

Zařízení pro ustavení polohy přepravního vozíku karoserie

Alan Štefek

Bakalářská práce
2008



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2007/2008

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Alan ŠTEFEK**
Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Zařízení pro ustavení polohy přepravního vozíku karoserie**

Zásady pro vypracování:

- a) rešerše
- b) popis současného stavu
- c) návrh mechanismu (geometrie, kinematika, pevnostní kontrola ozubení)
- d) popis funkce
- e) návod k obsluze
- f) ekonomické vyhodnocení
- g) závěr

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

dle doporučení vedoucího BP

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Antonín Polášek, CSc.

Ústav fyziky a mater. inženýrství

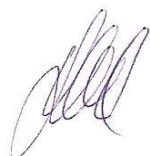
Datum zadání bakalářské práce:

19. února 2008

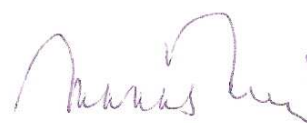
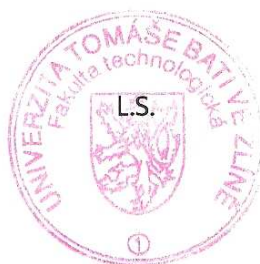
Termín odevzdání bakalářské práce:

6. června 2008

Ve Zlíně dne 30. ledna 2008



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

V práci je obecně charakterizována problematika 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 byl detailně řešený konstrukční uzel mechanismu pro ustavení a zabezpečení polohy přepravního vozíku karoserie. Z pevnostních analýz byl provedený numerický MKP výpočet diskrétního modelu levé a pravé páky pohonu v programu SamcefField. V závěru jsou zhodnoceny výsledky a poznatky z provozní exploatace navrženého mechanismu.

ABSTRACT

In the work 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 constructional centre of a mechanism for setting and securing the position of the transport truck of the coachwork. From the strength analyses has been carried out the numerical FEM computation of a discrete model of the left and right drive in the SamcefField program. In the conclusion have been the results and knowledge evaluated from the plant exploitation of designed mechanism.

Poděkování

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

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

Tato bakalářská práce, která nese název “Zařízení pro ustavení polohy přepravního vozíku karoserie“ byla vypracována na Ústavu výrobního inženýrství fakulty technologické Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně. Je proto jejím majetkem a jakékoliv údaje v této diplomové práci obsažené mohou být využity literárně, technicky a technologicky jen po společném souhlasu ředitele uvedeného ústavu a vedoucího bakalářské práce. V případě publikování výsledků v odborných časopisech budu uveden jako spoluautor.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 05. 06. 2008

.....

podpis

OBSAH

ÚVOD	7
I TEORETICKÁ ČÁST	9
1 POPIS STÁVAJÍCÍHO STAVU	10
2 LAYOUT NOVÝCH DOPRAVNÍCH TRAS	12
3 ZÁKLADNÍ INFORMACE PRO ŘEŠENÍ	13
3.1 EKONOMICKÉ HLEDISKO	13
3.2 SOUVISEJÍCÍ TECHNICKÁ DOKUMENTACE	13
3.3 DOPRAVOVANÝ MATERIÁL.....	13
3.4 POUŽITELNÉ ENERGIE.....	13
4 NÁVRH ŘEŠENÍ PŘEVĚŠOVÁNÍ KAROSERÍ	14
4.1 ZVEDÁK KAROSERÍ	14
4.2 VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK.....	17
4.3 SKID PRO PŘEPRAVU KAROSERIE.....	18
4.4 OTOČNÝ STŮL	19
5 SYSTÉM ZAJIŠTĚNÍ POLOHY VOZÍKU	20
5.1 NÁVRH KINEMATIKY MECHANIZMU	21
5.2 NÁVRH POHONU	22
5.3 NÁVRH PÁK S OZUBENÝMI KOLY.....	22
5.4 NÁVRH RÁMU UCHYCOVACÍHO MECHANIZMU	26
II PRAKTICKÁ ČÁST	28
6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MECHANIZMU	29
7 PEVNOSTNÍ ANALÝZY	32
7.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP) PRO ŘEŠENÍ ÚLOH NAPJATOSTI	32
7.2 VELIKOSTI ZATĚŽOVACÍCH SIL.....	34
7.3 ZATĚŽOVACÍ STAVY	34
7.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA.....	35
8 TECHNOLOGICKÁ ČÁST	44
8.1 MONTÁŽ ZAŘÍZENÍ.....	44
8.2 MAZÁNÍ.....	44
8.3 ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ	44
8.4 BEZPEČNOST.....	44
8.5 HYGIENA PRÁCE.....	44

9	TECHNICKO-EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ.....	45
9.1	KONSTRUKČNÍ ZPRACOVÁNÍ.....	45
9.2	VÝPOČTOVÁ DOKUMENTACE	45
9.3	EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ.....	45
	ZÁVĚR	46
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	47
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	49
	SEZNAM OBRÁZKŮ	50

ÚVOD

Ve výrobním procesu lidé přizpůsobují věci svým potřebám pomocí pracovních nástrojů. Výsledkem výrobních procesů jsou předměty užitné hodnoty, které se prostřednictvím oběhu dostávají do sféry spotřeby. Podstatou oběhu je časově i prostorově překonávat rozdílnosti místa a času výroby a spotřeby.

Aby se oba tyto procesy, tj. výroba a oběh, mohly uskutečnit, je třeba dalších činností nebo procesů, mimo jiné i manipulace s materiálem [7].

Problematiku manipulace s materiálem a výrobky lze charakterizovat mnoha údaji. Z celkového průběžného času výroby připadá podle typu a charakteru výrobního procesu 20 až 90 % na manipulaci s materiálem a výrobky. Manipulace s materiálem má tudíž svou podstatu i funkci ve výrobě a oběhu.

Důležitou organickou součástí manipulačního procesu proto musí být celková racionalizace výrobního procesu. Je jen logickým výsledkem základní tendence rozvoje výroby v průmyslových závodech s cílem zvyšování plynulosti a nepřetržitosti výrobního procesu a snižování časových ztrát. Tím je také dán základní význam manipulace s materiálem a plynulého přepravního proudu pro organizaci moderní výroby.

Podstatou manipulace s materiálem je soubor operací záležejících převážně v přemísťování, skladování, balení, vážení, měření, počítání a třídění hmotných prostředků a to jak ve výrobě, tak při oběhu. Pro manipulaci s materiálem je tedy vždy určujícím faktorem optimální základní výrobní proces. Tomu se musí manipulace s materiálem časově i prostorově podřizovat [7].

Jedním ze segmentů výrobního procesu a zároveň jedním z nejdynamičtější se rozvíjejících oblastí lidské činnosti se značným ekonomickým přínosem pro obyvatelstvo je v současnosti automobilový průmysl. V ČR je bilance exportu vůči importu pozitivní jen právě díky tomuto sektoru průmyslové výroby.

Každý výrobce automobilů je z dnešního pohledu velmi specifickým koncovým uživatelem zařízení nebo výrobků svých subdodavatelů. Ať už jde o součásti, které se využívají k přímé výrobě, nebo kompletní technologická zařízení. Toto postavení vyplývá z toho, že nejdůležitějším prvkem celé výroby je vysoká spolehlivost provozu včetně dodávek just-in-time. Není to tudíž ani vlastní cena nebo kvalita, protože všichni dodavatelé

musí splňovat přísné standardy kvality a z tohoto pohledu se mezi nimi stírají rozdíly. Pro zvýšení spolehlivosti výrobních linek se tak v současnosti stále více uplatňuje zdvojení pohonů nebo decentrální technika, která s dobrým servisem zdatně snižuje riziko výpadku či odstavení některých částí velmi nákladné výroby. Důležitým faktorem je i snadnější automatizace náročných operací, která zrychluje výrobní takt a zvyšuje produktivitu práce [32].

I TEORETICKÁ ČÁST

1 POPIS STÁVAJÍCÍHO STAVU

Škoda-Auto je nejenom exportérem hotových vozů, ale též montuje automobily ve svých závodech na Ukrajině, v Bosně a v Indii. Zahraniční montáž zatím probíhá převážně z dílů dodaných z Mladé Boleslavi a stupeň rozpracovanosti montovaného vozu odpovídá požadavkům jednotlivých zemí, jejich celním předpisům a tedy i výhodnosti spolupráce. Například pro Indii se do montážního závodu v Auretabaru (asi 400 km od Bombaje) týdně dopravují kontejnerové zásilky pro montáž octavií, ve stadiu nízké rozpracovanosti [31].

Na logistiku to klade mimořádné nároky neboť doprava lodí do Indie trvá 60 dní a na místě montáže musejí být kompletně všechny díly ke každému jednotlivému vozu. Kontejnery jsou navíc nevratné, celodřevěné, vždy s jednou karosérií a pod ní s naskládanými díly. Vzhledem k vzdálenosti a době dodání znamená každá logistická chyba vážný výpadek výroby.

Do Sarajeva a na Ukrajinu se díly expedují po železnici a v podstatě jde prakticky o totožné martyrium, i když dopravní vzdálenost je kratší. I když například za přísun materiálu do expediční haly pro zahraničí jsou odpovědni také just in time dodavatelé, je třeba i zde hlídat a přesně evidovat pohyb materiálu [32].

V této souvislosti nesmíme zapomenout ani na pohyb materiálu mezi domácími výrobními závody Škoda Auto. V různém stupni rozpracovanosti se převážejí nejen karosérie vozů s pohonem všech kol, ale i skelety superbů či fabií. Pohyb se také realizuje převážně železniční cestou, nicméně celý systém logistiky je tím ještě komplikovanější a náročnější [33].

Po zahájení výroby Octavie II (typové označení A5) v Mladé Boleslavi, zůstala z Octavie I (typ A4) pouze výroba skeletu karoserie na svařovně a lakovně, kompletace se přesunula do Vrchlabí.

Každý typ 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 typu A4 a využít ho pro i pro expedici typu A5.

Firma K.P.R. Engineering, s. r. o. dostala za úkol vypracovat úpravu původních dopravních tras A4 a A5. Úprava se provedla přerušáním dopravní trasy A5 a A4 a vlože-

ním 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 drah 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. Z celé řady konstruovaných zařízení jsem se v mé bakalářské práci soustředil na problematiku fixace pojezdového vozíku při převěšování karoserie A5 na manipulační zvedací zařízení.

Na obr. 1. je jako příklad uvedena fotografie původního místa na dopravní trase, kde bylo po rekonstrukci nově umístěné manipulační zvedací zařízení. Jednou z částí je i navrhovaná fixace pojezdového vozíku při převěšování karoserie A5.



Obr. 1 Místo na dopravní trase pro umístění zvedacího manipulátoru

3 ZÁKLADNÍ INFORMACE PRO ŘEŠENÍ

3.1 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

3.2 Související technická dokumentace

Projekční výkresy Auto Škoda a. s. Mladá Boleslav.

Projekční výkresy Chropyňská strojírna a. s.

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

3.3 Dopravovaný materiál

karoserie typ A5

hmotnost 550 kg

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

převážná vzdálenost nové válečkové dráhy 22,56 m

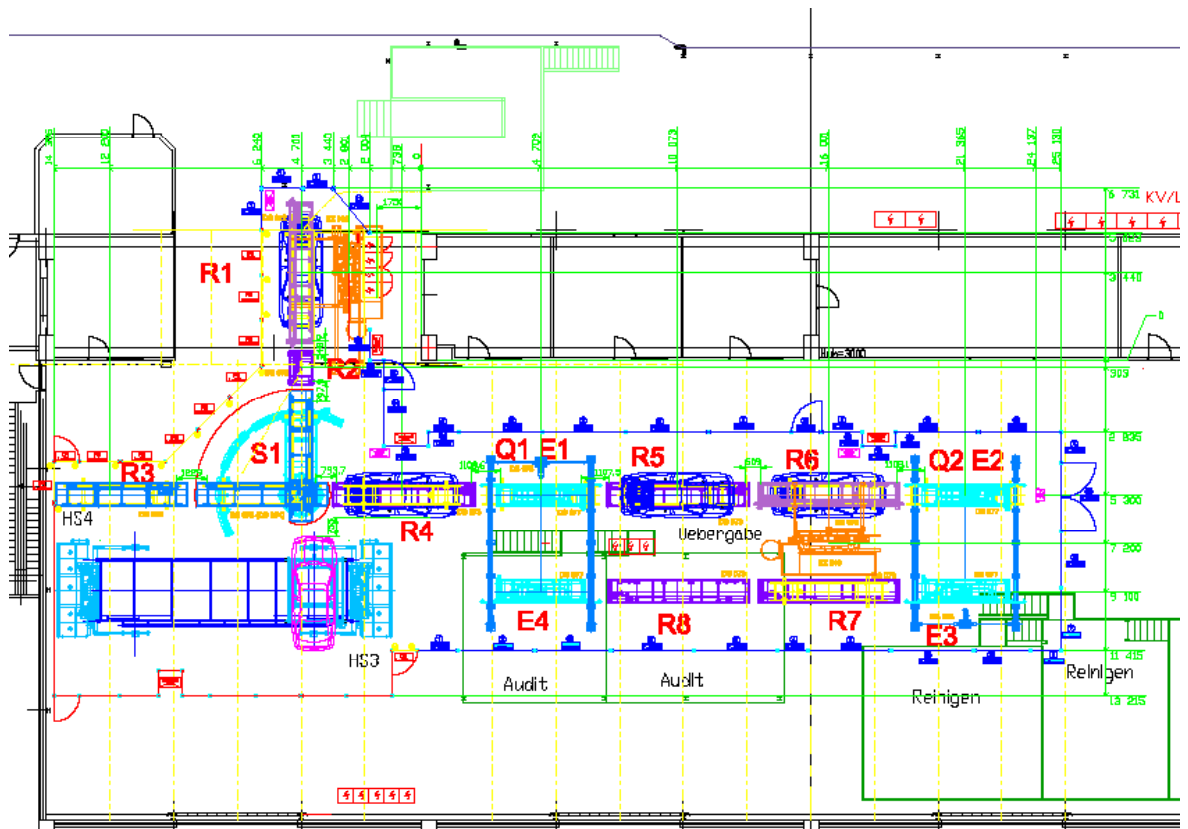
3.4 Použitelné energie

El. Proud 400 V, 50 Hz

Tlakový vzduch 0,6 MPa

4 NÁVRH ŘEŠENÍ PŘEVĚŠOVÁNÍ KAROSERÍÍ

Na obr. 3 je výkres nové propojovací linky pro přepravu karoserií A4 a A5. Do linky A5 je vložený zvedací manipulátor ZZ039. Pomocí zvedacího manipulátoru se odebere karoserie a přesune se z prvního patra do přízemí. Po válečkovém dopravníku DS075 se posune na otočný stůl DS076. Na otočném stole je s karoserií otočeno o 90°. Po válečkovém dopravníku DS073, DS077 se karoserie posune k druhému zvedacímu manipulátoru ZZ040. Zvedací manipulátor přesune karoserii zpět do prvního patra a přeloží na linku A4.

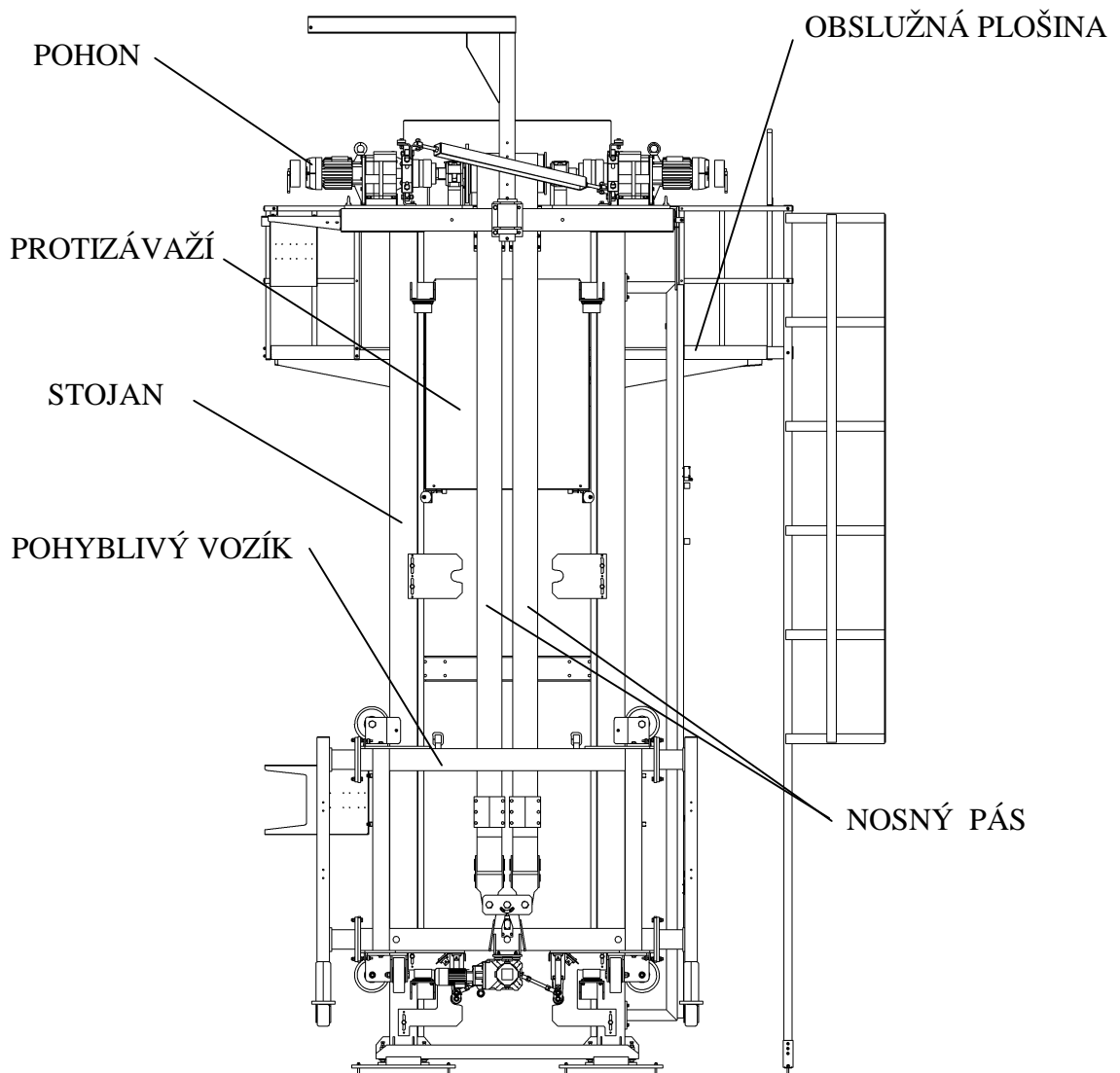


Obr. 3 Nová propojovací linka v přízemí haly

4.1 Zvedák karoserií

Zvedák typu ZZ039, ZZ040 je manipulační zařízení, které slouží k vertikálnímu přemísťování karoserie A5 z dráhy EHB A5 na dráhu EHB A4.

Zvedák může být provozován jen s navazujícími dopravními systémy. Zvedák se skládá z dvousloupového stojanu, pohonu, pohyblivého (zvedacího) vozíku s válečkovou dráhou, protizávaží, 2 ks nosných pásů a obslužné plošiny (viz. obr. 4).



Obr. 4 Zvedák typ ZZ039

Pohon se skládá ze dvou převodových motorů (jeden motor slouží vždy jako náhradní), hnacího bubnu a blokování proti otáčení. Oba převodové motory jsou spojeny s hnacím bubnem zubovými spojkami, které se dají rozpojit. Tak je možno jeden hnací převodový motor 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.

Pohyblivý zvedací vozík je svařen z válcovaných profilů a po jejích bocích jsou uchyceny pojezdové rolly. Tyto rolly vedou klec po ocelových sloupech stojanu.

Pohyblivý zvedací vozík je s protizávažím spojen dvěma pásy přes buben pohonu. Na pohyblivém vozíku je umístěn válečkový dopravník pro natažení a vysunutí karoserie z vozíku. Tento dopravník je samostatné přídavné zařízení.

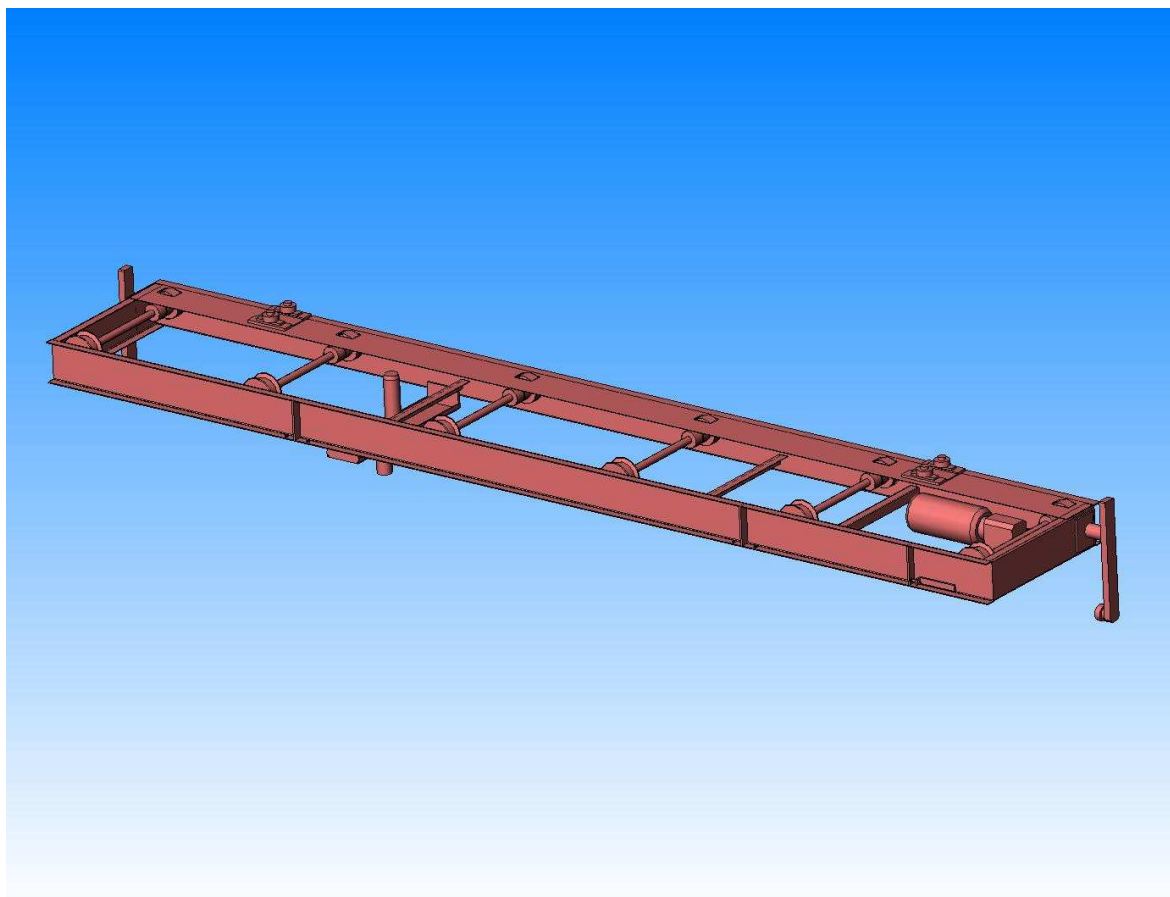


Obr. 5 Pohled na převěšování karoserií

4.2 Válečkový dopravník

Na obr. 6 je válečkový dopravník typu DS072, DS073, DS074, DS075, DS077, DS078. Válečkový dopravník je manipulační zařízení sloužící k horizontálnímu pohybu karoserie.

Karoserie se pohybuje po válečkovém dopravníku na Skidu typu RX095 viz. kapitola 4.3.



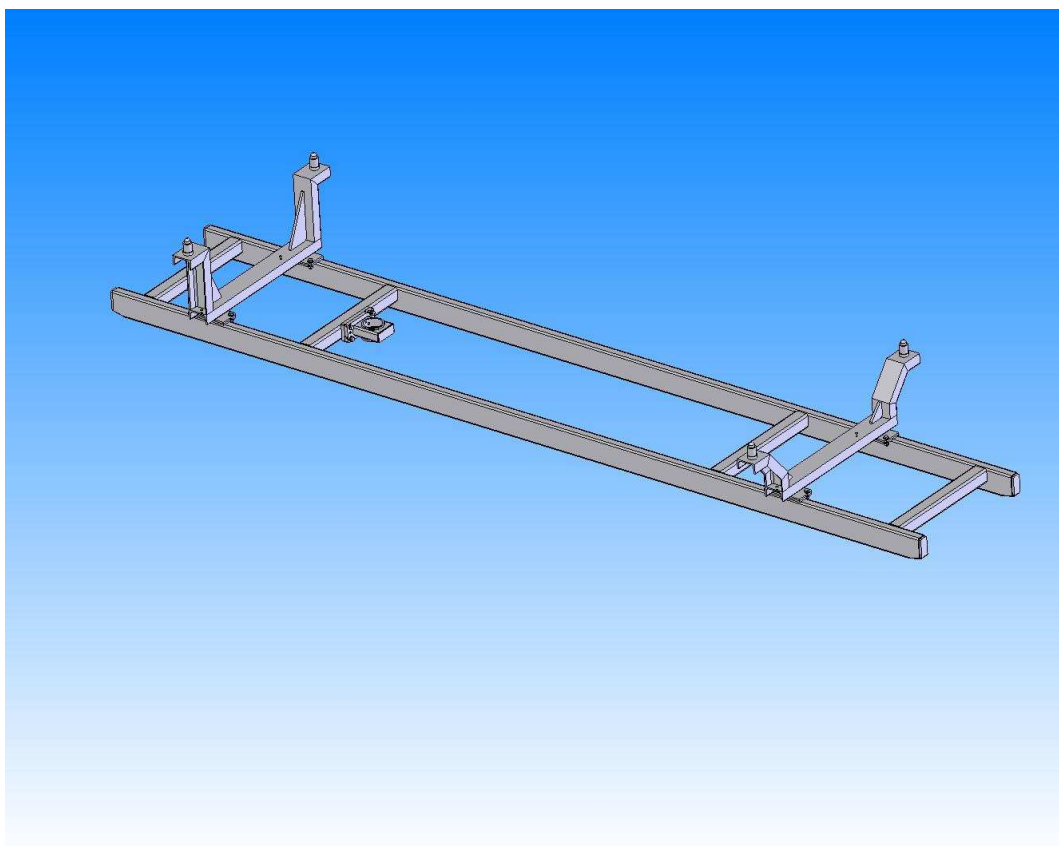
Obr. 6 Válečkový dopravník.

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.

4.3 Skid pro přepravu karoserie

Na obr. 7 je skid typu RX095 slouží k přepravě karoserií po válečkovém dopravníku. Karoserie je na skidu uchycena pomocí 4 čepů.

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



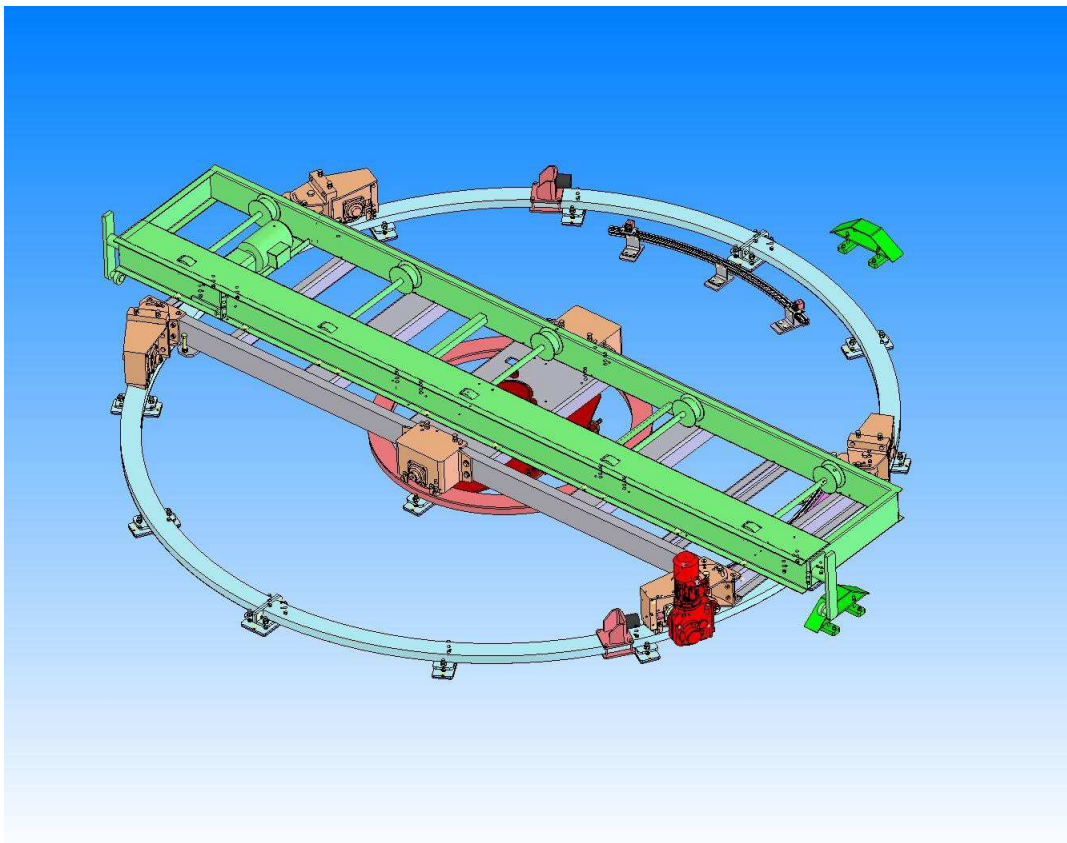
Obr. 7 Skid

4.4 Otočný stůl

Na obr. 8 je otočný stůl typu DS076. Otočný stůl je manipulační zařízení sloužící ke změně směru v horizontální poloze o 90°. Na otočném stole je umístěn válečkový dopravník, který je samostatné přídatné zařízení.

Otočný stůl se skládá z podélných nosných U profilů, příčných U profilů, pojezdových kol.

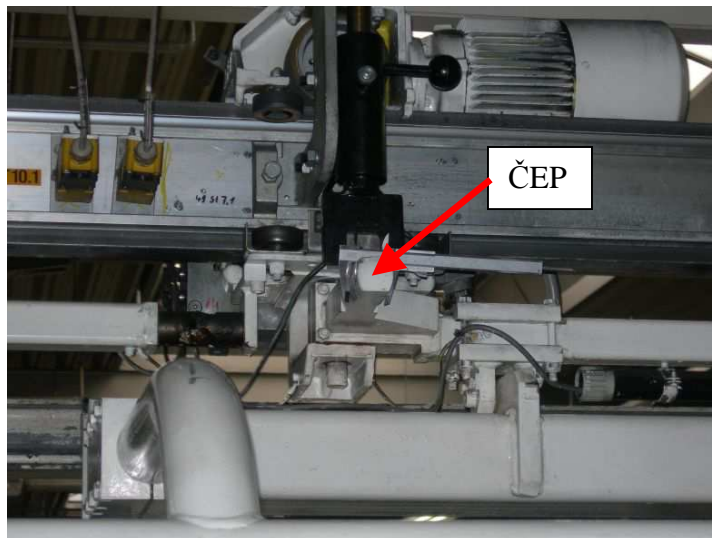
Pojezdová kola jezdí po koleji z U profilu. Pohon se skládá z převodového motoru a pohání hnací kolo.



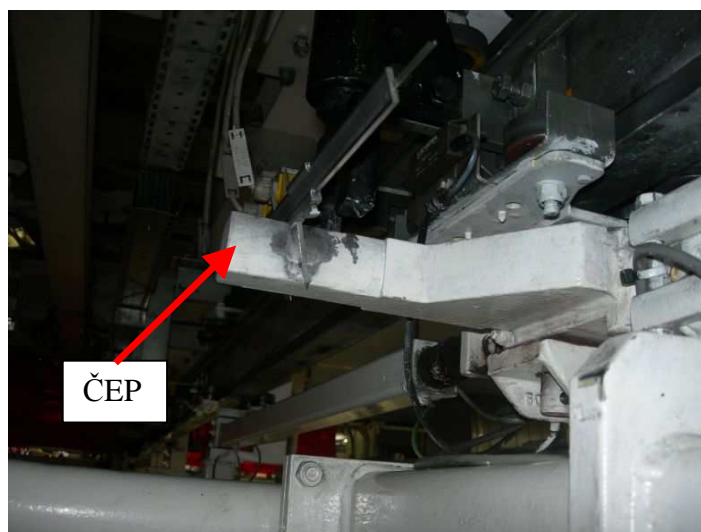
Obr. 8 Otočný stůl

5 SYSTÉM ZAJIŠTĚNÍ POLOHY VOZÍKU

Při dojetí závěsného vozíku k zvedáku ZZ039 je nutné přesné zastavení v poloze pro převzetí karoserie. Od uživatele byl zadán požadavek na mechanické pojištění. Závěsný vozík na přepravu karoserií je vybaven čepem, který je určujícím prvkem pro návrh zařízení pro přesné ustavení a zajištění polohy vozíku. Na dalším obr. 9 a 10 je znázorněný čep spojený s pojezdovým vozíkem v zajišťovací poloze. Pro tuto polohu je dále analyzován návrh mechanismu zajištění polohy.



Obr. 9 Pohled na čep pojezdového vozíku čelní

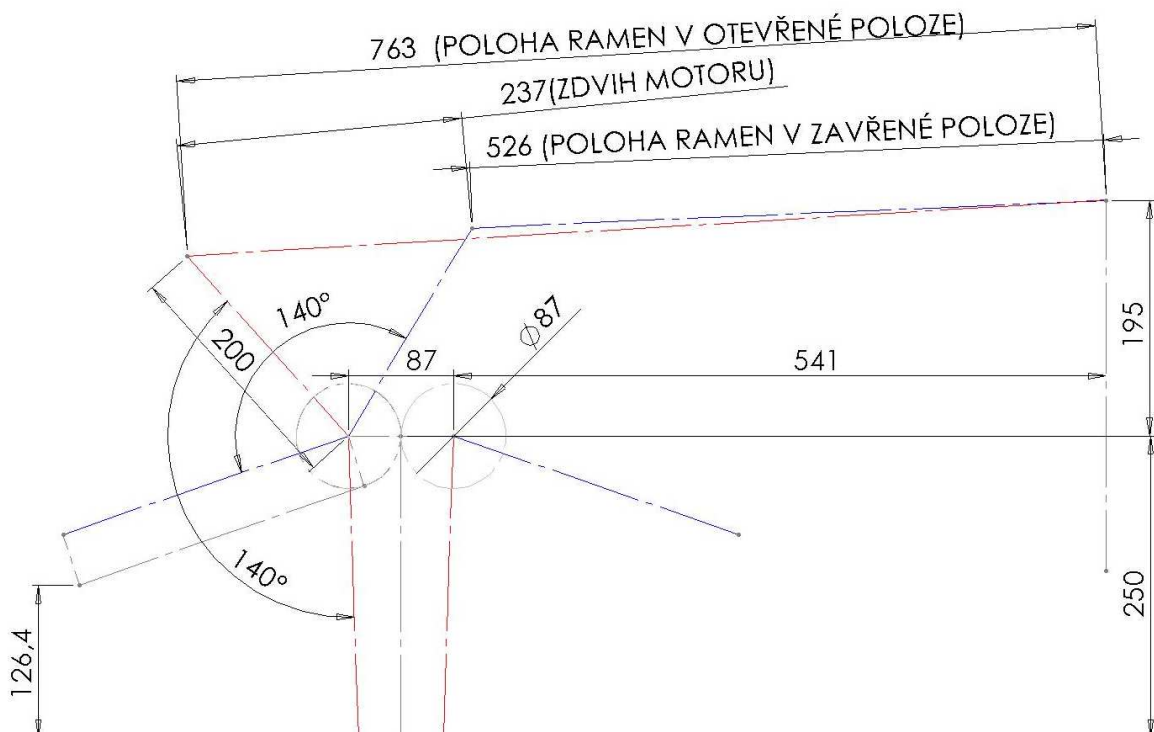


Obr. 10 Pohled na čep pojezdového vozíku boční

5.1 Návrh kinematiky mechanismu

Na základě požadavku zadavatele a možných použitelných médií při dodržení ekonomických hledisek jsem se rozhodl řešit zamykání mechanismu jako kinematický mechanický systém. Pohon mechanismu vzhledem k použitelným médiím je uvažovaný pomocí přímočarého pneumatického motoru, kde je možné z výhodou využít rychlost změny polohy. Mechanismus bude mít 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.

Nejprve byl provedený návrh kinematiky zamykání čepu pojezdového vozíku. Řešení kinematiky mechanismu bylo omezeno prostorovým usprádaním v zajišťovací poloze. Jako nejlepší se ukázal návrh kinematiky pohybu jednotlivých členů mechanismu, jak je uvedeno na obr. 11.



Obr. 11 Návrh kinematiky mechanismu.

5.2 Návrh pohonu

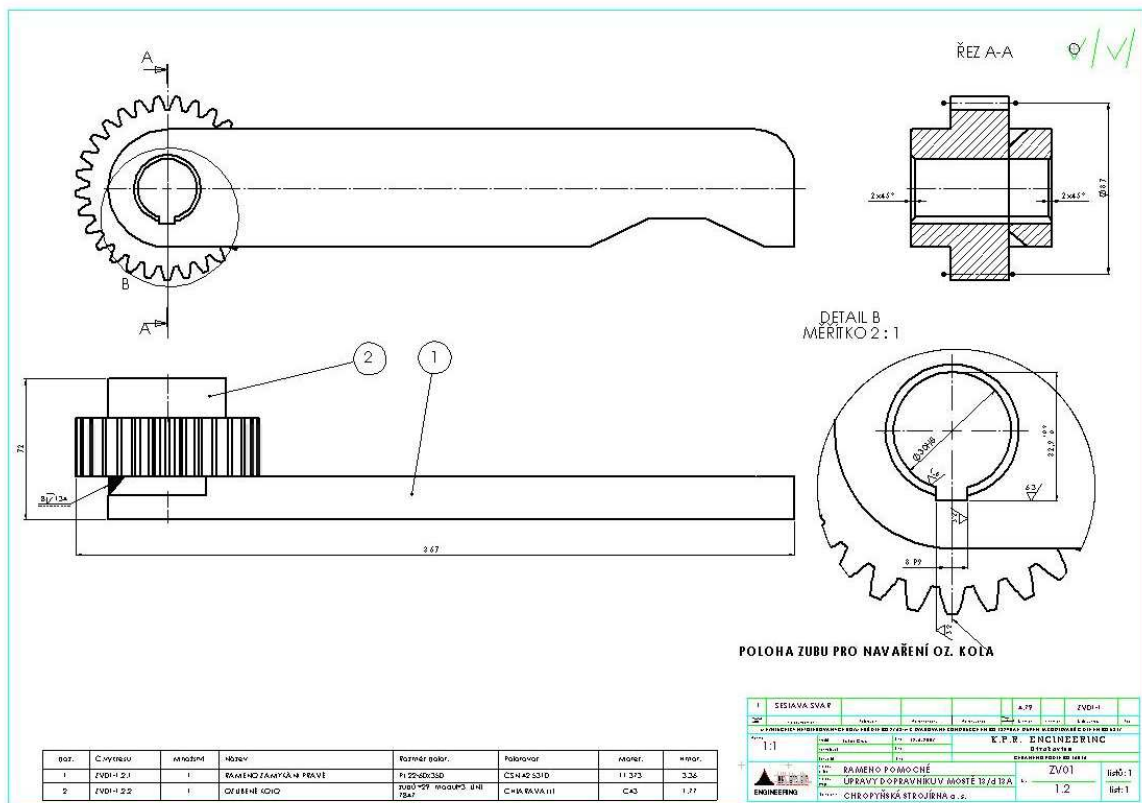
Z kinematiky mechanismu vyplývá, že potřebná minimální délka zdvihu pneumatického válce je $L_z = 237 \text{ mm}$. Válec bude pracovat v nepřetržitém pracovním režimu z odhadovaným počtem cyklů $N = 100 \text{ cyklů / den}$. Pro pohon byl navržený přímočarý pneumatický motor Festo DNC-63-250-PPV-A, průměr válce 63 mm, zdvih 250 mm, tlak 0,06 až 1,2 MPa. Na dalším obr. 12 je zobrazen použitý pneumatický válec.



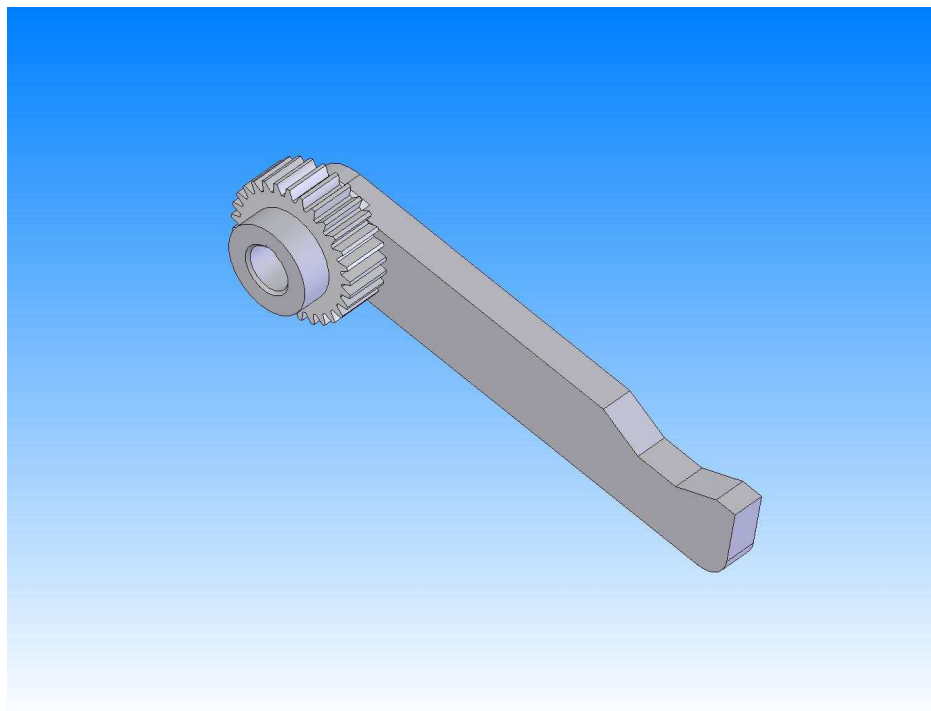
Obr. 12 Pneumatický válec

5.3 Návrh pák s ozubenými koly

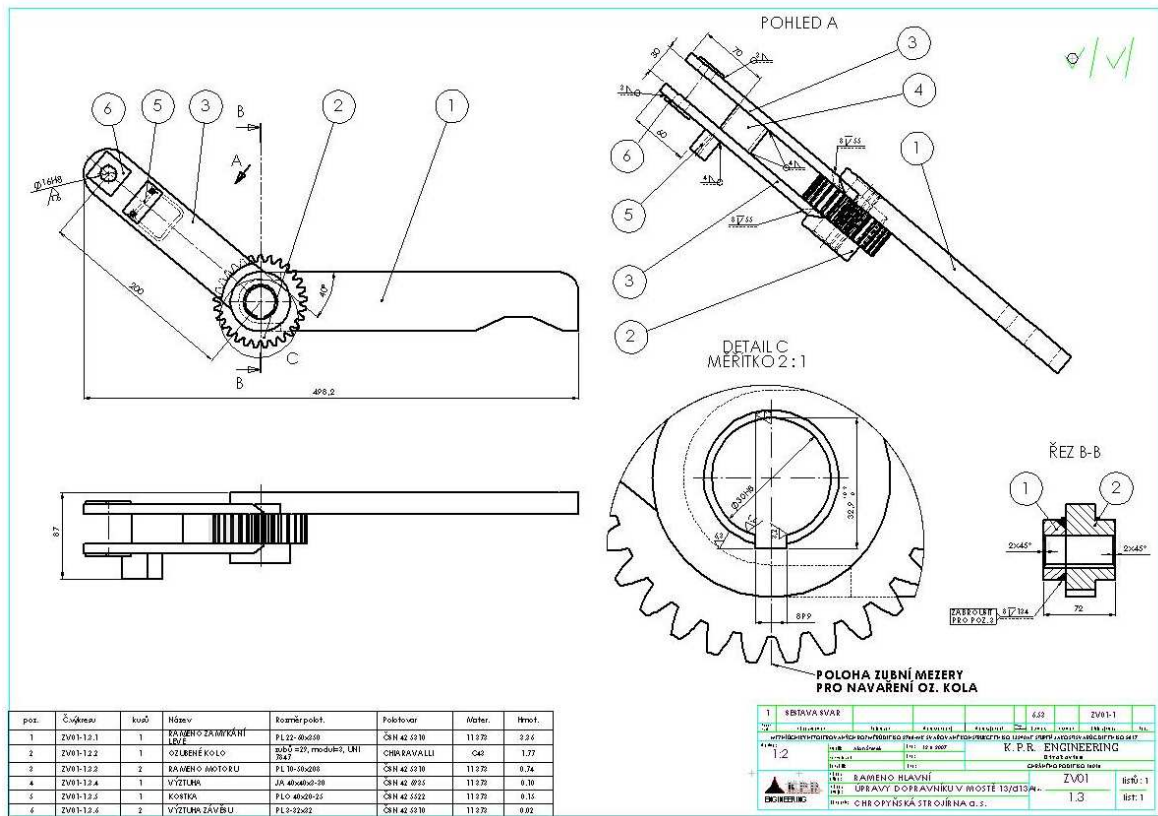
Ozubená kola byly vytipovány podle katalogu. Každé ozubené kolo je součástí svařence zajišťovací pravé i levé páky. Pevnostní výpočty pák s ozubenými koly jsou provedeny v praktické části pomocí MKP. Na obr. 13 až 18 jsou výkresy svařenců pravé a levé páky s oz. koly a ozubené kolo [30].



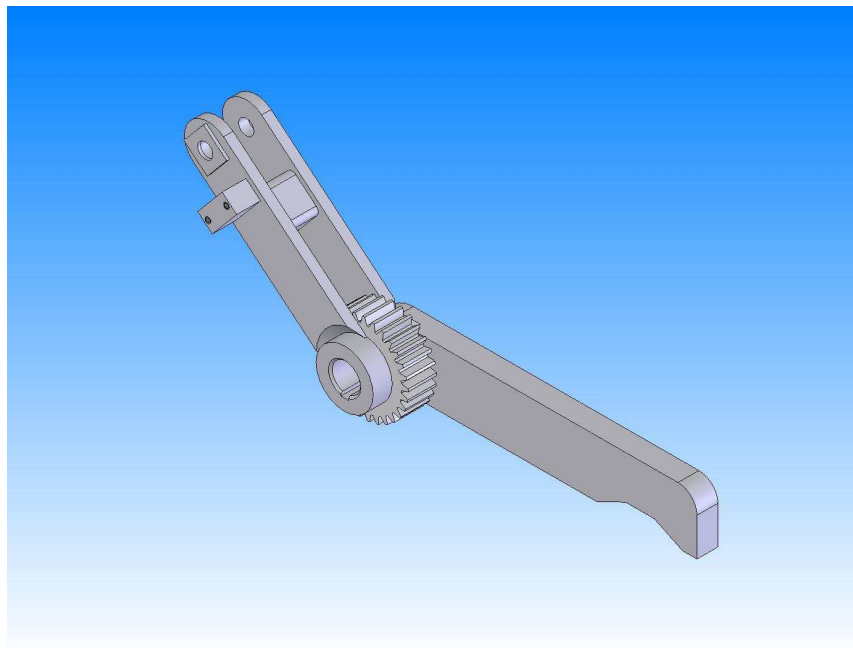
Obr. 13 Výkres pravé páky



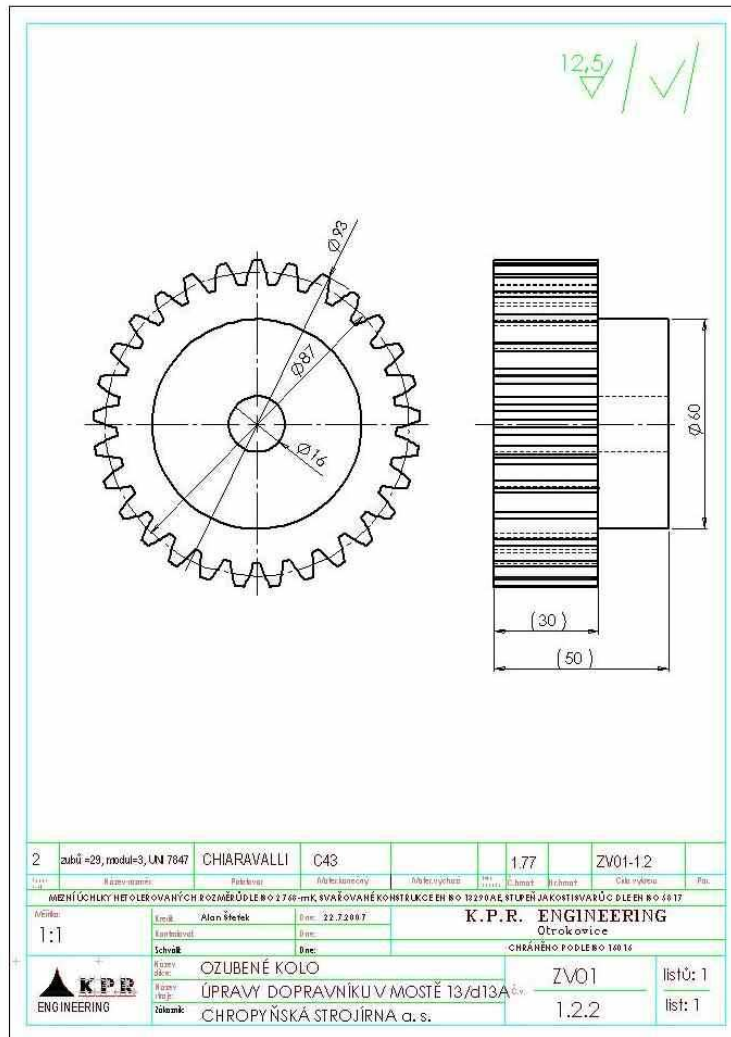
Obr. 14 3D model pravé páky



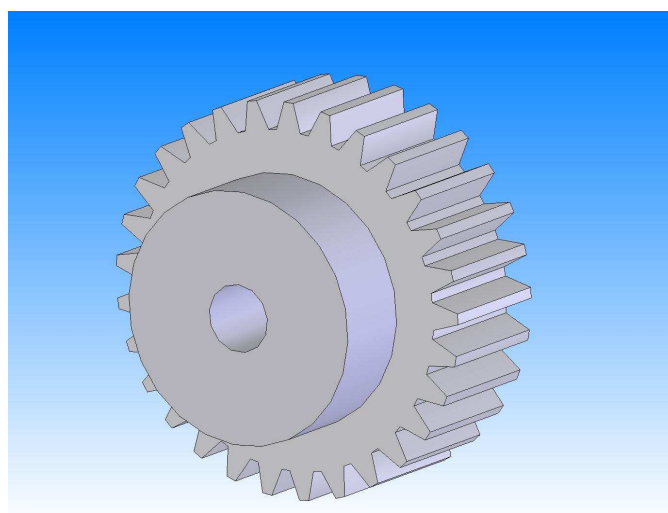
Obr. 15 Výkres levé páky



Obr. 16 3D model levé páky



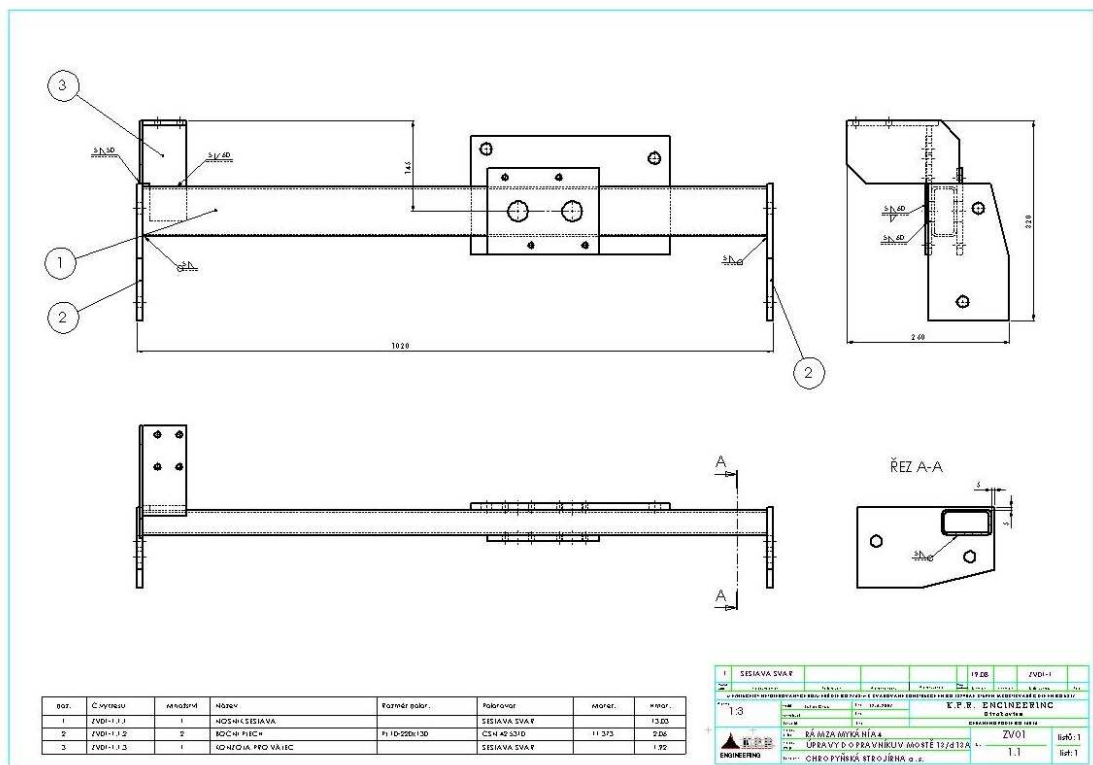
Obr. 17 Výkres ozubeného kola



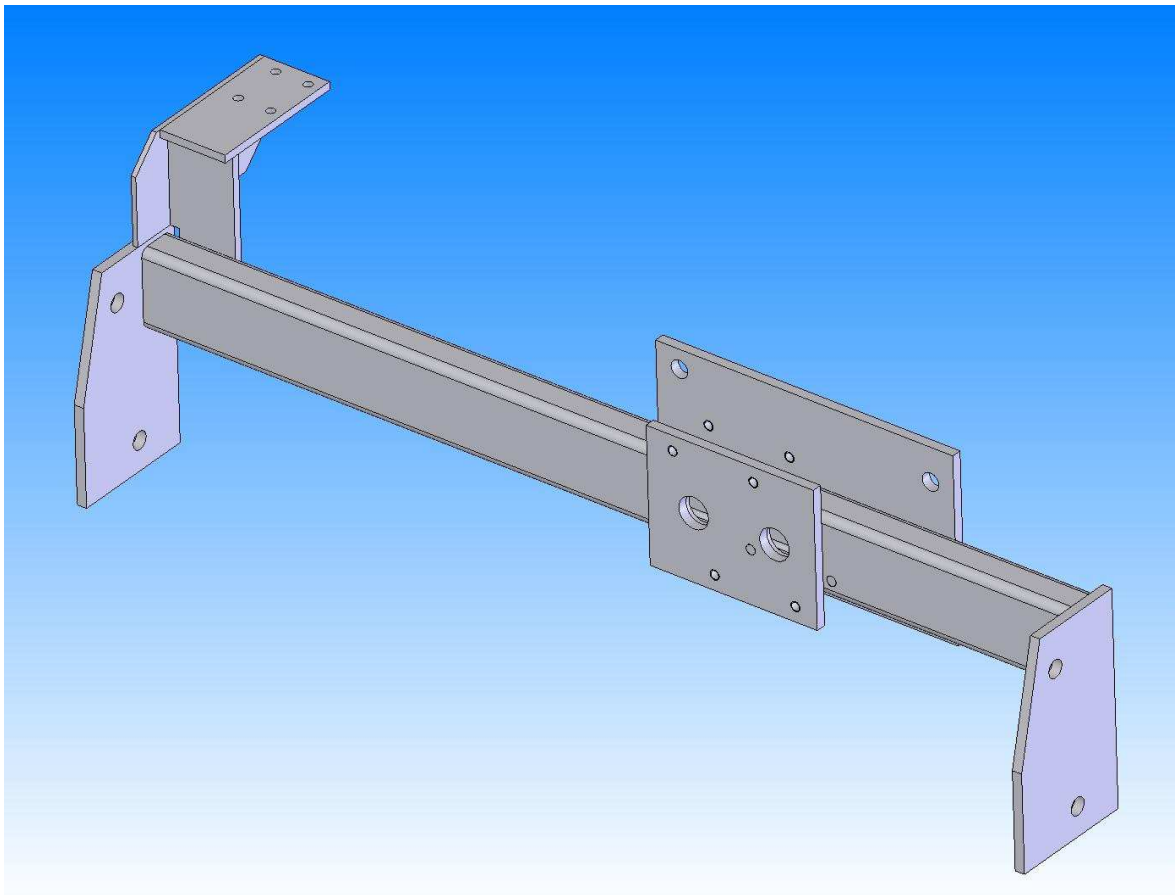
Obr. 18 3D model ozubeného kola

5.4 Návrh rámu uchycovacího mechanismu

Konstrukce rámu uchycovacího mechanismu je navržena jako svařenec. Slouží k uchycení pneumatického pohonu a ložisek hřídelí hlavní a pomocné páky. Hřídele pák jsou uloženy valivě v ložiskových tělesech. Všechna spojení jsou rozebíratelná a jsou provedena šroubovými spoji. Konstrukce rámu je navržena tak, že bezpečně přenáší síly a momenty vznikající z provozu mechanismu. Pevnostní analýza rámu uchycovacího mechanismu byla provedena pomocí MKP [30]. Na dalším obr. 19 je výkres svařence rámu [30].



Obr. 19 Výkres nosného rámu



Obr. 20 3D model nosného rámu

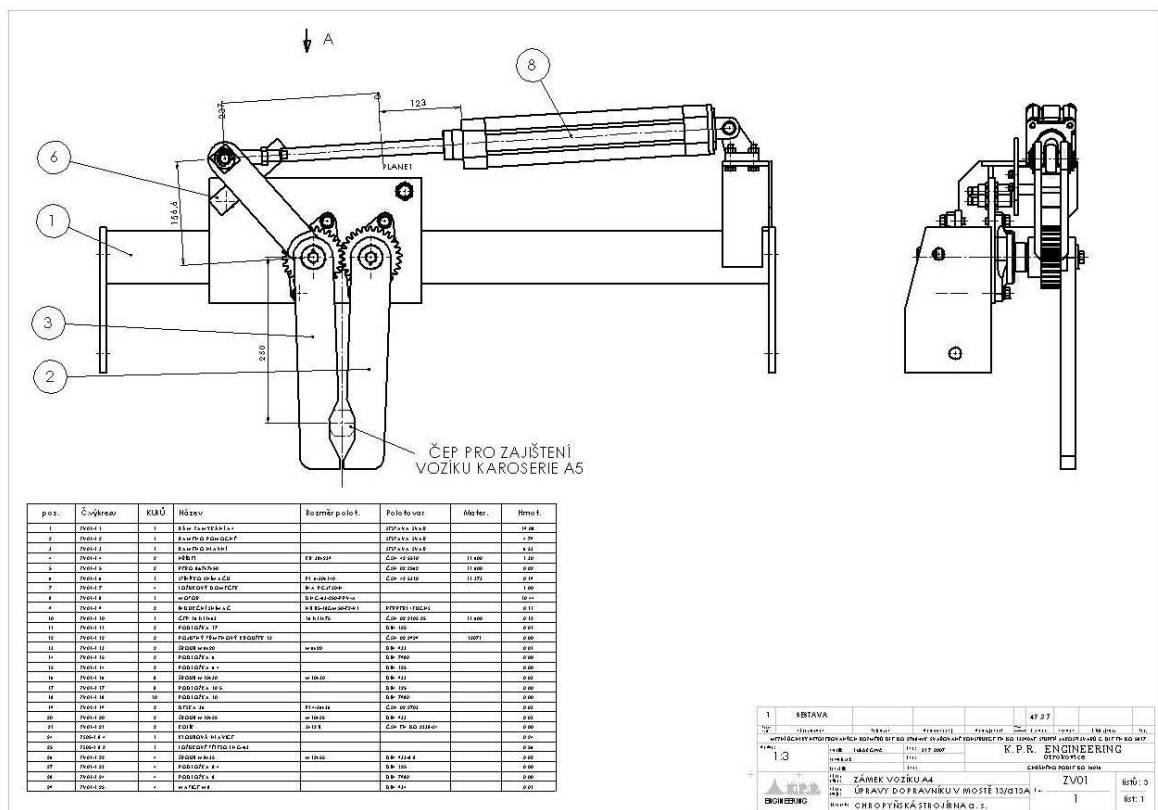
II PRAKTICKÁ ČÁST

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MECHANIZMU

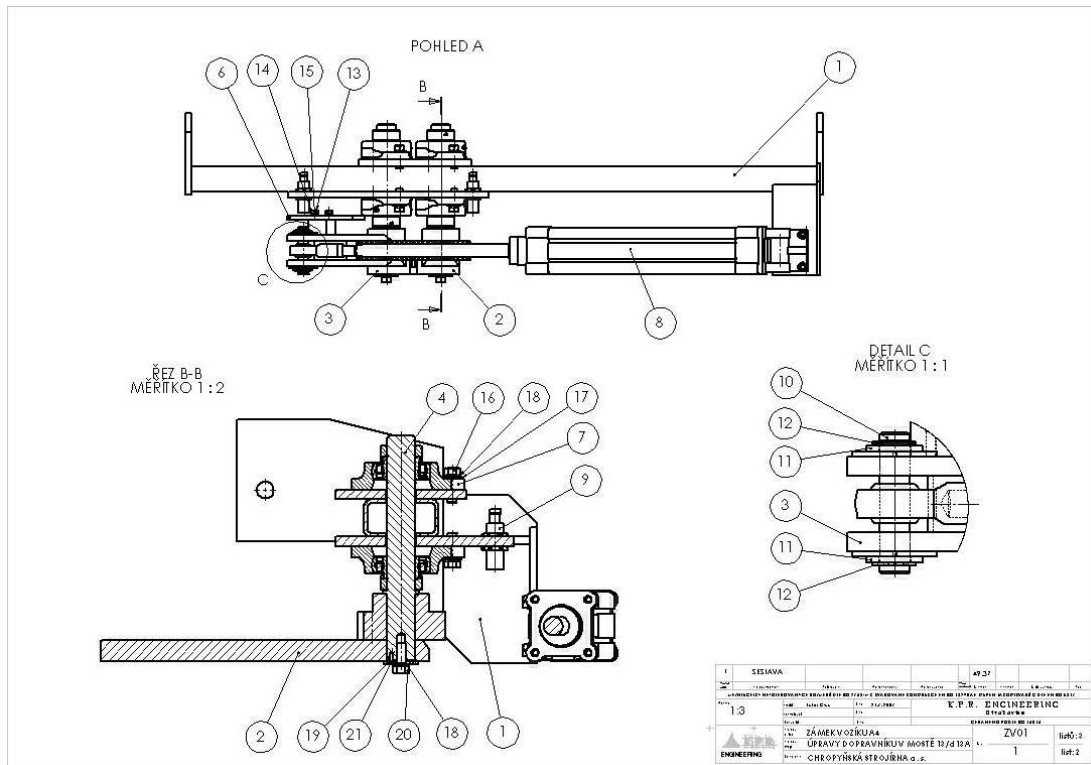
Na základě návrhů částí mechanismu uvedených v bodech 5.1-5.4 byl proveden návrh celkové sestavy mechanismu zámku vozíku.

Jako první byla provedena kolizní analýza. Bylo zjištěno, že nedochází k možné kolizní interakci s ostatními dalšími konstrukčními prvky, které se nachází v zajišťovací poloze.

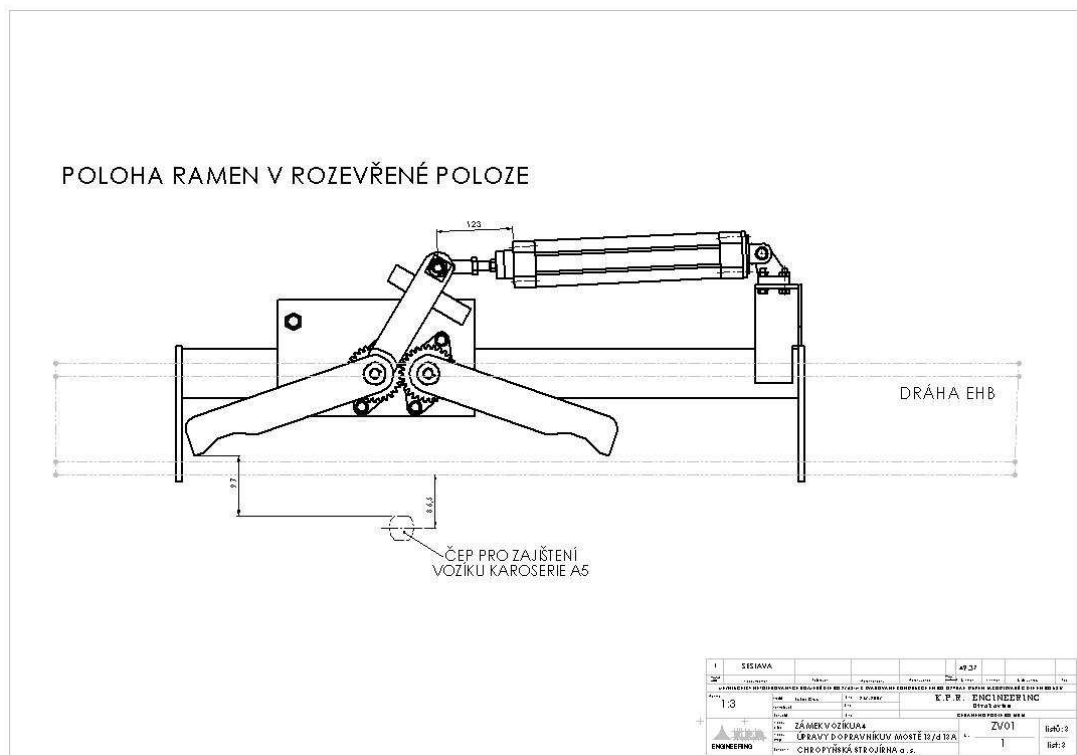
Z hlediska přístupu, oprav, montáže a demontáže je dostatečný prostor pro použití konvenčních technických montážních prostředků. Rovněž je dostatečný přístupový prostor pro kontrolu a případnou výměnu řídicích a regulačních prvků. Výkres celkové sestavy je uvedený na obr. 21 až 23. Na obr. 24 a 25 je znázorněn axonometrický (3D) pohled na mechanismus [30].



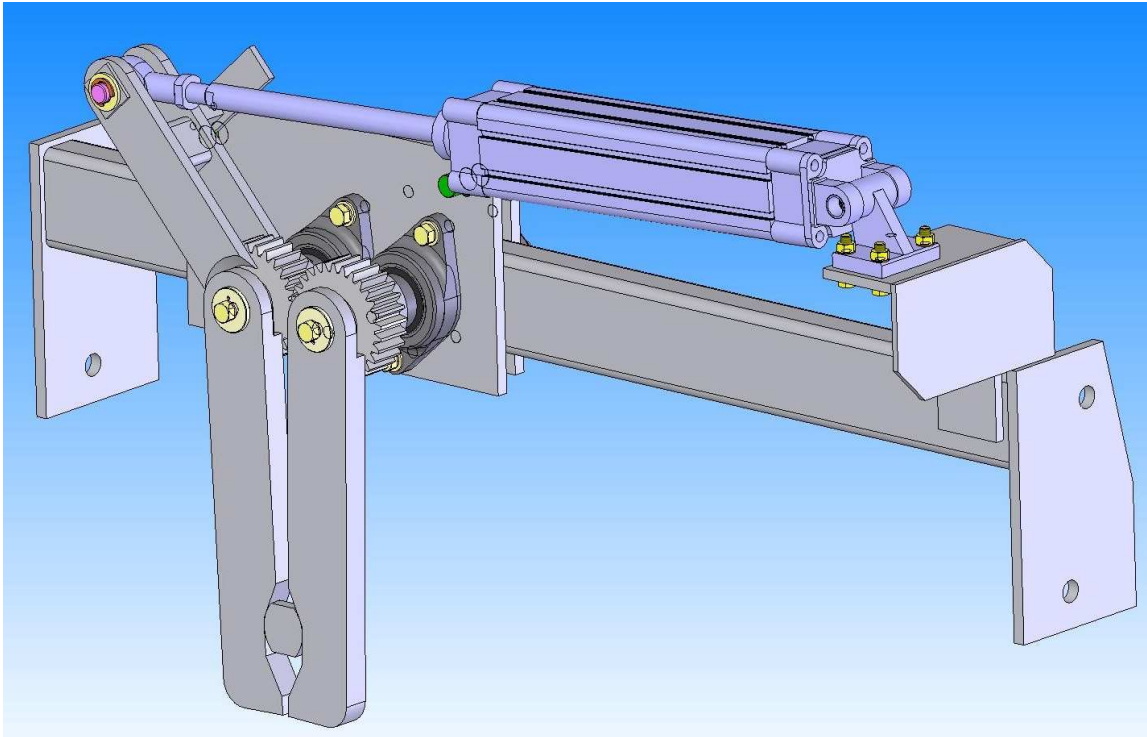
Obr. 21 Výkres zámku vozíku (list 1)



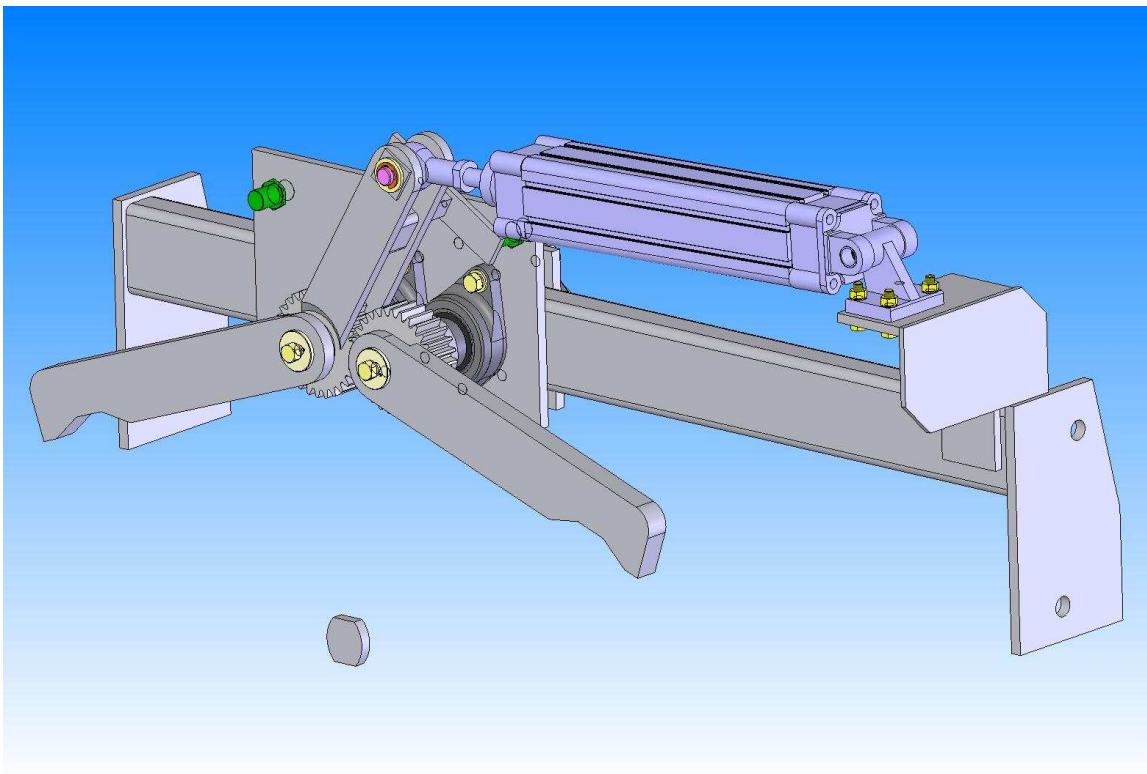
Obr. 22 Výkres zámku vozíku (list 2)



Obr. 23 Výkres zámku vozíku (list 3)



Obr. 24 3D model zámku vozíku v zavřeném poloze



Obr. 25 3D model zámku vozíku v otevřené poloze.

7 PEVNOSTNÍ ANALÝZY

7.1 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 [1, 3, 6, 14, 19, 20, 25, 26, 28].

Její nejrozšířenější variantou je přímá deformační metoda založená na Lagrangeově variačním principu. Tento princip znamená, že ze všech kinematically přípustných stavů pružného tělesa nastává takový stav, pro který nabývá potenciální energie systému minimální hodnoty [1, 14, 25, 26]. Celkovou potenciální energii elementu pro spojitě třídimenzionální těleso rozdělené do m elementů lze vyjádřit vztahem [6, 14, 25, 26]

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

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 [7,20,35,66,72]

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

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 [1,6,25,26,28]. 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 [1, 6, 25, 26, 28].

7.2 Velikosti zatěžovacích sil

Síla pneumatického válce při uvažování tlaku vzduchu $p = 1,2 \text{ MPa}$

$$F_V = \frac{\pi}{4} \cdot D_v^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 63^2 \cdot 10^{-6} \cdot 1,2 \cdot 10^6$$

$$F_V = 3740,34 \text{ N}$$

kde $D_v = 63 \text{ mm}$ je průměr pneumatického válce.

Sílu F_V uvažuji rozloženou na dvě válcové plochy vidlice levé páky, každou rozloženou do počtu uzlů $i = 6$ na každé vidlici levé páky.

Velikost síly v uzlu

$$F_u = \frac{F_V}{2 \cdot i} = \frac{3740,34}{2 \cdot 6}$$

$$F_u = 311,69 \text{ N}$$

Ve výpočtu uvažuji sílu v uzlu $F_u = 350 \text{ N}$.

Velikost síly v zubech ozubených kol

$$F_Z = \frac{2 \cdot F_u \cdot b}{D} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 156,6 \cdot 10^{-3}}{87 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_Z = 13465,22 \text{ N}$$

Uvažuji sílu v ozubení $F_Z = 15000 \text{ N}$. Sílu uvažuji liniově rozloženou po délce zubu.

Z pohledu cyklického namáhání a únavového života jednotlivých prvků mechanismu je třeba životnost části mechanismu uvažovat pro neomezený počet cyklů $N_{\max} = 2 \times 10^7$ cyklu.

7.3 Zatěžovací stavy

Pro výpočet uvažuji následující zatěžovací stavy:

LC1- zatížení svařence levé páky v každém uzlu silou $F_u = 350 \text{ N}$, otáčení zamezeno v místě sevření.

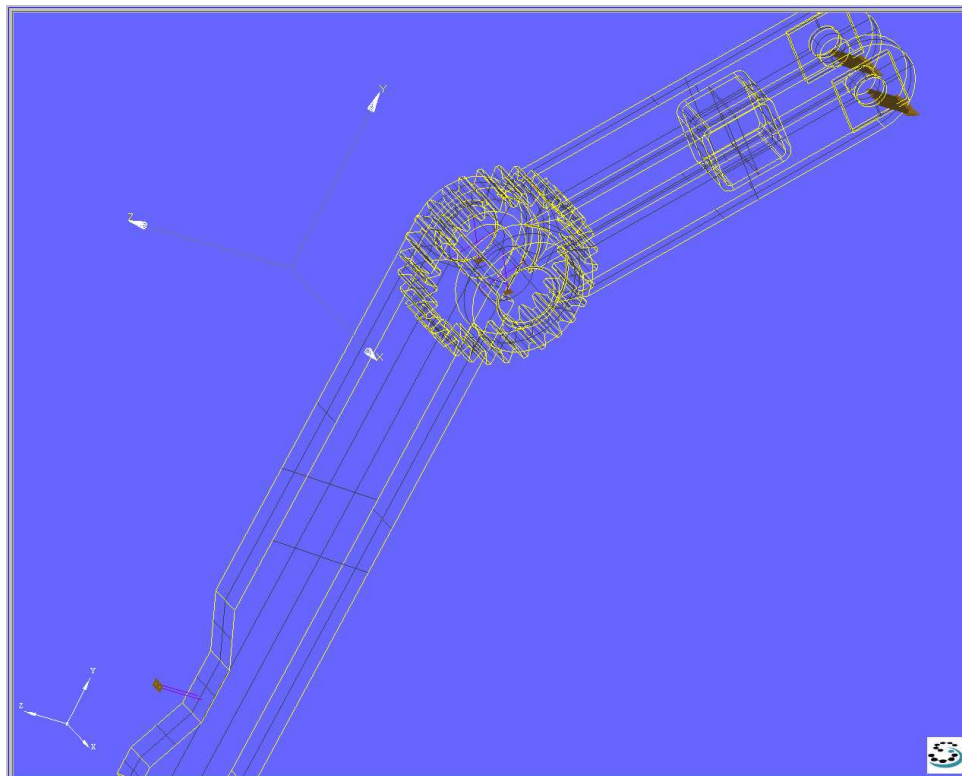
LC2 - zatížení svařence levé páky v každém uzlu silou $F_u = 350 N$, otáčení zamezeno podepřením po povrchu zubu.

LC3 - zatížení svařence pravé páky po povrchu zubu rozloženou silou $F_z = 15000 N$, otáčení zamezeno podepřením v místě sevření.

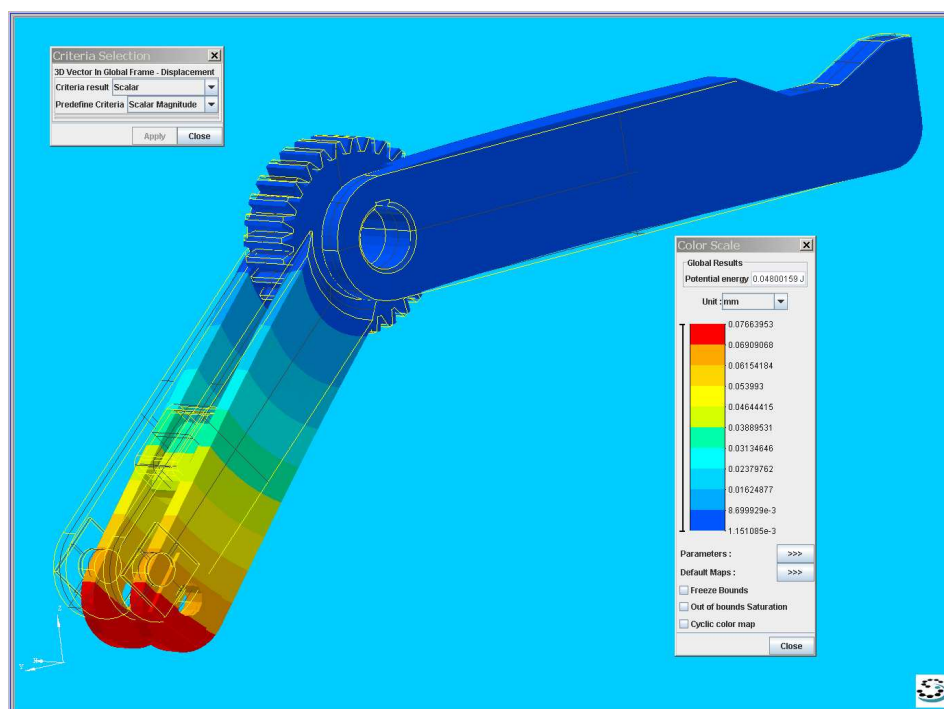
7.4 Pevnostní kontrola

Výpočty jsou provedeny pomocí MKP pro statiku v software SamcefField.

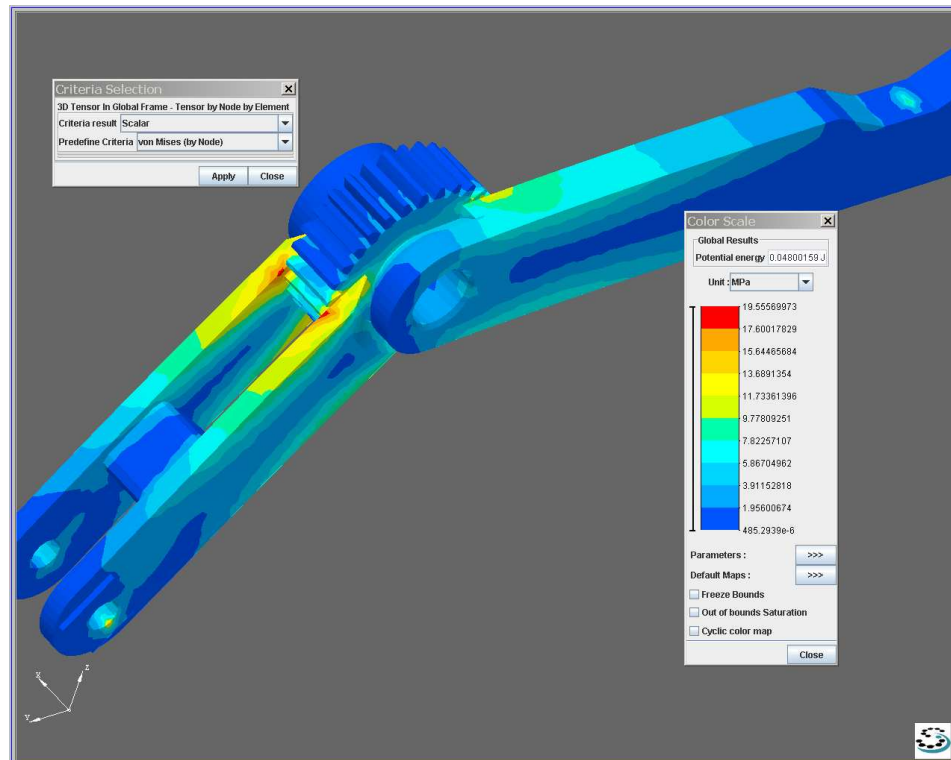
Grafické a numerické výstupy pro geometrii, materiál, zatížení, okrajové podmínky a výsledky pro deformace napětí v grafické formě jsou uvedeny na listech č. 36 až 43 pro zatěžovací stavy LC1 – LC3.



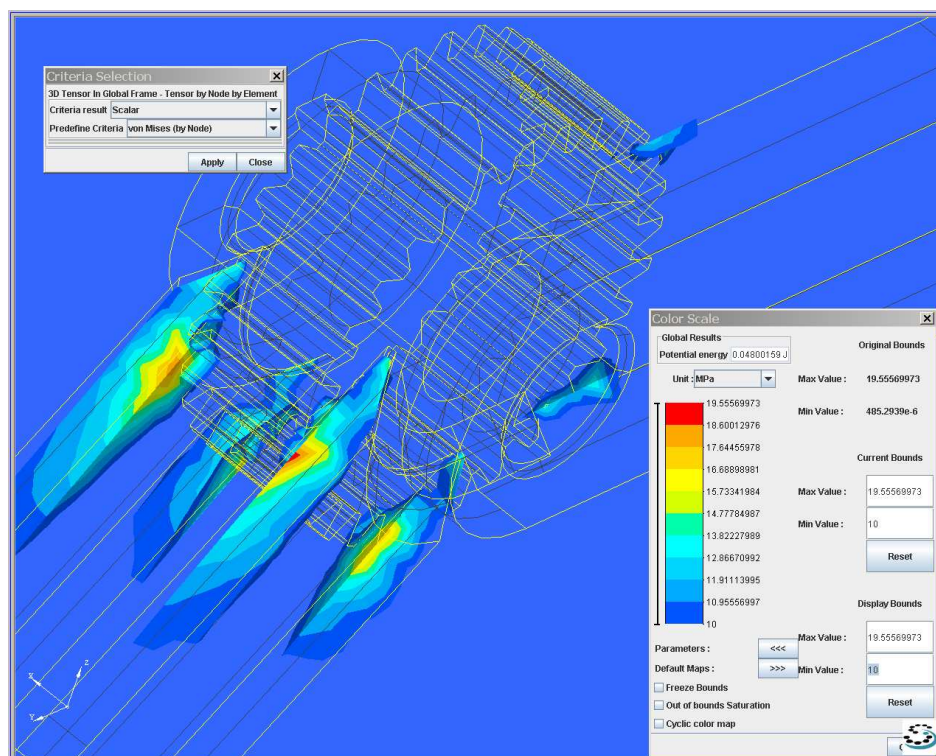
Obr. 26 Zatížení a okrajové podmínky - LC1



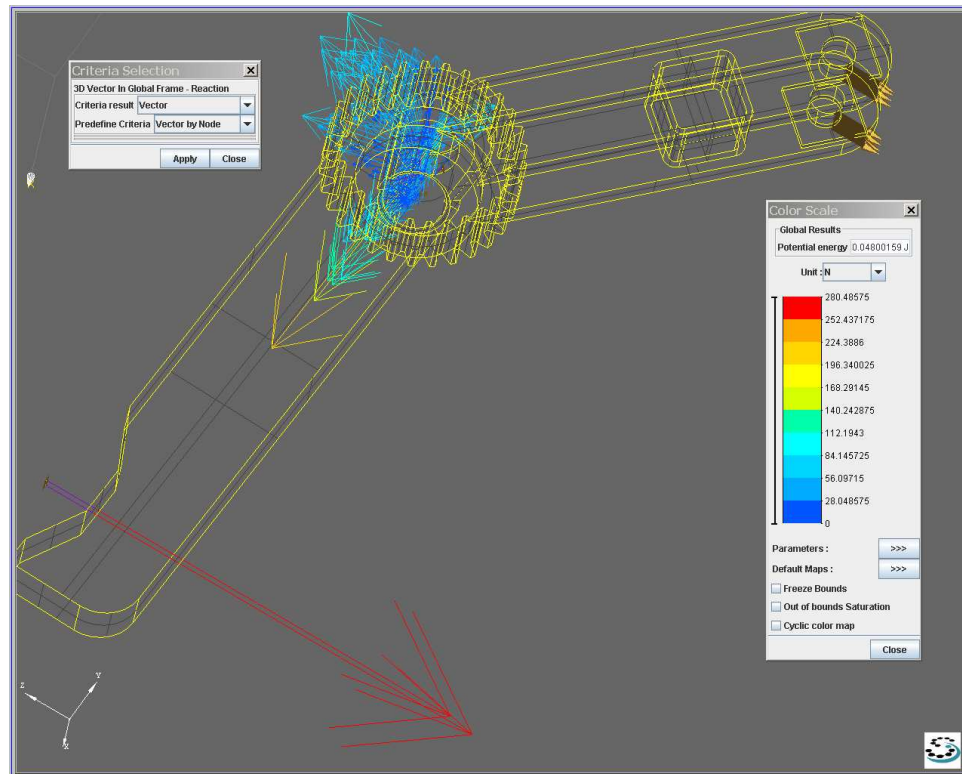
Obr. 27 Celková deformace – LC1



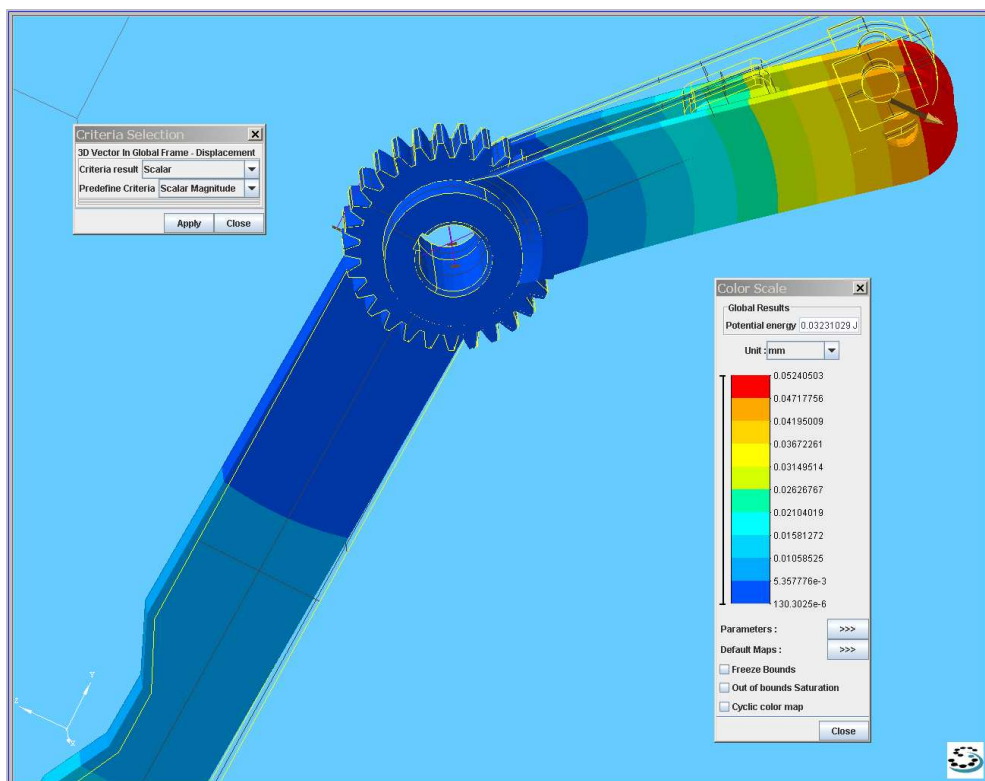
Obr. 28 HMH napětí – LC1



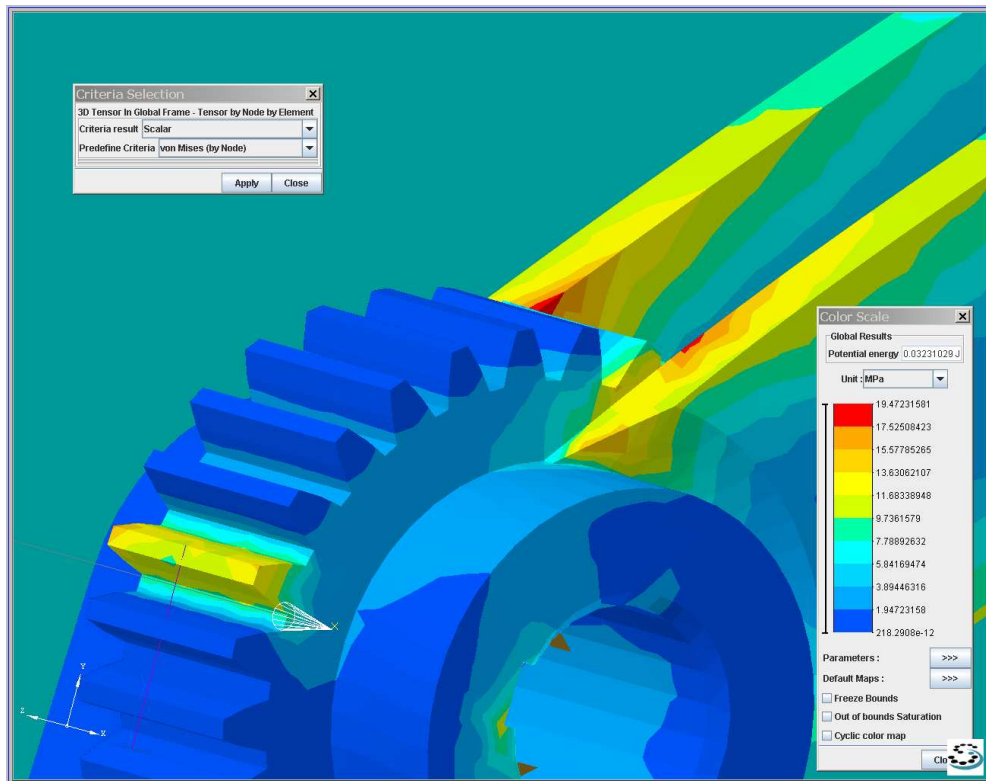
Obr. 29 Rozložení špiček HMH napětí – LC1



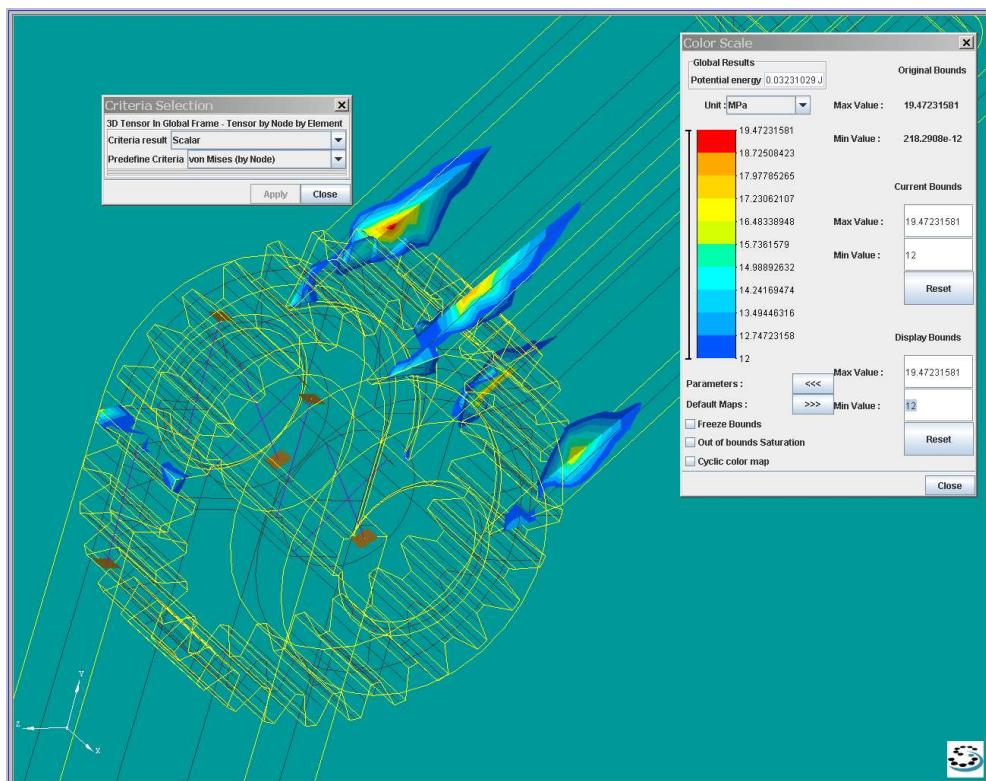
Obr. 30 Rozložení vektoru reakcí – LC1



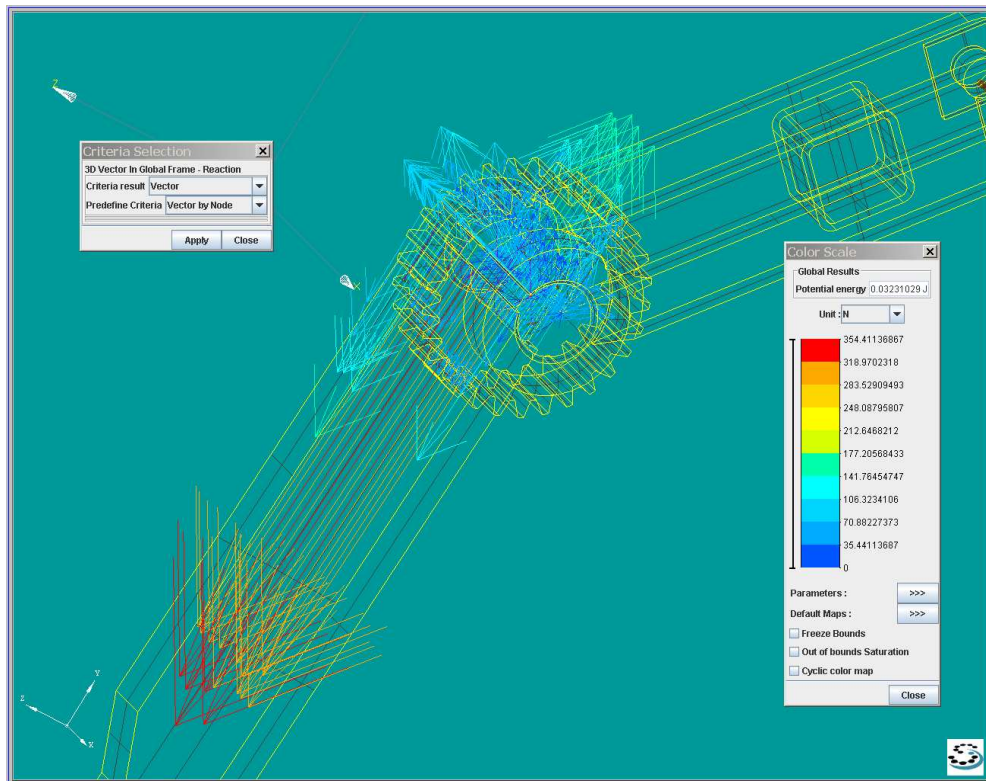
Obr. 31 Zatížení a okrajové podmínky, velikost deformace – LC2



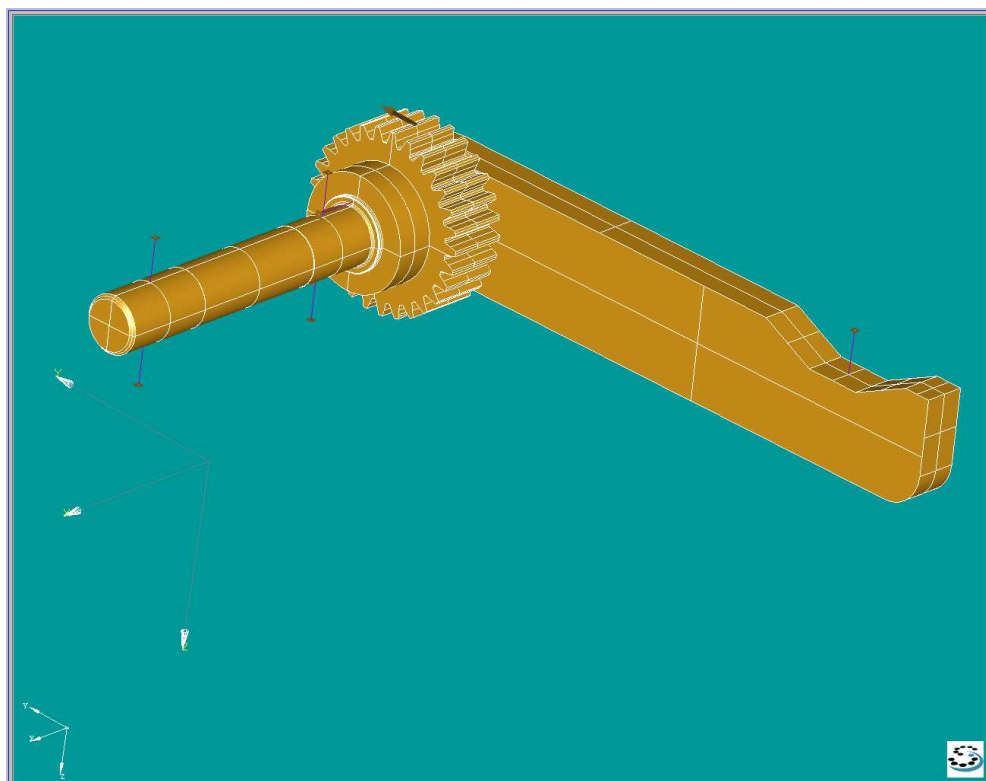
Obr. 32 HMH napětí – LC2



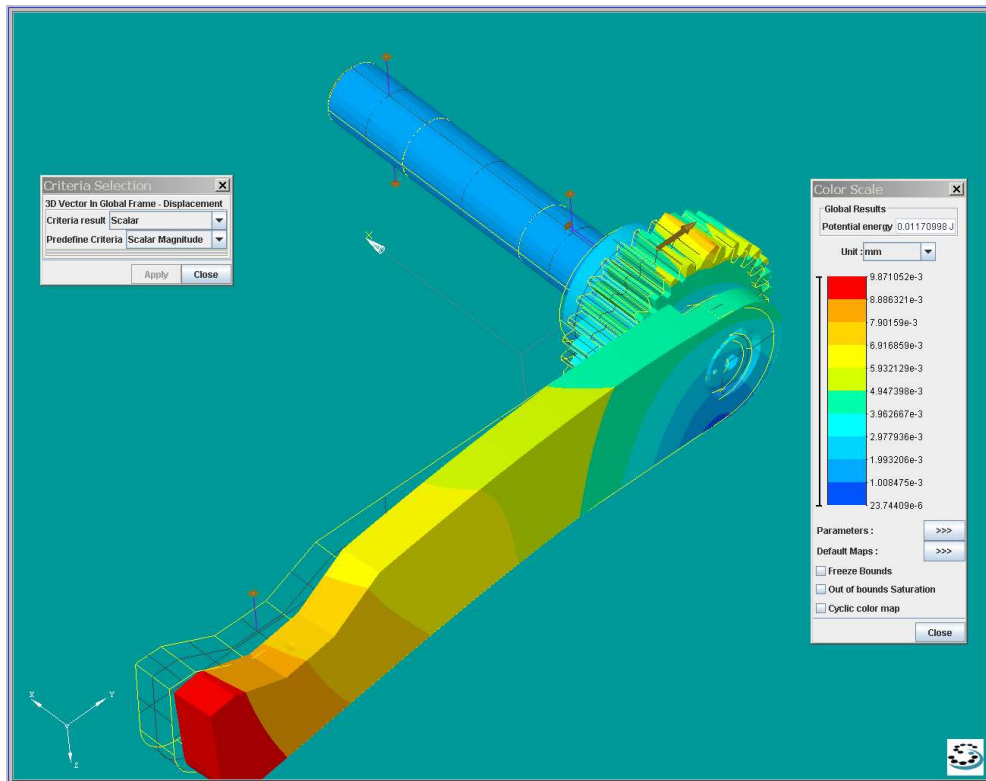
Obr. 33 Rozložení špiček HMH napětí – LC2



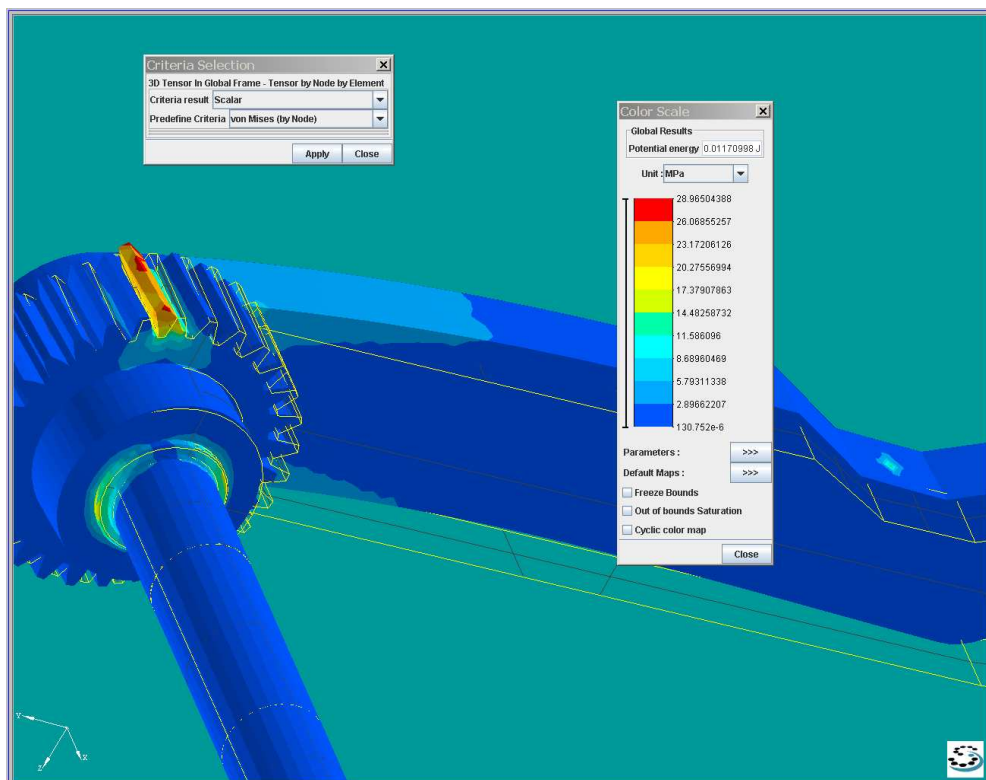
Obr. 34 Rozložení vektoru reakcí – LC2



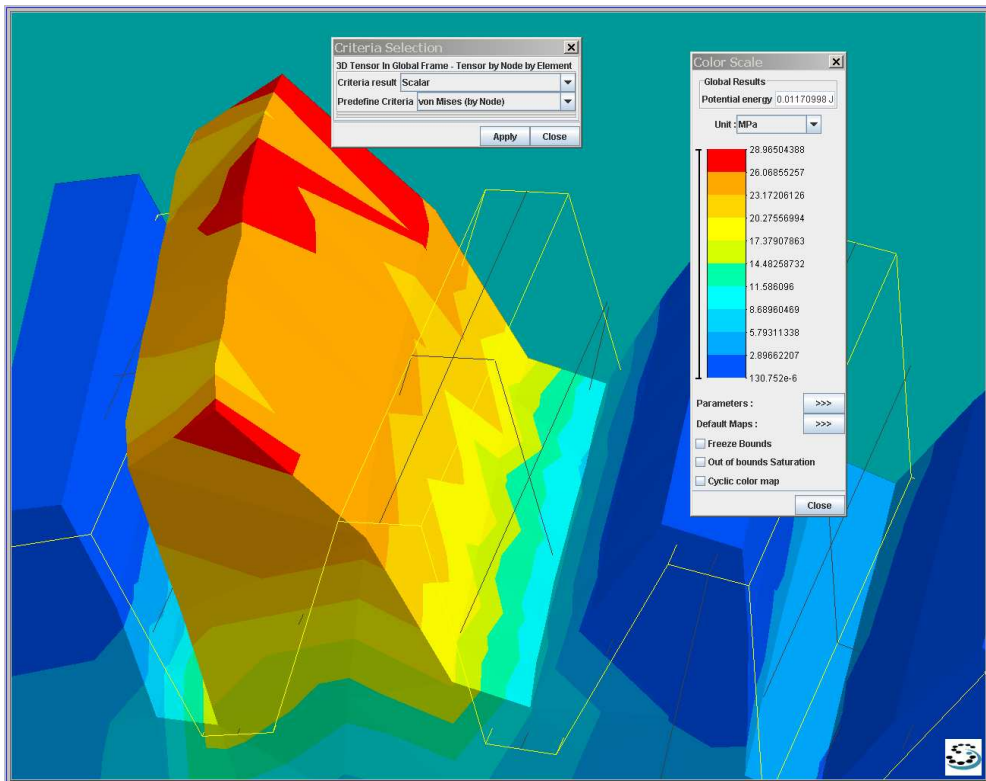
Obr. 35 Zatížení a okrajové podmínky – LC3



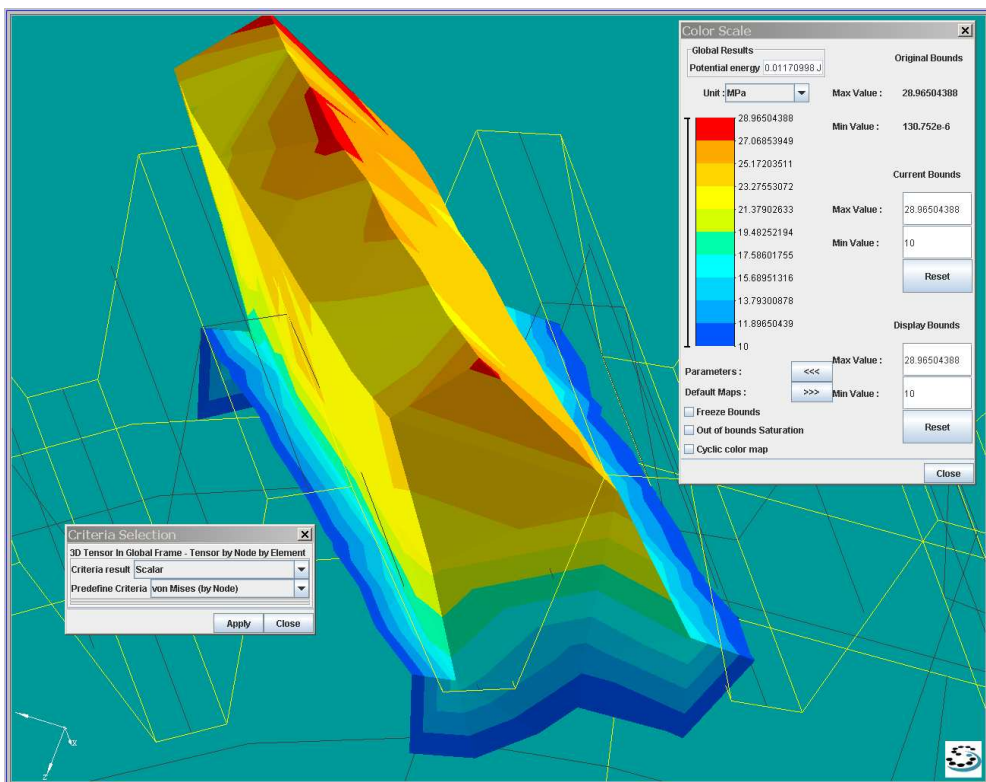
Obr. 36 Celková deformace – LC3



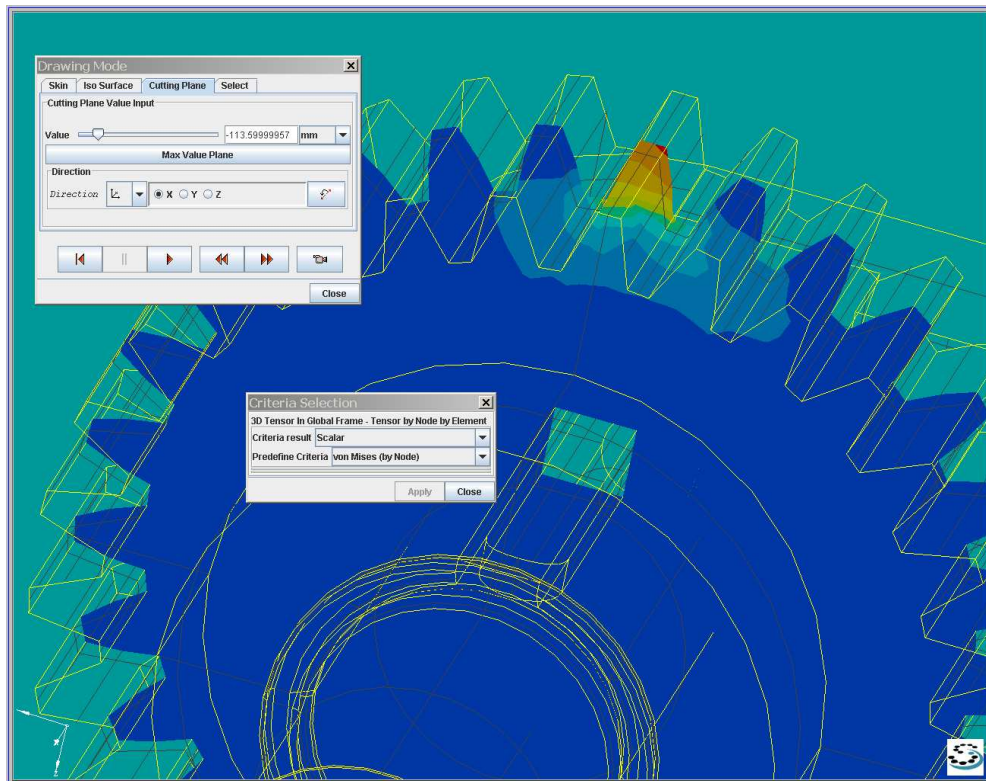
Obr. 37 HMH napětí –LC3



Obr. 38 HMH napětí na zubu –LC3



Obr. 39 Špičky HMH napětí na zubu –LC3



Obr. 40 HMH napětí v rovině řezu ozubeným kolem – LC3

8 TECHNOLOGICKÁ ČÁST

8.1 Montáž zařízení

Zařízení uchycovacího mechanismu je nutné zkompletovat předem a na místě se provede pouze jeho ustavení a kontrola funkčnosti.

8.2 Mazání

Budou použita valivá ložiska INA PCJT30-N plněna mazacím tukem.

Mazací tuk doplnit 1 x ročně.

8.3 Údržba zařízení

1 x týdně bude provedena vizuální kontrola všech šroubových spojů.

1 x měsíčně bude provedena celková vizuální kontrola zařízení.

1 x ročně bude provedena celková kontrola funkčnosti zařízení.

8.4 Bezpečnost

Cyklus zařízení bude zcela automatický, takže k přímému kontaktu mezi obsluhou a zařízením nedojde.

Impuls ke startu pracovního cyklu bude od centrální řídicí jednotky linky. Polohu ramen uchycovacího mechanismu hlídají indukční snímače. V případě poruchy uchycovacího mechanismu nedojde k předání informace o změně polohy ramen od indukčních snímačů do centrální řídicí jednotky a linka se zastaví.

8.5 Hygiena práce

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

9 TECHNICKO-EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ

9.1 Konstrukční zpracování

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

9.2 Výpočtová dokumentace

U uchycovacího mechanismu byla provedena pevnostní statická analýza. Výpočet tenzoru deformace a napětí byl provedený pro levou a pravou páku. Výpočet byl provedený pro počet cyklů za dobu životnosti $N_{\max} \geq 2 \times 10^7$.

9.3 Ekonomické vyhodnocení

Hlavní ekonomická hlediska, které vedly k řešení uchycovacího mechanismu navrženým způsobem jsou uvedeny v základních informacích pro řešení bod 1.3. Uchycovací mechanismus je v lince zabezpečený z hlediska bezpečnosti tak, že nemůže dojít k chybnému převěšení karoserie z pojezdového vozíku na manipulační zvedací zařízení. V důsledku toho je zamezeno poškození karoserie nebo některých částí linky a vzniku značných ekonomických ztrát při odstavení linky z provozu.

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. Z celé řady mechanizačních a manipulačních zařízení v lince byla v práci koncepčně a konstrukčně zpracována problematika uchycení manipulačního vozíku v poloze překládání na zdvihací manipulátor. Pro návrh mechanismu byly specifikovány všechny potřebné informace pro řešení tak, aby bylo splněno bezpečné a přesné ustavení a zajištění polohy přepravního vozíku při překládání karoserie z linky A5 na novou spojovací linku. Pohybové funkce mechanismu byly definovány návrhem kinematiky a geometrie mechanismu pro zajištěnou polohu vozíku. Na základě toho byly navrženy jednotlivé části upínacího mechanismu přepravního vozíku.

V druhé praktické části byl na základě návrhu kinematických dvojic mechanismu z první části proveden a konstrukčně zpracovaný návrh celkové sestavy mechanismu zámku vozíku. Sestava mechanismu byla rozpracována do výrobních výkresů pro zákazníka. Z pevnostních analýz byl provedený statický výpočet svařence levé a pravé páky ve třech zátěžných stavech, které se u mechanismu mohou při exploataci vyskytnout. Pevnostní výpočet rozložení tenzoru deformace a napětí byl provedený pomocí MKP v software SamcefField. V technologické části v závěru práce jsou uvedeny podmínky pro montáž, mazání a údržbu zařízení včetně bezpečnostních a hygienických rizik. V konečné fázi je uvedeno technicko-ekonomické vyhodnocení .

Navržené zařízení bylo vyrobeno a nainstalováno v lince A5. Z provozu zařízení se ukazuje, že dostatečně splňuje požadavky spolehlivosti a bezporuchovosti při přebírání a dopravě karoserií v lince A5 výrobního závodu ŠKODA AUTO.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Bathe, K., J.: Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey 1982, 2000.
- [2] Bittnar, Z., Šejnoha, J.: Numerické metody mechaniky 1, ČVUT Praha, 1992.
- [3] Bittnar, Z., Šejnoha, J.: Numerické metody mechaniky, ČVUT Praha, 1992.
- [4] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů III Převody. VUT Brno 1982.
- [5] Brát, V.: Příručka kinematiky s příklady, SNTL-ALFA Praha, 1976.
- [6] Cook, R. D.: Concepts and Application of Finite Element Analysis. John Wiley&Sons, 1981, 2001.
- [7] Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem, SNTL Praha, 1979.
- [8] Fürbacher, I., Macek, K., Steidl, J.: Lexikon technických materiálů. Verlag Dashöfer, nakladatelství, spol. s r.o., 2006.
- [9] Hájek, E., Reif, P., Valenta, F.: Pružnost a pevnost I, SNTL/ALFA, Praha 1988.
- [10] Hosnedl, S., Krátký, J.: Příručka strojního inženýra 1. Computer Press Brno, 1999.
- [11] Hosnedl, S., Krátký, J.: Příručka strojního inženýra 2. Computer Press Brno, 2000.
- [12] Hořejší, J., Šafka, J.: Statické tabulky. Technický průvodce 51. SNTL - ALFA, Praha 1987.
- [13] Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví, SNTL Praha, 1971.
- [14] Huebner, K.H., Thornton, E.A.: The Finite Element Method for Engineers. John Willey&Sons. 1982, 2001.
- [15] Chvála, B., Votava, J.: Přípravky. SNTL/ALFA, Praha 1988.
- [16] JANÍČEK, P.: Pružnost a pevnost I, Vysoká škola zemědělská v Brně, 1976.
- [17] Janovský, L., Podivínský, V.: Transportní zařízení, ČVUT Praha, 1976.
- [18] Jančina, J., Pekárek, F.: Mechanika II – Kinematika ALFA Bratislava –SNTL Praha 1987.
- [19] Kardestuncer, H., Norrie, D.H.: Finite Element Handbook. McGraw-Hill, Inc., 1987.
- [20] Klepš, Z., Nožička, J.: Technické tabulky. SNTL/ALFA, Praha 1986.

- [21] Kolář, D. a kol., : Části a mechanismy strojů. VUT Brno 1991.
- [22] Kováč, J. : Mechanizácia ložných dopravno-manipulačných a skladovacích operácií I, ALFA Bratislava, 1989.
- [23] Kristián, P., Sýkora, K. : Kovové konstrukce. Pomůcka pro cvičení. VUT Brno 1982.
- [24] Melcher, J., Straka, B.: Kovové konstrukce, VUT Brno, 1982.
- [25] Samtech S.A. : User Manuals, Release 12.1, 4000 Liege-Belgium, 2008.
- [26] Segerlind, J., L.: Applied Finite Analysis. John Wiley, New York, 1984.
- [27] Studnička, J. : Pomůcka pro navrhování ocelových konstrukcí, ČVUT Praha 1983.
- [28] Reddy, J., N.: An Introduction to the Finite Element Method, John Willey, New York 1984.
- [29] ČSN P ENV 1993-1 - Navrhování ocelových konstrukcí, ÚNM Praha, 1994.
- [30] K.P.R. ENGINEERING, s.r.o. – Archiv technické dokumentace a statických výpočtů.
- [31] <<http://www.designtech.cz/c/plm/jak-se-rodí-automobil.htm>>
- [32] <[http://www.mmspektrum.com/clanek/automatizace -a- pohony -v- automobilovem-prumyslu](http://www.mmspektrum.com/clanek/automatizace-a-pohony-v-automobilovem-prumyslu)>
- [33] <<http://www.czechdesign.cz/index.php?lang=1&status=c&clanek=484>>
- [34] <<http://automix.centrum.cz/clanek.phtml?id=8900>>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Π^e	[J]	energetický funkcionál pro element
$\{d\}^V$	[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 roloženým plošným zatížením
$[B]$		matice diferenciálních operátorů
$[D]$		matice tuhostních součinitelů
$\{\varepsilon_T\}$		vektor přetvoření od teploty
Π	[J]	celková potenciální energie
$[K]$		matice tuhosti
$[f]$	[N]	vektor výsledných vnějších sil v uzlech
F	[N]	zatěžující síla
p	[Pa]	tlak
$[N]$		počet cyklů

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Místo na dopravní trase pro umístění zvedacího manipulátoru.....	11
Obr. 2	Výkres nových dopravních tras.....	12
Obr. 3	Nová propojovací linka v přízemí haly.....	14
Obr. 4	Zvedák typ ZZ039	15
Obr. 5	Pohled na převěšování karoserií	16
Obr. 6	Válečkový dopravník.....	17
Obr. 7	Skid.....	18
Obr. 8	Otočný stůl.....	19
Obr. 9	Pohled na čep pojezdového vozíku čelní.....	20
Obr. 10	Pohled na čep pojezdového vozíku boční.....	20
Obr. 11	Návrh kinematiky mechanismu.....	21
Obr. 12	Pneumatický válec	22
Obr. 13	Výkres pravé páky	23
Obr. 14	3D model pravé páky.....	23
Obr. 15	Výkres levé páky	24
Obr. 16	3D model levé páky	24
Obr. 17	Výkres ozubeného kola.....	25
Obr. 18	3D model ozubeného kola	25
Obr. 19	Výkres nosného rámu	26
Obr. 20	3D model nosného rámu	27
Obr. 21	Výkres zámku vozíku (list 1).....	29
Obr. 22	Výkres zámku vozíku (list 2).....	30
Obr. 23	Výkres zámku vozíku (list 3).....	30
Obr. 24	3D model zámku vozíku v zavřeném poloze	31
Obr. 25	3D model zámku vozíku v otevřené poloze.....	31
Obr. 26	Zatížení a okrajové podmínky - LC1	36
Obr. 27	Celková deformace – LC1	36
Obr. 28	HMH napětí – LC1	37
Obr. 29	Rozložení špiček HMH napětí – LC1	37
Obr. 30	Rozložení vektoru reakcí – LC1	38
Obr. 31	Zatížení a okrajové podmínky, velikost deformace – LC2	38
Obr. 32	HMH napětí – LC2	39
Obr. 33	Rozložení špiček HMH napětí – LC2.....	39
Obr. 34	Rozložení vektoru reakcí – LC2	40
Obr. 35	Zatížení a okrajové podmínky – LC3	40
Obr. 36	Celková deformace – LC3	41
Obr. 37	HMH napětí –LC3	41

Obr. 38	HMH napětí na zubu –LC3.....	42
Obr. 39	Špičky HMH napětí na zubu –LC3.....	42
Obr. 40	HMH napětí v rovině řezu ozubeným kolem – LC3	43