr. 9 Skid.....	19
Obr. 10 Otočný stůl.....	20
Obr. 11 Zámek vozíku v zavřeném poloze.....	21
Obr. 12 Zámek vozíku v otevřené poloze.	22
Obr. 13 Zvedací zařízení.....	23
Obr. 14 Pohon zvedáku.....	24
Obr. 15 Stojan zvedáku.....	25
Obr. 16 Pohyblivý vozík	26
Obr. 17 Vodící rolny pohyblivého vozíku	27
Obr. 18 Vodící rolny protizávaží	27
Obr. 19 Protizávaží	28
Obr. 20 Obslužná plošina.....	29
Obr. 21 Nosné pásy – uchycení vozíku.....	30
Obr. 22 Nosné pásy – uchycení protizávaží.....	30
Obr. 23 Schéma pohonu.....	32
Obr. 24 El. motor s převodovkou.....	33
Obr. 25 3D model rotační části pohonu	35
Obr. 26 Výkres rotační části pohonu.....	36
Obr. 27 Zatížení bubnu silou F_{max}	36
Obr. 28 Rozložení tlaku po obvodu bubnu	38
Obr. 29 Sestava bubnu	39
Obr. 30 Zatížení bubnu	40
Obr. 31 Tlakové zatížení bubnu.....	42
Obr. 32 Působení složek tenzoru napětí.....	42
Obr. 33 Výkres bubnu.....	43
Obr. 34 Zatížení hřídele	44
Obr. 35 Výkres hřídele.....	45
Obr. 36 3D model hřídele	45
Obr. 37 Výkres kotouče	47

Obr. 38 3D model kotouče.....	48
Obr. 39 Zubová spojka.....	48
Obr. 40 Ložiskový domek.....	49
Obr. 41 3D model blokovacího zařízení – odjištěno.....	49
Obr. 42 3D model blokovacího zařízení - zajištěno.....	50
Obr. 43 Výkres blokovacího zařízení.....	50
Obr. 44 Výkres rámu pohonu list 1.....	51
Obr. 45 Výkres rámu pohonu list 2.....	51
Obr. 46 3D model rámu pohonu.....	52
Obr. 47 Výkres pohonu list 1.....	52
Obr. 48 Výkres pohonu list 2.....	53
Obr. 49 Zatížení a okrajové podmínky.....	56
Obr. 50 Reakce vozíku.....	57
Obr. 51 Celková deformace.....	58
Obr. 52 Deformace v ose X.....	58
Obr. 53 Deformace v ose Y.....	59
Obr. 54 Deformace v ose Z.....	59
Obr. 55 Ohybové napětí σ_1	60
Obr. 56 Ohybové napětí σ_3	60
Obr. 57 Ohybové napětí σ_5	61
Obr. 58 Smykové napětí τ_1	61
Obr. 59 Smykové napětí τ_4 max.....	62
Obr. 60 Průběh ohybového momentu po konstrukci.....	62
Obr. 61 Zatížení a okrajové podmínky.....	63
Obr. 62 Ohybové napětí.....	64
Obr. 63 Špičky ohybového napětí.....	64
Obr. 64 Průběh ohybového napětí.....	65
Obr. 65 Deformace hřídele.....	65
Obr. 66 Mazací místa pohonu.....	66
Obr. 67 Mazací místa čepů pák aretace.....	67