



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH SYSTÉMU POHONU ELEVÁTORU SKLADOVACÍHO SYSTÉMU LOGIMAT

DESIGN OF THE ELEVATOR DRIVE FOR STORAGE SYSTEM LOGIMAT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MILAN DOSEDLA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Milan Dosedla

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh systému pohonu elevátoru skladovacího systému LogiMat

v anglickém jazyce:

Design of the elevator drive for storage system LogiMat

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte rešerši a srovnání technických řešení pohonu elevátoru skladovacího systému s ohledem na rychlostí a zrychlení, hlučnost, bezpečnost, montáž, údržba, životnost. Dále proveďte výběr a konstrukční návrh konkrétního způsobu pohonu. Základní technické parametry:

Technické parametry

Maximální rozměr pole	4000x820 mm
Maximální zatížení pole	1200kg (2x600kg)
Maximální výška zdvihu	30m
Rychlost: prázdný	2,3 m/s
maximálně zatížený	1,0 m/s

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši
- návrh koncepce řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 21.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem nového pohonu skladovacího systému Logimat. Zaměřena je na návrh nového pohonu pro zatížení až 1200 kg a rychlost a přizpůsobení rámu elevátoru novému pohonu.

V první části je provedena rešerše vhodných typů pohonů. Dále následuje konstrukční řešení a pevnostní analýza. V druhé polovině je řešen výpočet řetězů a potřebný výkon motorů.

Klíčová slova

Elevátor, rám, pole, válečkový řetěz, ozubený řemen, ozubená tyč, elektromotor, převodovka

Abstract

This diploma thesis deals with the design of the new elevator drive for storage system Logimat. Diploma is focused to design a new drive for a load up to 1200 kg and to adapt the elevator frame to the new drive design.

In the first part is done research for suitable drive systems. There are followed by design and stress analysis. The second part deals with appropriate roller chain parameters calculation and the power output of electric motors.

Key words

Elevator, frame , tray, roller chain, timing belt, rack, electric motor, gearbox

DOSEDLA, M. *Návrh systému pohonu elevátoru skladovacího systému LogiMat.*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. XY s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením svého vedoucího diplomové práce pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a konzultanta za firmu SSI Schäfer pana Michala Borka a použil jsem k jejímu zpracování podklady přiložené v seznamu na konci této práce.

Bc. Milan Dosedla

podpis

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu práce panu doc. Miroslavu Škopánovi, CSc. a mému konzultantu za firmu SSI Schäfer panu Michalu Borkovi za cenné rady, informace, nápady při vypracování diplomové práce. Dále bych také rád poděkoval panu Ing. Antonínu Šťastnému za cenné praktické rady a za pomoc s problematikou pevnostní analýzy. Velké poděkování patří mým rodičům za umožnění studia na vysoké škole a za jejich podporu a trpělivost v průběhu studia.

Obsah

1. Úvod.....	10
1.1. Skladovací systém Logimat.....	10
2. Pohony.....	11
2.1 Vertikální pohon elevátoru.....	11
2.1.1 Válečkový řetěz.....	11
2.1.2 Ozubený řemen.....	13
2.1.3 Ozubená tyč.....	14
2.2 Motor s převodovkou.....	14
2.2.1 Asynchronní motor	15
2.2.2 Kuželová převodovka.....	15
2.3 Vodicí prvky.....	15
2.3.1 Kombinované vodicí kladky.....	15
2.3.2 Vodicí a opěrné kladky.....	16
2.4. Napínáky válečkových řetězů a ozubených řemenů.....	17
3. Návrh koncepčního řešení.....	18
4. Rám elevátoru.....	19
4.1. Návrh rámu elevátoru.....	19
4.1.1 Návrh rámu elevátoru pro zatížení 600 kg a 900 kg.....	19
4.1.2 Návrh rámu elevátoru pro zatížení 1200 kg.....	25
4.2. Pevnostní analýza rámu elevátoru.....	26
4.2.1. Zatěžovací stav 900 kg.....	28
4.2.2. Zatěžovací stav 1200 kg.....	28
5. Řetězový převod.....	40
5.1. Volba řetězu pro zatížení 600 kg.....	40
5.2. Volba řetězu pro zatížení 900 kg.....	42
5.3. Volba řetězu pro zatížení 1200 kg.....	43
6. Pohon.....	45
6.1 Převodovka.....	45
6.2. Motory.....	46

6.2.1. Návrh motoru pro zatížení 1200kg.....	46
6.2.2. Návrh motoru pro zatížení 900kg.....	47
6.2.3. Návrh motoru pro zatížení 600kg.....	47
6.2.4. Volba motorů na základě výpočtů.....	48
6.3. Prvky vertikálního pohonu.....	48
6.4. Vedení elevátoru v rámu.....	49
7. Závěr.....	50
Seznam použitých zdrojů.....	51
Seznam výkresové dokumentace.....	52
Seznam použitých symbolů.....	53
CD.....	54

1. Úvod

Cílem diplomové práce je výběr a následné řešení konkrétního způsobu pohonu elevátoru skladovacího systému Logimat. V první části je provedena rešerše řešení pohonů a jejich porovnání s ohledem na rychlost a zrychlení, hlučnost, bezpečnost, údržbu a životnost. V druhé části je proveden návrh koncepce řešení - jaké zvolit uspořádání motoru s převodovkou, kde je umístit v rámu systému a také uspořádání vertikálního pohonu. Ve třetí a čtvrté části je navržena úprava rámu elevátoru s ohledem na potřebné změny plynoucí z nového řešení pohonu a k tomu i odpovídající pevnostní výpočet. V předposlední části je proveden funkční výpočet jak nového pohonu (motory a převodovky), tak i vertikálního pohonu.

Šířka pole začíná na 1650 mm a končí na maximálním rozměru 4000 mm. Hloubky pole jsou dvě a to 650 mm a 820 mm. Tedy rozměr pole 4000x820 mm je největší jaký systém Logimat používá. Maximální zatížení pole je 1200 kg (2x600 kg). V tomto případě se jedná o řešení, kdy je elevátor dvoupatrový. Toto řešení urychluje pohyb polí mezi regály a obsluhou. Další zatížení, kterými se budu zabývat, jsou 900 kg a 600 kg. Výška celého systému je velmi variabilní a přizpůsobuje se požadavkům zákazníka a místu, kde bude systém Logimat umístěn, a proto by měl být zvolen takový pohon, který se dá snadno přizpůsobit požadovaným výškám. Rychlost elevátoru bez pole bude $2,3 \text{ ms}^{-1}$ a zatíženého 1 ms^{-1} . Maximální zrychlení naloženého elevátoru bude 1 ms^{-2} .

1.1. Skladovací systém Logimat

Logimat je automatický vertikální sklad, kde obsluha je stále v úrovni podlahy a pomocí ovládací konzole vybere požadovanou součástku. Součástkou jsou myšleny šroubky, maticky a v podstatě všechny malé komponenty a produkty, které se vyskytují ve velkém množství a různých variacích.

Systém se skládá ze tří základních částí: dvou regálů s poli, ve kterých jsou uloženy skladované součástky a mezi nimi se vertikálně pohybuje elevátor. V předním regálu je výdejní okno na police se skladovanými součástkami. Toto okno je v takové výšce, aby práce obsluhy byla pohodlná. Úkolem elevátoru, který se pohybuje ve střední části systému, je přesun polí z regálu k obsluze a od obsluhy zpět na určené místo v regálu.

Výhodou systému Logimat proti obyčejným regálům, kde pracovník hledá mezi jednotlivými patry, je vyšší využití výšky stropu v dané budově, rychlejší a pro obsluhu jednodušší hledání potřebných součástek a také i bezpečnost obsluhy, všechny úkony provádí v úrovni podlahy.

2. Pohony

Pohon je důležitou částí stroje, přenáší kinematické a silové účinky od hnacího ústrojí na ústrojí hnané. V této práci se jedná u hnacího ústrojí o elektromotor s převodovkou a hnané ústrojí je elevátor. [1]

2.1 Vertikální pohon elevátoru

Válečkový řetěz, ozubený řemen a ozubená tyč slouží k zajištění vertikálního pohonu elevátoru a jsou poháněny elektromotorem s převodovkou. Vedení elevátoru v rámu stroje zajišťují kladky jednoduché nebo kombinované. Důležité příslušenství pro válečkové řetězy a ozubené řemeny je zařízení určené k napínání volné větve.

Požadovanou rychlost a zrychlení zvládnou splnit všechny výše zmíněné vertikální pohony. Jejich rozměry jako šířka ozubeného řemenu, rozteč válečkového řetězu a modul zubu u ozubené tyče bude odpovídat výslednému zatížení od sil vznikajících působením gravitace a zrychlení. Válečkový řetěz, ozubený řemen a ozubená tyč budou použity v páru. Elevátor má dvě bočnice a ke každé bude připojena jedna větev válečkového řetězu, ozubeného řemenu nebo jedna ozubená tyč s příslušným mechanismem. Ve střední části, kde se pohybuje elevátor při běžném provozu, nemá obsluha co dělat a bezpečnost je hlídána kombinací zábran a optických závor. Při údržbě, když údržbář vstupuje do střední části, je elevátor mechanicky zajištěn proti pohybu.

2.1.1 Válečkový řetěz

Válečkový řetěz patří do kategorie kloubových řetězů. Vnitřní článek řetězu tvoří dvě destičky a dvě dutá pouzdra. Pouzdra jsou zalisovaná do vnitřních destiček a na pouzdrech jsou navlečeny válečky. Vnější článek řetězu tvoří dvě destičky a dva čepy. Čepy jsou zalisovány do vnějších destiček. Mezi pouzdry a čepy je vůle. Také mezi vnitřními a vnějšími destičkami je vůle. Díky těmto vůlím je řetěz ohebný. [11]

Výhodou je, že u válečkového řetězu díky jeho konstrukci nedochází k prokluzu. Narozdíl od ozubené tyče je motor umístěn mimo elevátor, a díky tomu je elevátor lehčí. Další výhodou proti ozubenému řetězu je menší šířka řetězu proti řemenu při daném zatížení. [1] Nevýhodou je, že u válečkového řetězu dochází k protažení. Válečkový řetěz potřebuje k dosažení vysoké životnosti mazání. Při správném mazání je účinnost až 98%. Řetěz je také hlučný při vysokých rychlostech. Válečkový řetěz, stejně jako ozubený řemen, má omezenou životnost.

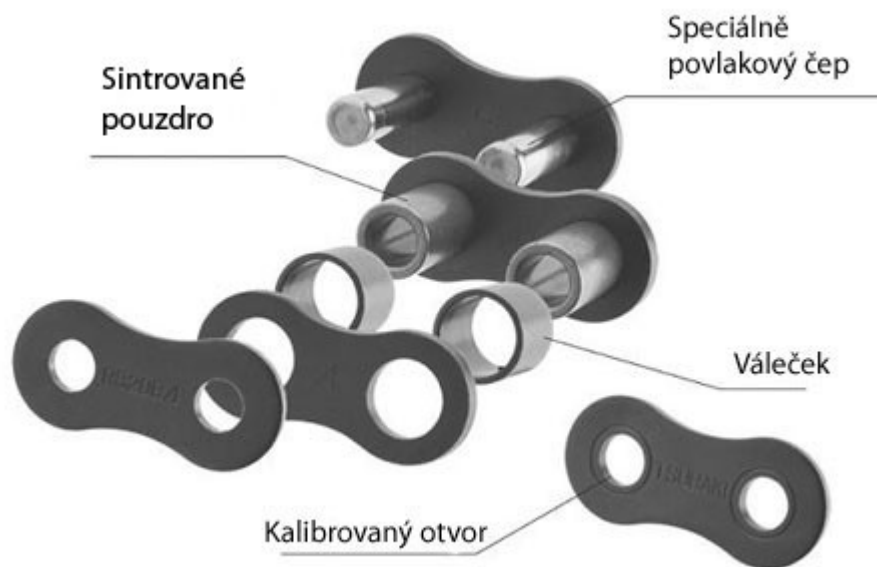
Potřebu výměny určuje maximální protažení, které je dáno jako rozdíl mezi délkou při montáži a nově změřenou délkou po dané době provozu zařízení. U

pomaluběžných řetězů se uvádí maximální protažení do 2%. Otázkou je, jestli při použití jako vertikálního pohonu pro výšku 30 m bude možné realizovat až tak velké prodloužení řetězu. Alternativou je odebrání článku nebo několika článků válečkového řetězu. [1]



Obr. 1 válečkový řetěz [22]

Potřeba mazání řetězu vedla k vývoji bezúdržbových řetězů. Jako příklad uvádím řetězy Wippermann Marathon a TSUBAKI Lambda. Základem je sintrované pouzdro napuštěné mazivem a čep odolný proti opotřebení. Ostatní části mají povrchovou úpravu z důvodu zvýšení odolnosti proti korozi. Vzhledem k vyšší životnosti těchto řetězů je doporučeno použít řetězová kola s kalenými zuby. Provoz těchto řetězů je čistý a díky tomu nehrozí znečištění přepravovaného a skladovaného zboží. [12], [13]



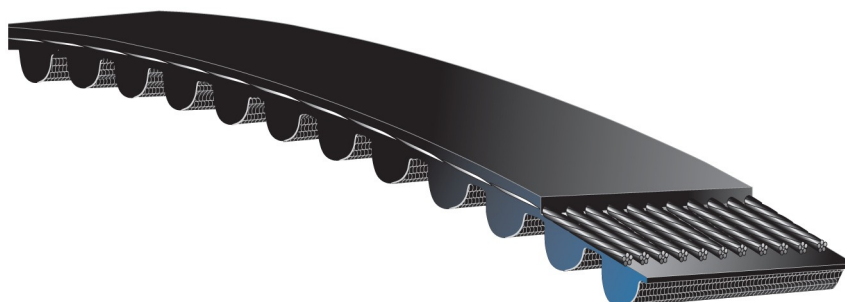
Obr. 2 Bezúdržbový řetěz BS Lambda Tsubaki [23]

2.1.2 Ozubený řemen

Ozubený řemen je vyroben z polyuretanu nebo neoprénu. Nosnou část tvoří lanka ocelová, skelná nebo aramidová vlákna. Vyrábí se jako metráž. Využívá se u vertikální dopravy např. výtahy, elevátory a zdvihadla, u horizontální dopravy nebo u pozicování. Volné konce řemenu jsou pomocí desek, na kterých je vytvořen negativ profilu řemenu, připojeny k rámu elevátoru, se kterým hýbou. [1]

Výhodou je, že u ozubeného řemenu díky zubům nedochází k prokluzu. Narozdíl od obyčejného válečkového řetězu nebo ozubené tyče není potřeba mazání, přesto je dosaženo účinnosti až 99% a malého opotřebení. Narozdíl od ozubené tyče je motor umístěn mimo elevátor a o to je elevátor lehčí. Neposlední výhodou je tišší chod protože nedochází ke styku oceli s ocelí a polyuretan a neopren tlumí hluk. [1]

Nevýhodou je, že u ozubeného řemenu dochází k jeho protažení. Další nevýhodou proti válečkovému řetězu je větší šířka řemenu ve srovnání s řetězem při daném zatížení a potřeba jeho zajištění proti axiálnímu posuvu řemenu. Životnost řemenu je omezena maximálním prodloužením, stejně jako u válečkového řetězu [1]

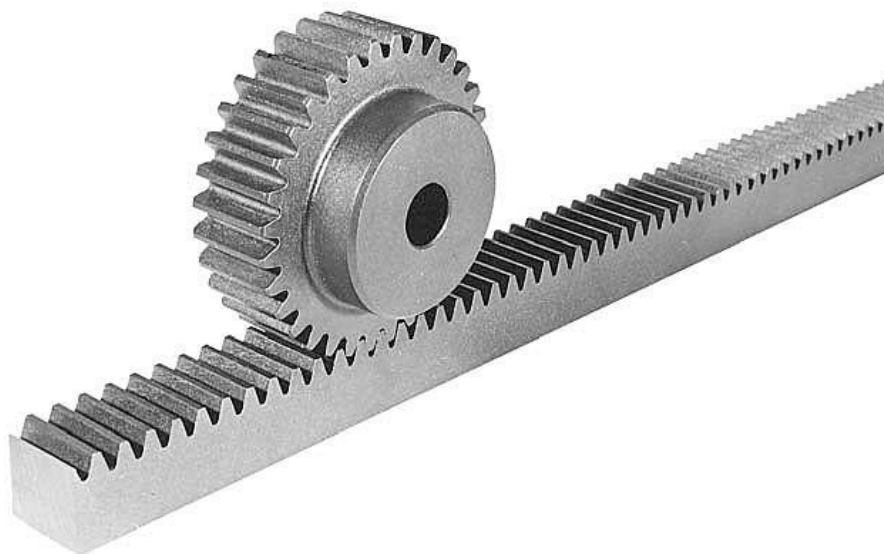


Obr. 3 Ozubený řemen PowerGrip HTD [21]

2.1.3 Ozubená tyč

Ozubená tyč je vlastně ocelová tyč, na které je vyrobeno ozubení. Je buď přímé nebo šikmé. Rozměry zubu se jako u ozubených kol řídí modulem a profil zubu je tvořen přímkou. Využívá se u vertikální dopravy např. výtahy, elevátory a zdvihadla, u horizontální dopravy nebo u pozicování.

Výhodou je, že díky konstrukci nedochází k prokluzu. U ozubené tyče nedochází k protažení jako u válečkového řetězu nebo ozubeného řemenu, a tedy není potřeba řešit napínání a výměny. Nevýhody ozubené tyče jsou: potřeba zajistit pravidelné mazání, motor zdvihu je součástí elevátoru tedy hmotnost navíc, která u ozubeného řemenu a válečkového řetězu není.



Obr. 4 Ozubená tyč s pastorkem [20]

2.2 Motor s převodovkou

Motor s převodovkou tvoří hnací ústrojí elevátoru. Výhody elektrického pohonu jsou: nízké náklady na provoz a údržbu, jednoduché spojení s řídicími prvky, nenáročná údržba a čistý provoz. [3]



Obr. 5 Motor s kuželovou převodovkou [26]

2.2.1 Asynchronní motor

Třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko je hodně používaný pro svou jednoduchost a nízkou cenu. Otáčky lze regulovat pomocí přepínání pólů, ale tímto způsobem docílíme jen skokových změn. Lepší je regulace otáček pomocí frekvenčního měniče. Frekvenční měnič mění frekvenci střídavého proudu, a tím i otáčky motoru. Změna je narozdíl od přepínání pólů plynulejší. Proto je pro pohon elevátoru vhodnější frekvenční měnič z důvodu plynulejšího rozjezdu a dojezdu do poloh k jednotlivým policím. [2]

2.2.2 Kuželová převodovka

Výstupní otáčky motoru jsou příliš vysoké, nemůže být přímo spojen s elevátorem, a proto je nutná převodovka. Převodovka má být jednoduchá a účinná. To splňuje dvoustupňová kuželová převodovka se šikmými zuby. Má velkou variabilitu pracovních poloh, malé rozměry a pro použití u pohonu elevátoru má vhodné konstrukční uspořádání. [3]

2.3 Vodicí prvky

Vodicí prvky zajišťující vedení elevátoru v rámu stroje. Zajišťují přesnou polohu při vytahování a zasouvání polic z rámu a také zabraňují pohybu elevátoru směrem k policím během přesouvání.

2.3.1 Kombinované vodicí kladky

Systémy kombinovaných vodicích kladek řeší vertikální a horizontální pohyby strojů a zvedacích zařízení. Systém kombinovaných kladek dokáže zpracovat radiální a axiální zatížení vznikající od vertikálního pohybu elevátoru a zatížení od horizontálního pohybu polic. Výhody systému Vulkolan jsou: nehlučný chod, nízký valivý odpor díky přesným kuličkovým ložiskům s utěsněním 2RS, vynikající odolnost proti odrolu a opotřebení. V případě velkých radiálních a axiálních zatížení od elevátoru jsou místo kombinované vodicí kladky Vulkolan použity kladky ocelové. Výhodou je jejich rozměrová zaměnitelnost např.: Heavy Duty kombinovaná kladka typ 3.054 místo Vulkolan V6250AP, kdy hlavní rozměry jako průměr kladek a umístění šroubu pro uchycení k rámu, zůstávají stejné. Nevýhodou při použití ocelových kladek je jejich vyšší hlučnost. [14]



Obr.6 Kombinovaná kladka Vulkolan V6250AP [25]

2.3.2 Vodicí a opěrné kladky

Základem vodicí a opěrné kladky je ložisko např. jehlové, opěrná kladka se montuje na čep. Vodicí kladka má nejčastěji ložisko se šroubem, pomocí kterého se připevňuje. Kontaktní plochu nejčastěji tvoří vnější kroužek ložiska nebo pokud je kladka vybavena materiály jako pryž, silon a další syntetické látky, tak tato látka tvoří kontaktní plochu, ty pak zvyšují schopnost tlumit vibrace a snižuje se hlučnost. Narozdíl od kombinovaných vodicích kladek je přenášeno jen jedno zatížení, a proto se např. u elevátoru musí použít kombinace vodicích a opěrných kladek. [18] [19]



Obr.7 Vodicí kladka [27]

2.4. Napínáky válečkových řetězů a ozubených řemenů

Tělo napínáku je tvořeno ocelovým pouzdrem, které je připojeno k rámu stroje a kyvného ramena s řetězovým kolem nebo válečkem, které zajišťuje kontakt s napínaným válečkovým řetězem nebo ozubeným řemenem. Mezi nimi je pryž, která zajišťuje moment, kterým napínák tlačí na napínaný válečkový řetěz nebo ozubený řemen. Výhodou napínáku TE od firmy RESATEC AG je velký úhel nastavení, progresivní pružnost, tlumení vibrací a hluku a nízké nároky na údržbu.

V případě použití na napínání volné větve válečkového řetězu nebo ozubeného řemenu pro vertikální pohyb elevátoru, je zvýšen úhel opásání na hnacím kole a brání spadnutí řemenu nebo řetězu.[10]



Obr.8 Napínák dvouřadého válečkového řetězu a ozubeného řemenu [28]

3. Návrh koncepčního řešení

Návrh nového řešení pohonu elevátoru spočívá v použití válečkového řetězu, protože šířka válečkového řetězu je menší než ozubený řemen. Výhodou válečkového řetězu je pohon umístěný v rámu stroje, narozdíl od původního řešení, kde je pohon elevátoru umístěn v rámu elevátoru. Tím je docíleno snížení váhy celého elevátoru a také snížení nároků na celkovou tuhost rámu. Tloušťka bočnice zůstane nezměněna, protože je na nich umístěna jak kladičková trať pro pole, tak řetězový převod pro přesouvání pole z jednotlivých pozic v skladovacím systému na elevátor a naopak.

Jako převodovku navrhuji plochou-čelní převodovku od firmy SEW. Převodovka bude pro všechny nosnosti jednotná z důvodu jednotné montáže převodovky do rámu. Pro jednotlivé nosnosti budou zvoleny jednotlivé asynchronní motory požadovaných výkonů taktéž od firmy SEW. Regulace otáček a rozběh asynchronního motoru je zajištěna pomocí frekvenčního měniče.

Při použití válečkového řetězu se otevírá možnost použití dvoupatrového elevátoru. Toto řešení má zvýšit rychlost práce celého systému Logimat. Dva stejné elevátory budou spojeny přes stávající úchyty. Zrychlení práce spočívá v tom, že jeden jede naložený a druhý prázdný. V okně obsluhy je pole, které je potřeba vrátit do regálu. Prázdný elevátor odebere pole z okna obsluhy a v zápětí naložený elevátor přesune pole ze sebe do okna obsluhy. Tak nemusí obsluha čekat, až elevátor vrátí pole zpět do regálu a nabere nové pole požadované obsluhou.

4. Rám elevátoru

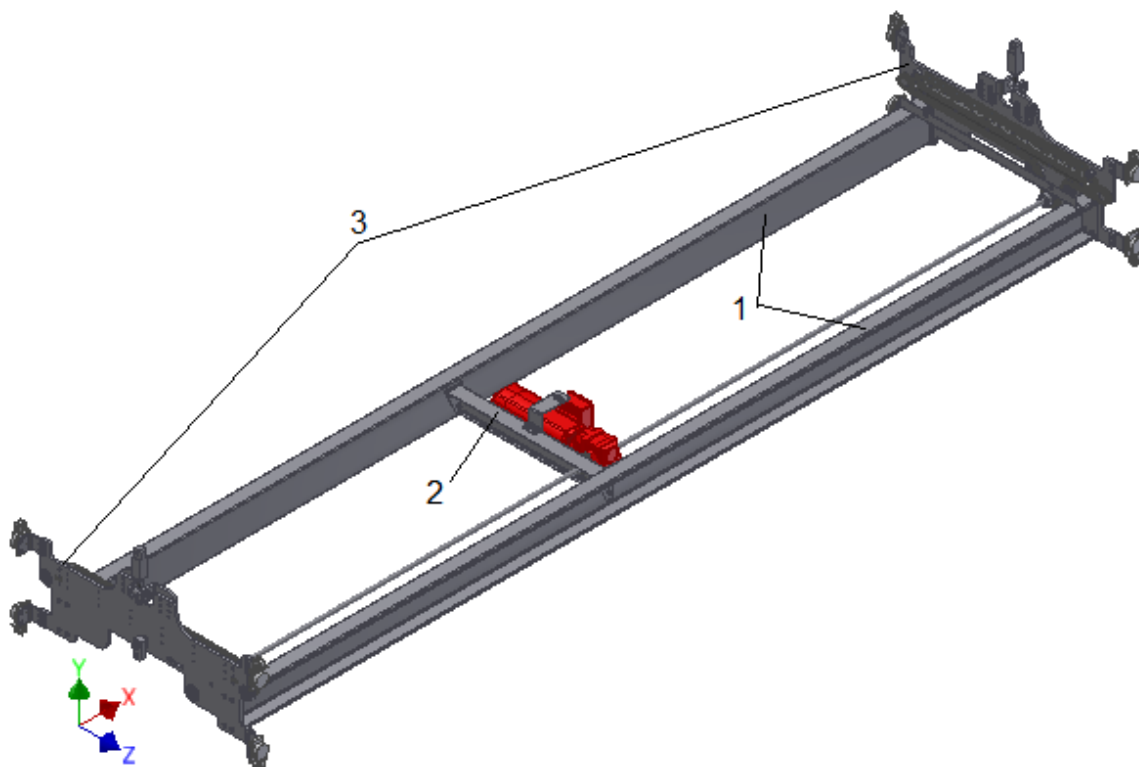
Rám elevátoru musí být dostatečně tuhý, aby po jeho zatížení plně naloženou policí nedošlo k deformacím, které by měly negativní vliv na funkci a životnost stroje, ale také dostatečně lehký, aby potřebný výkon na zdvihání byl co nejmenší.

Nový rám elevátoru bude přepracován z původního rámu s následujícími změnami: odstranění hlavního motoru, výměna ozubené tyče za válečkový řetěz a s tím související upevnění řetězu k bočnicím a změna vodicích prvků elevátoru.

4.1. Návrh rámu elevátoru

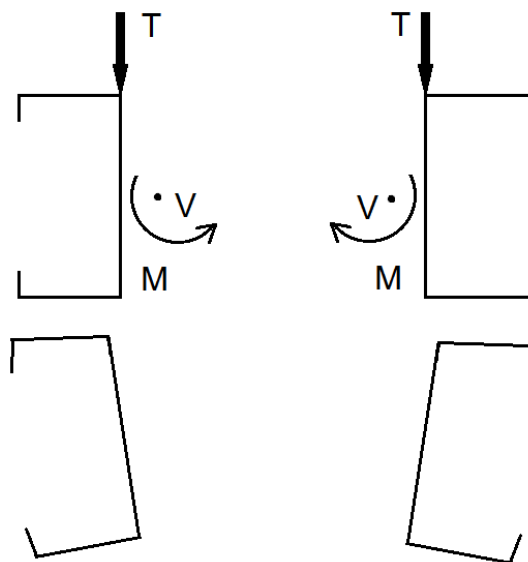
4.1.1 Návrh rámu elevátoru pro zatížení 600 kg a 900 kg

Rám je tvořen dvěma bočnicemi a dvěma podélnými C profily. Podélné C profily (Obr. 9 číslo 1) mají rozměr 157x72x16x3 mm, délka je 4080 mm. Jsou ohnuty z válcovaného plechu (EN 10051), materiál ocel S235JR.



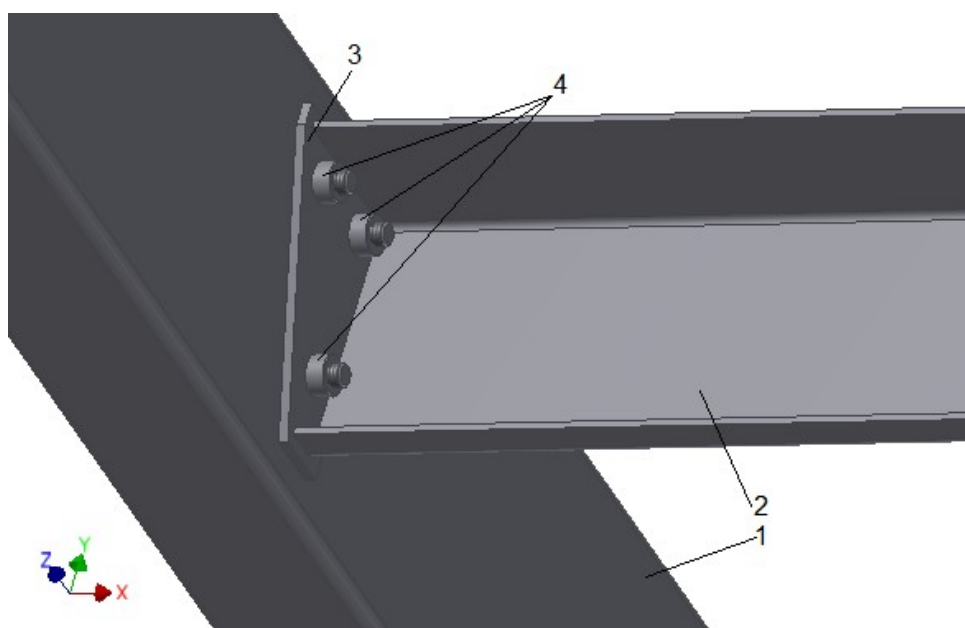
Obr. 9 Celkový pohled na rám elevátoru (1 C podélníky, 2 příčný nosník motoru, 3 bočnice)

Proti původnímu řešení budou otočeny otevřenou stěnou ven. Tím bude docíleno toho, že při zatížení se budou deformovat dovnitř konstrukce, jde tedy o využití vázaného kroucení. Poloha nositelky (obr. 10) výsledné stykové síly T mezi podélným a příčným nosníkem vzhledem k středu smyku V podélného nosníku způsobuje krutovou deformaci (momentem M) C podélníků, a tím přispívá k zvýšení ohybové tuhosti příčného nosníku motoru.



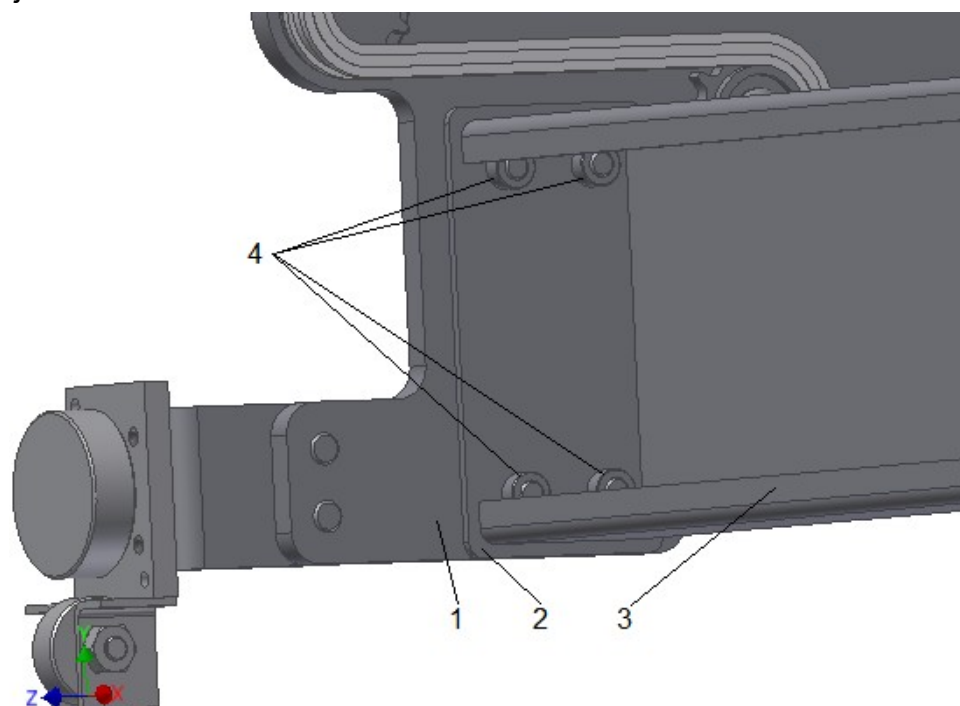
Obr. 10 Vázané kroucení, T je výsledná styková síla od zatížení z příčného nosníku, V je střed smyku, M je moment kterým působí síla T na nosník

Vzájemné spojení příčného nosníku motoru s C podélníky je vidět na obr. 11. Ke každému konci příčného nosníku motoru jsou přivařeny patky, ve kterých jsou zalisovány tři lisovací matice M10, šrouby jsou M10x20 ISO 7380. Patka je vyřezána z plechu tloušťky 4 mm (EN 10051), materiál ocel S235JR.



Obr. 11 Detail přišroubování příčného nosníku motoru (2) k C podélníkům (1) pomocí patky (3) a lisovací matice M10 (4)

Spojení bočnic s C podélníky obr.12 je realizováno úplně stejně jako spojení příčného nosníku motoru s C podélníky. Patka je přivařena k C podélníku. Šrouby jsou M10x25 ISO 7380.

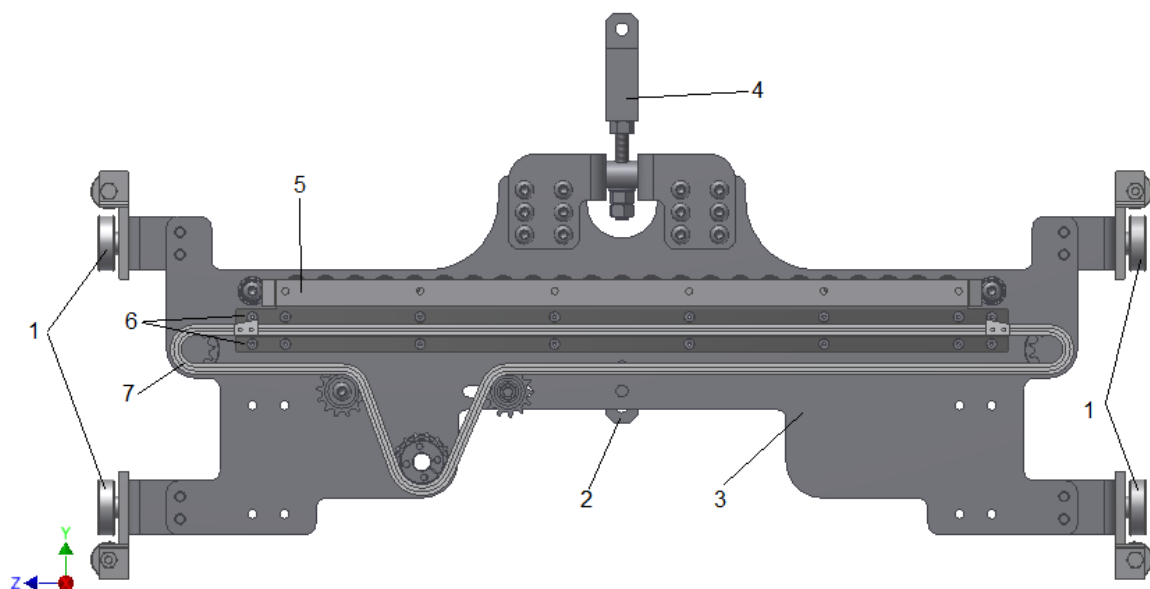


Obr. 12 Detail přišroubování C podélníku (3) k bočnici (1) pomocí patky (3) a 4 lisovacích matic M10 (4)

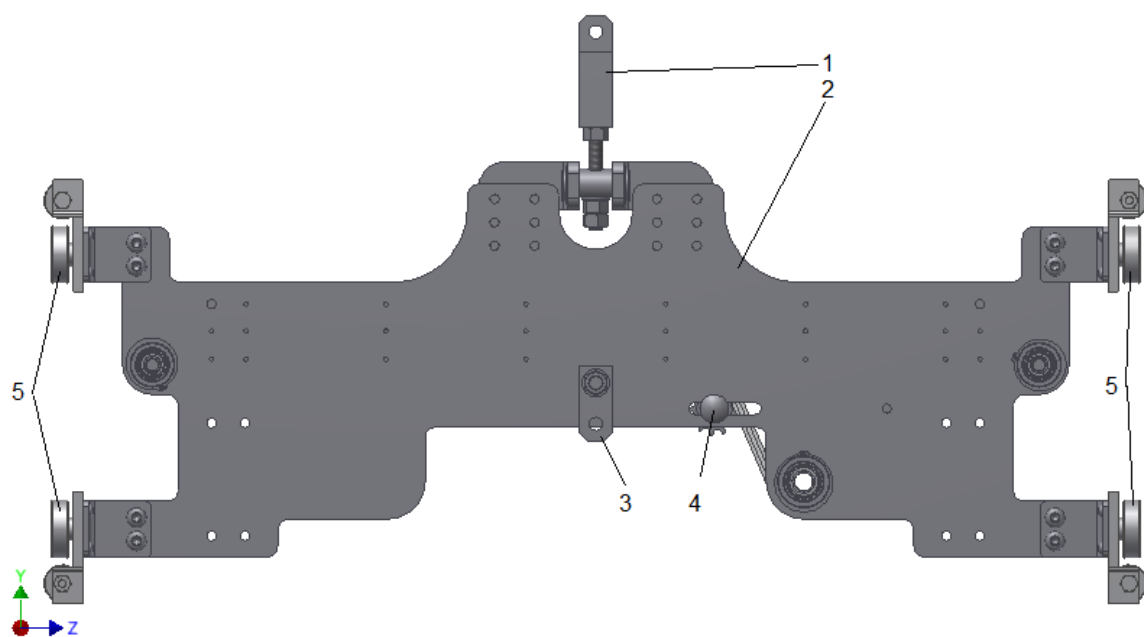
V bočnici jsou přišroubovány 4 kombinované vodící kladky (Obr. 13 pozice. 1 a Obr 14 pozice. 5), které mají za úkol vedení elevátoru ve vnějším rámu (sloupky regálů).

Kladičková trať (Obr. 13 pozice 5) je zachována z původního řešení. Tato použitá kladičková trať je na krajích vybavena ocelovými kladičkami z důvodu vyššího namáhání při přebírání pole z regálu. Ostatní jsou plastové pro zatížení 600 kg. Pro zatížení 900 kg jsou nahrazeny stejnými ocelovými kladičkami jako na okraji, ale v menším počtu.

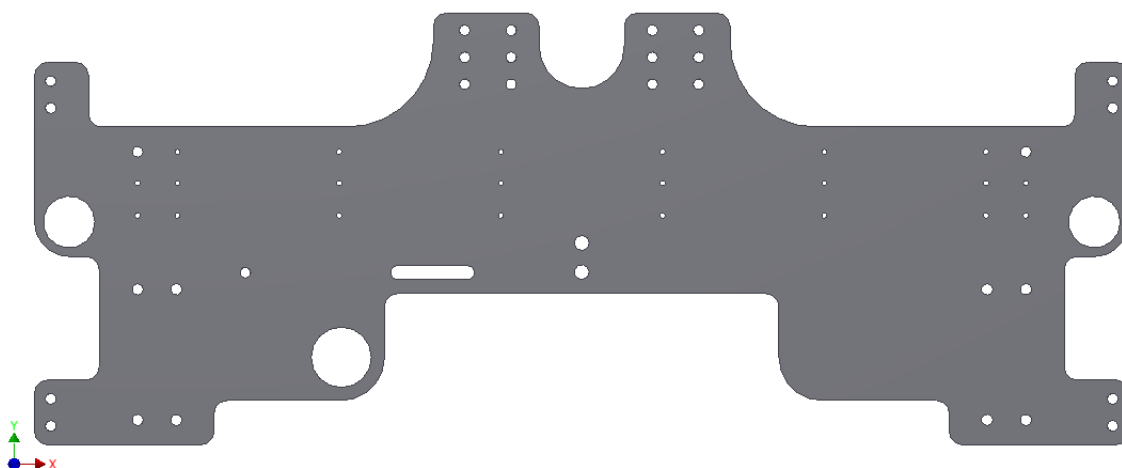
Přesun polí z regálu na elevátor a zpět je realizován pomocí řetězu s dvěma unášeči. Toto řešení bylo necháno beze změny, jen bylo přesunuto napínací řetězové kolo a řetězové kolo naproti. Na každé bočnici je jeden řetěz, který je veden plastovými vodítky z obou stran (Obr. 13 pozice 6). Pohon těchto řetězů je realizován jedním motorem ze středu rámu (Obr. 9). Nejspodnější řetězové kolo je hnací a spojení s hřídelí je realizováno svěrným pouzdem.



Obr. 13 Vnitřní pohled na bočnici, vodící kombinované kladky (1), úchyt řetězu volné větve (2), deska bočnice (3), úchyt řetězu nosné větve (4), řetěz posuvu polí (7)

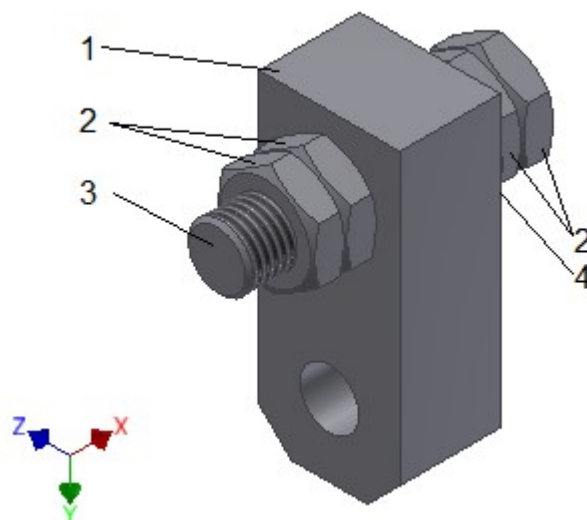


Obr. 14 Vnější pohled na bočnici, úchyt řetězu nosné větve (1), deska bočnice (2), úchyt řetězu volné větve (3), napínání řetězu posuvu pole (4), vodící kombinované kladky (5)



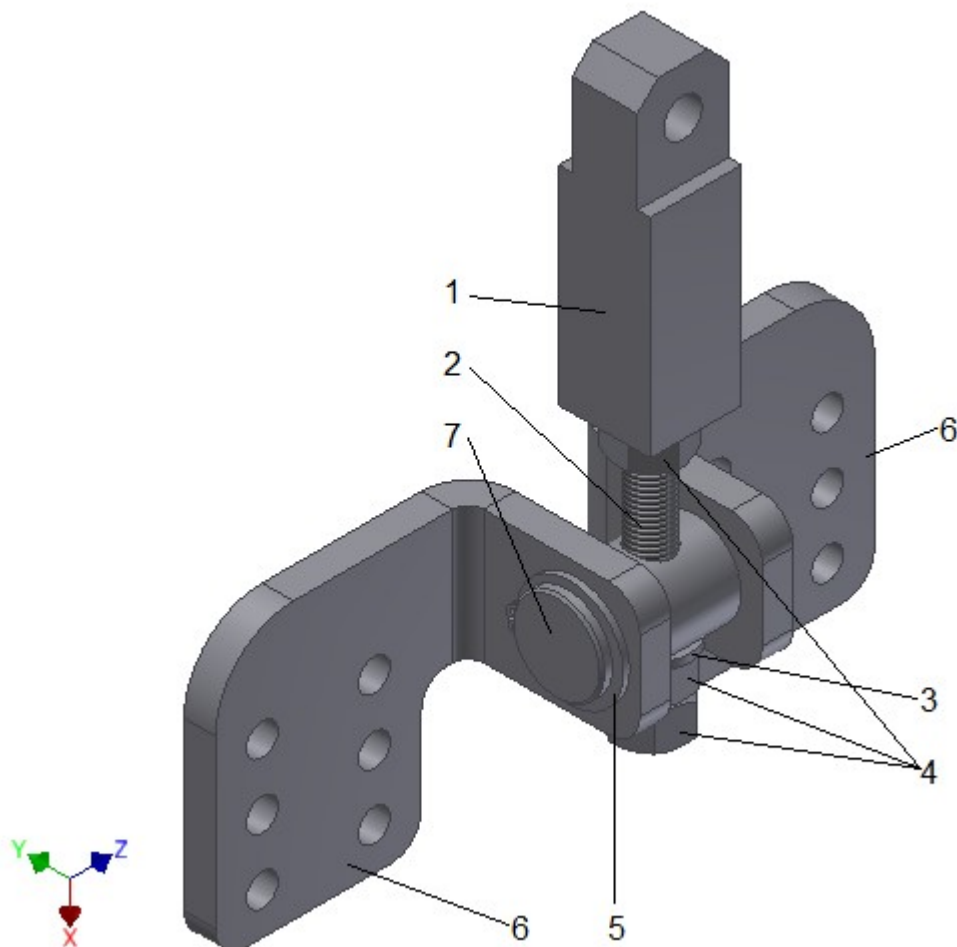
Obr. 15 Deska bočnice

Úchyt řetězu volné větve se skládá ze spojovací kostky, materiál plochá tyč 80x35 mm EN 10058, materiál ocel S355J2 , závitové tyče M16 8.8, maticek M16 a podložky (Obr. 16). Úchyt nese jen hmotnost volné větve řetězu a při utahování matic je potřeba dbát na to, aby byla spojovací kostka pohyblivá. To je potřeba proto, že na volnou větev bude aplikován napínák a sníží se tak namáhání řetězu a úchytu v porovnání s řešením, kdy by vše bylo pevné.



Obr. 16 Detail úchytu řetězu volné větve, spojovací kostka (1), matice ISO 4035 - M16 (2), závitová tyč M16 (3), podložka ISO 7089 - 16 - 140 HV (4)

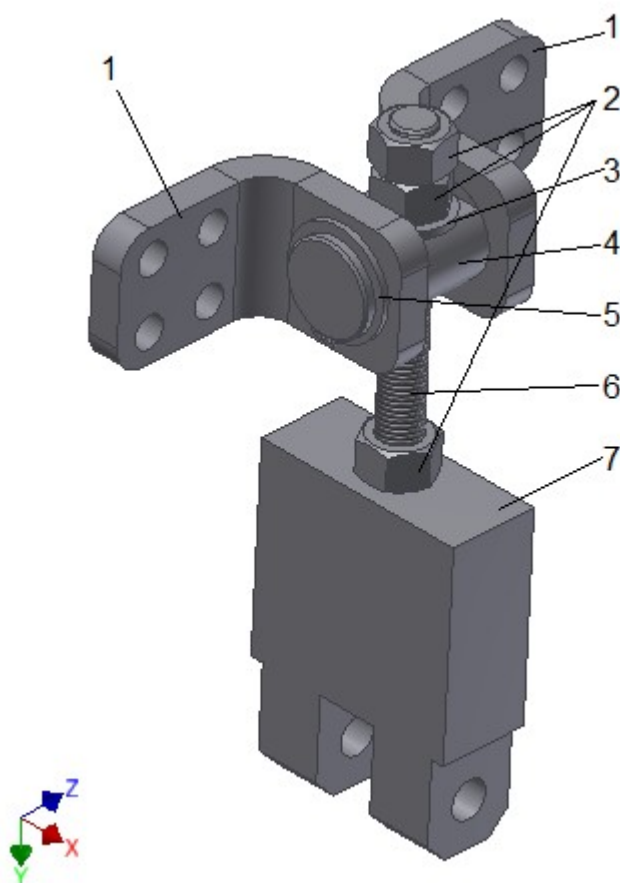
Úchyt řetězu nosné větve (obr. 17) se skládá ze spojovací kostky, která je přes matici s podložkou spojena s nosným čepem. Ten je přes packy uložení přišroubován k bočnici. Spojovací kostka je ze čtvercové tyče rozměr 35 mm EN 10059, materiál ocel S355J2, závitová tyč je M16 8.8. Nosný čep je vyroben z kruhové tyče o průměru 35 mm h9 EN 10278, materiál E335GC+C. Na nosném čepu je vyfrézovaná dosedací plocha pro podložku a dvě drážky pro pojistné kroužky, které zajišťují čep. L packy uložení čepu budou vyrobeny ze stejného materiálu jako bočnice. Díra pro čep je o průměru 35 mm H9, aby bylo dosaženo uložení s vůlí. Otáčení čepu má zajistit, aby válečkový řetěz byl namáhán jen na tah i při deformaci bočnice. Celý úchyt je přišroubován k bočnici pomocí dvanácti šroubů M12x25 ISO 7380.



Obr. 17 Detail úchytu řetězu nosné větve, spojovací kostka (1), závitová tyč M16 (2), podložka ISO 7089 - 16 - 140 HV (3), matice ISO 4032 - M16 (4), pojistný kroužek DIN 471 - 35 x 2,5 (5), L packa uložení čepu (6), nosný čep (7)

4.1.2 Návrh rámu elevátoru pro zatížení 1200 kg

Jediný rozdíl konstrukcí rámu pro 600 kg / 900 kg a 1200 kg je v nahrazení u horního rámu stávajícího úchytu volné větve (obr. 16) za úchyt na obr. 18. Díry se závity M12 nahradí díry se závitem M16. Stávající úchyt nosné větve (obr. 17) je dostatečně dimenzovaný pro toto zatížení. Jen se nahradí spojovací kostka pro jednořadý válečkový řetěz za spojovací kostku pro dvouřadý válečkový řetěz. Spojovací kostka pro dvouřadý válečkový řetěz je vyrobena z plechu o tloušťce 35 mm EN 10029-A-N, materiál S355J2+N. Celý úchyt je přišroubován k bočnici pomocí osmi šroubů M12x25 ISO 7380. Na spodním elevátoru jsou úchyty řešené stejně jako v kapitole 4.1.1. pro zatížení 600 kg / 900 kg.



Obr. 18 Detail úchytu dvouřadého řetězu pro připevnění spodního rámu, L packa uložení čepu (1), matice ISO 4032 - M16 (2), podložka ISO 7089 - 16 - 140 HV (3), nosný čep (4), pojistný kroužek DIN 471 - 35 x 2,5 (5), závitová tyč M16 (6), spojovací kostka (7)

4.2. Pevnostní analýza rámu elevátoru

Pro řešení pevnostní analýzy byl použit program Ansys 13.0 Workbench. V tomto programu je zjednodušený model nasíťovaný příslušnými prvky, doplněn o okrajové podmínky a následně provedena lineární statická analýza pro příslušné zatěžovací stavy.

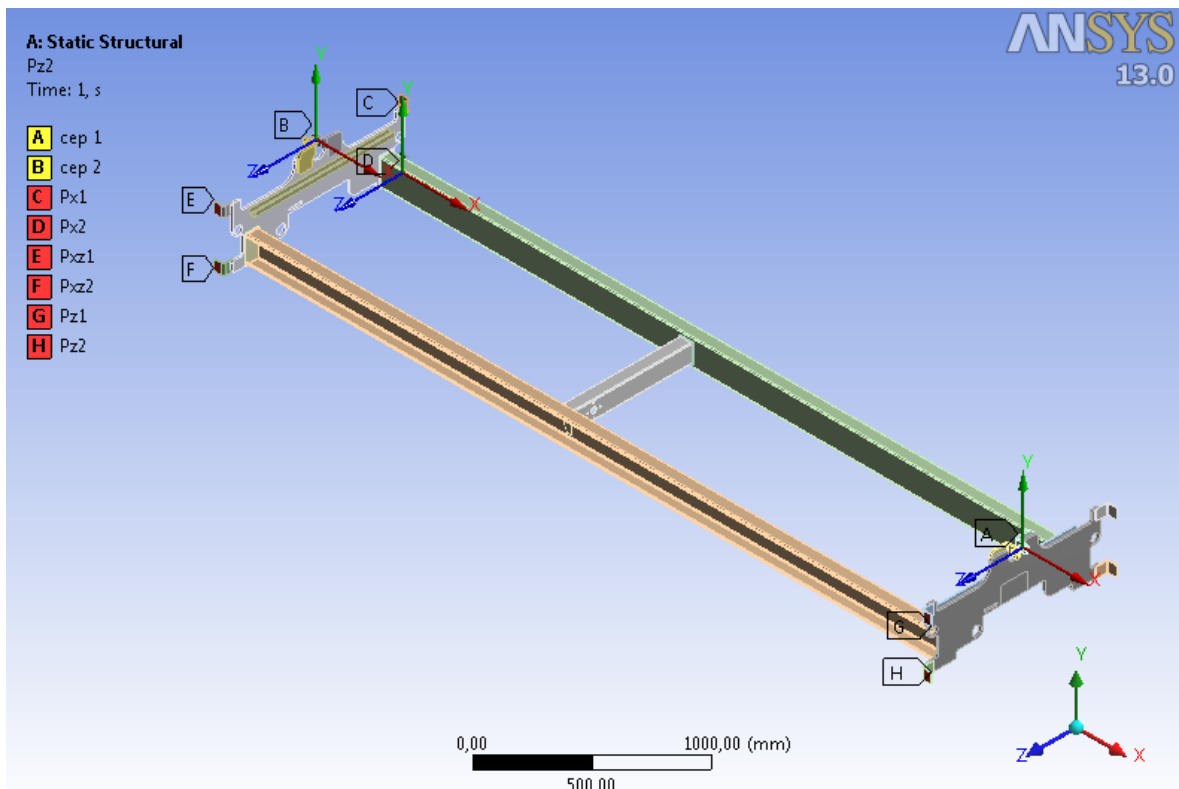
Zjednodušení modelu spočívá v odebrání prvků, které nemají s ohledem na pevnostní výpočet rámu vliv. Tím je myšlena sestava řetězu přesouvajícího pole, modely vodicích kladek atd.. Také byly odstraněny všechny menší díry pro šrouby. Šroubové spoje a svary budou nahrazeny funkcí multipoint constrain (MPC). Prakticky se jedná o automatizované propojení stupňů volnosti v příslušných uzlech pomocí kontaktních prvků (TARGE170 + CONTA174).

Model je sestaven v programu Autodesk Inventor 2012. Jedná se jen o příslušně zjednodušený model sestavy. Ten je následně importován do programu Ansys 13.0 Workbench. Dalším krokem je sestavení spojů v sestavě pomocí MPC kontaktu jako příslušné náhrady. Následuje nasíťování modelu příslušnými prvky C, podélníky a příčnick, na kterém je upevněn motor pohonu řetězů přesouvajících pole jsou nasíťovány prvky typu Solidshell (SOLSH190) a zbytek modelu je nasíťovaný prvky typu Solid (SOLID186).

Vazeb (obr. 19), které zamezují pohybu, jsou použity dva typy: Remote displacement (A, B), ty jsou použity jako náhrada závěsů řetězů a displacement (C, D, E, F, G, H). Remote displacement umožňuje vztáhnout vazbu k místu mimo geometrii, v tomto případě čepu. Rotace jsou omezeny přímo páry vazeb a není je třeba zadávat do definice vazeb (např.: kombinace C,D,E,F omezují rotaci kolem osy X). Omezení posuvů a rotací je uvedeno v tabulce 1.

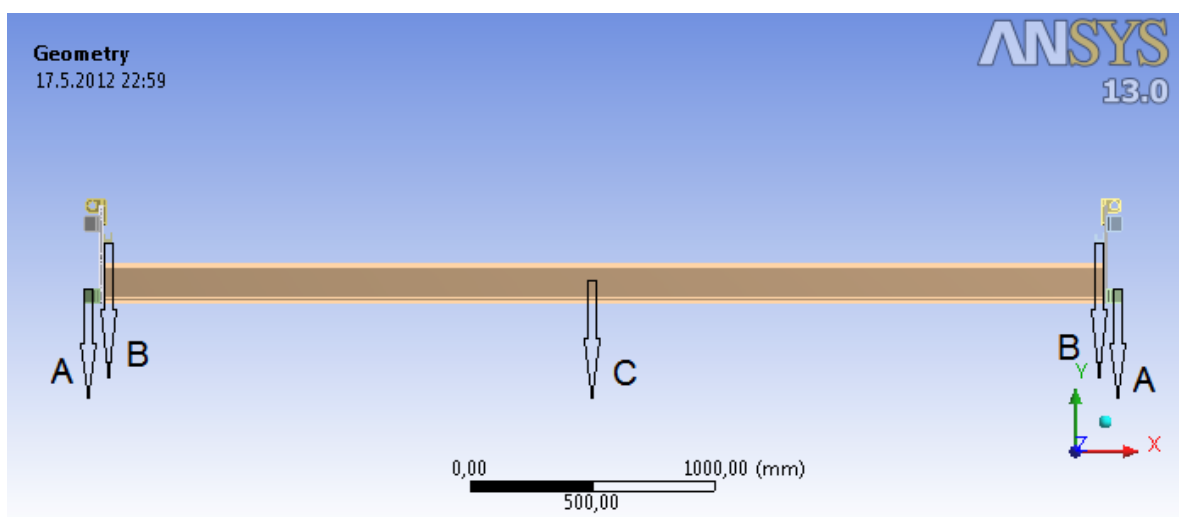
Tabulka 1. Vazby

	Posuv			Rotace		
	Osa X	Osa Y	Osa Z	Osa X	Osa Y	Osa Z
A	-	Ano	-	-	-	-
B	-	Ano	-	-	-	-
C	Ano	-	-	-	-	-
D	Ano	-	-	-	-	-
E	Ano	-	Ano	-	-	-
F	Ano	-	Ano	-	-	-
G	-	-	Ano	-	-	-
H	-	-	Ano	-	-	-



Obr. 19 Pozice omezujících vazeb

Při zatížení 900 kg se zatěžující stav skládá ze síly od kladičkové trati (obr. 20 B) a ze síly od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole (obr. 20 C). Druhý zatěžovací stav je pro dvoupatrovou variantu elevátoru. K zatěžujícím silám od kladičkové tratě a od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole přibude síla od spodního elevátoru, která působí v místě spodního úchytu řetězů na horním elevátoru (obr. 20 A).



Obr. 20 Polohy zatěžujících sil, A - síla od úchytu řetězu spodního elevátoru, B - síla od kladičkové tratě, C - síla od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole

Síla (obr. 20 C) působící v místě upevnění motoru k příčnému nosníku je do motoru pohonu řetězů přesouvajících pole. Hmotnost motoru je $m_m=16,1$ kg. Tato síla působí v těžišti motoru, a tím je příčný nosník namáhán nejen posouvající silou, ale i momentem. Proto jsem využil funkci remote force která toto umožňuje. Součet gravitace a zrychlení je $10,81$ ms^{-2} .

$$F_m = m_m \cdot (g + a) = 16,1 \cdot (9,81 + 1) = 174,04 \text{ N} \quad (4.1)$$

4.2.1. Zatěžovací stav 900 kg

První zatěžovací stav je pro zatížení $m_{z900}= 900$ kg. Toto zatížení působí na dvě kladičkové tratě, které jsou přišroubované na bočnicích. Dále působí zatížení od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole a síly od zrychlení při rozjezdu a gravitace. Zatížení je aplikováno funkcí Force, a té jsou přiřazeny horní plochy kladičkové tratě

$$m_p = 89,5 \text{ kg}$$

$$m_r = 171,5 \text{ kg}$$

Síla působící na jednu kladičkovou trať při zatížení 900 kg

$$F_{k900} = \frac{(1,2 \cdot m_{z900} + m_p) \cdot (g + a)}{2} = \frac{(1,2 \cdot 900 + 89,5) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 6321,15 \text{ N} \quad (4.2)$$

4.2.2. Zatěžovací stav 1200 kg

Při variantě dvoupatrového elevátoru bude závěs spodního rámu nést polici se zatížením 600 kg a horní také, ale na rozdíl od předchozího bude k hornímu připojen i spodní. Jedná se o maximální zatížení, na které jsou úchyty řetězu navrženy.

Zatížení od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole je stejné, zatížení kladičkové tratě je 600 kg a přibude zatížení od spodního elevátoru. Síly od zrychlení při rozjezdu a gravitace také působí.

Budu se zabývat jen horním rámem, protože řešení spodního rámu je totožné s řešením v kapitole 4.2.1. Rozdíl je jen v tom, že výsledné deformace a napětí budou nižší u 600 kg než u 900 kg. Vzhledem k tomu, že deformace u 900 kg jsou v požadované toleranci, nepovažuji za nutné zátěž 600 kg řešit (m_{z600} je zatížení hmotností 600 kg, m_p je hmotnost pole a m_r je hmotnost rámu).

Zatížení kladičkové tratě je aplikováno stejně jako v předchozím zatěžovacím stavu a pro zatížení od spodního elevátoru je použita funkce remote force, tak jako u motoru řetězů přesouvajících pole.

$$m_p = 89,5 \text{ kg}$$

$$m_r = 171,5 \text{ kg}$$

Síla působící na jednu kladičkovou trať při zatížení 600 kg

$$F_{k600} = \frac{(1,2 \cdot m_{z600} + m_p) \cdot (g + a)}{2} = \frac{(1,2 \cdot 600 + 89,5) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 4375,35 \text{ N} \quad (4.3)$$

Výsledná síla v místě upevnění na horním rámu elevátoru od spodního elevátoru s zatížením 600 kg

$$F_{e600} = \frac{(1,2 \cdot m_{z600} + m_p + m_r) \cdot (g + a)}{2} \quad (4.4)$$
$$F_{e600} = \frac{(1,2 \cdot 600 + 89,5 + 171,5) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 5302,31 \text{ N}$$

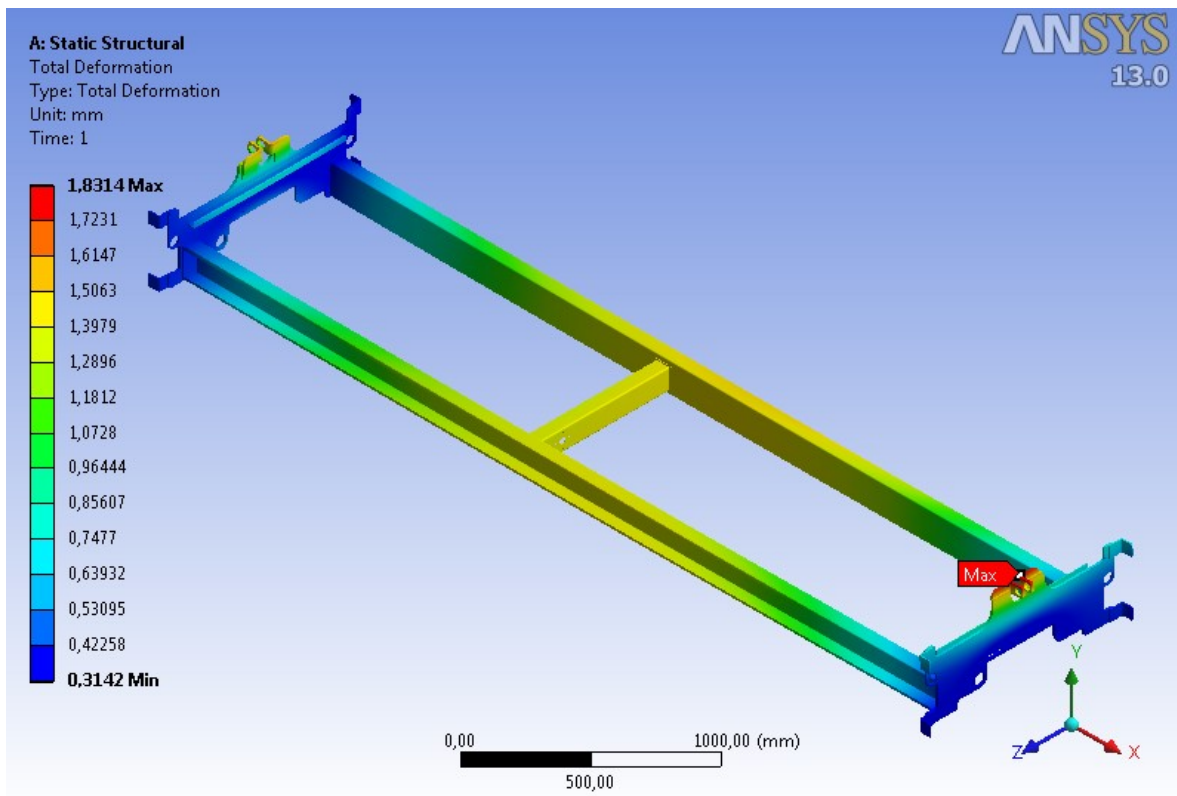
4.2.3 Vyhodnocení výsledků pro zatěžovací stav 900 kg

Na obr. 21 je celkový pohled na deformovaný nosník. Deformace je zvětšena 10x. Maximální deformace o velikosti 1,8314 mm je na jednom oku čepu řetězu. Rám se deformuje nesymetricky, a to z důvodu zatížení od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole. Na obr. 21 a obr. 24 je to názorně vidět. V navrhnutém řešení jsem se snažil umístit těžiště motoru s příčnicí do hlavního těžiště. Proto je připojení příčnicku k podélníkům blíže k jedné z bočnic a ta je pak celkově více namáhána.

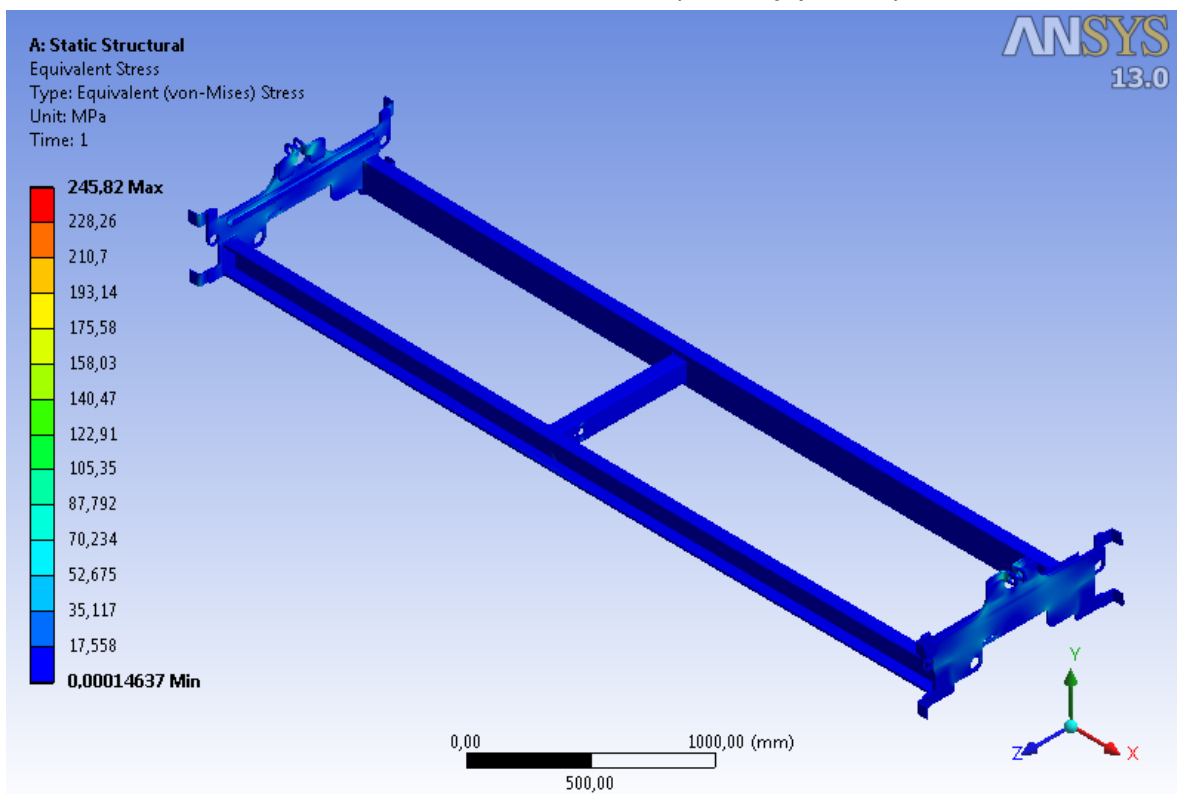
Maximální napětí vznikají v místě kontaktu mezi bočnicí a L profilem úchytu řetězu (obr. 29) a to na obou bočnicích. Hodnota 245,8 MPa je numerická chyba která v daném místě vznikla od kontaktu MPC. Ten provede pevné spojení jako náhradu šroubů. Tím na daném místě, kde se koncentruje napětí, vznikl ostrý přechod, proto takto vysoká hodnota. Hlavním limitujícím faktorem jsou deformace a jejich velikost, které už ovlivňují fungování elevátoru.

Na obr. 23 je celkový pohled na deformace rámu elevátoru v ose X. Tato deformace je nejvíce limitující, protože způsobuje posuv i řetězu mimo rovinu řetězových kol.

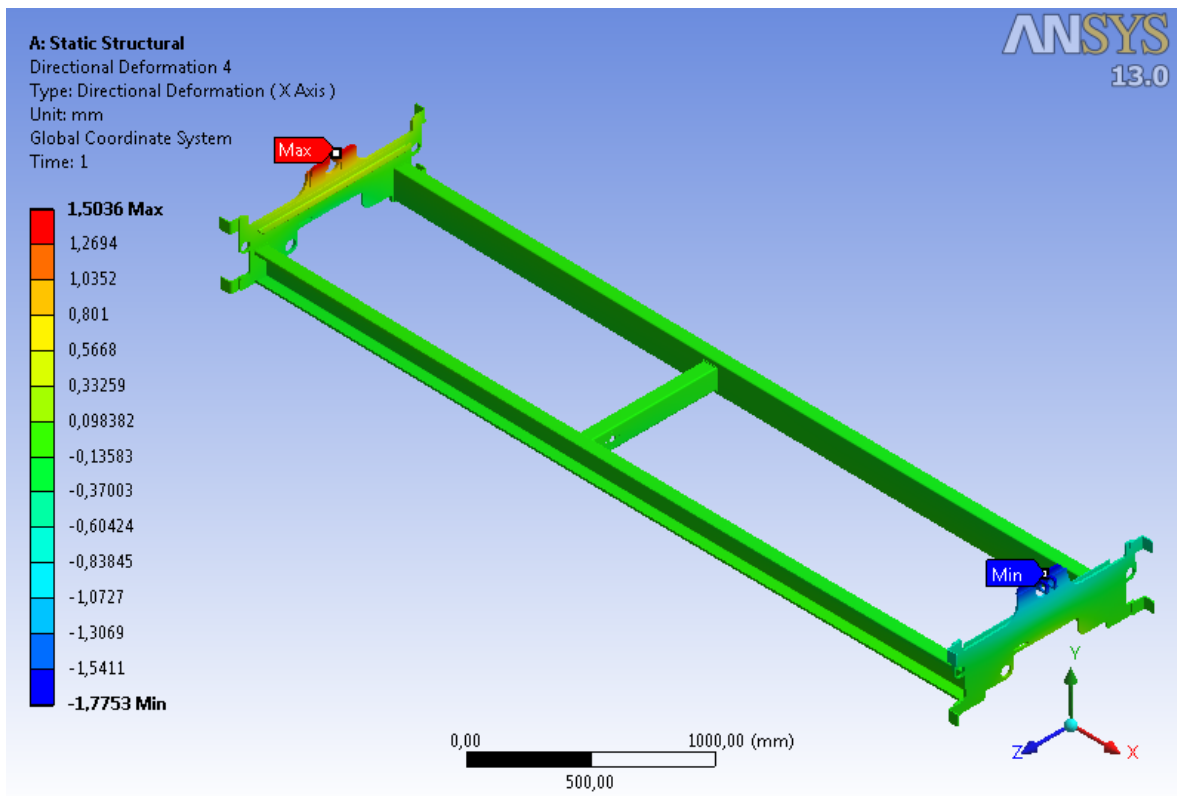
Na obr. 24 je celkový pohled na deformaci v ose Z hlavního souřadného systému. Je vidět prohnutí příčných C nosníků dovnitř.



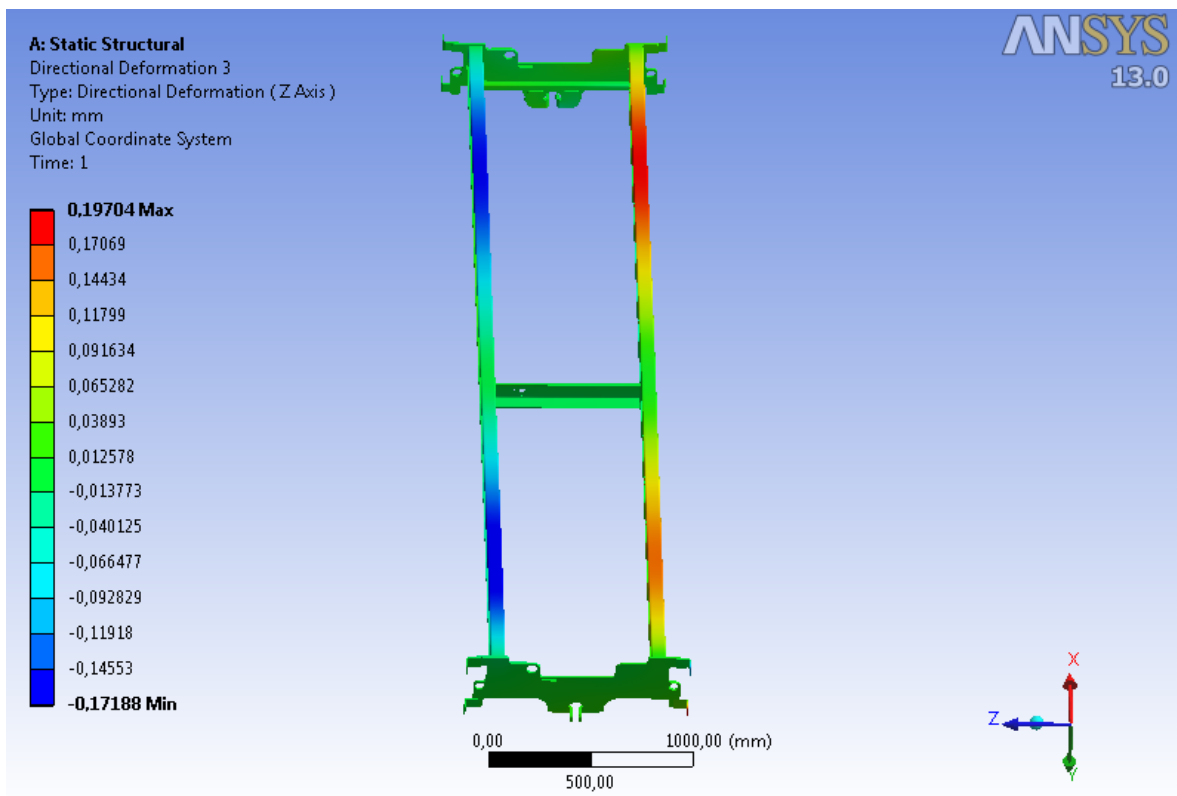
Obr. 21 Celková deformace (celkový pohled)



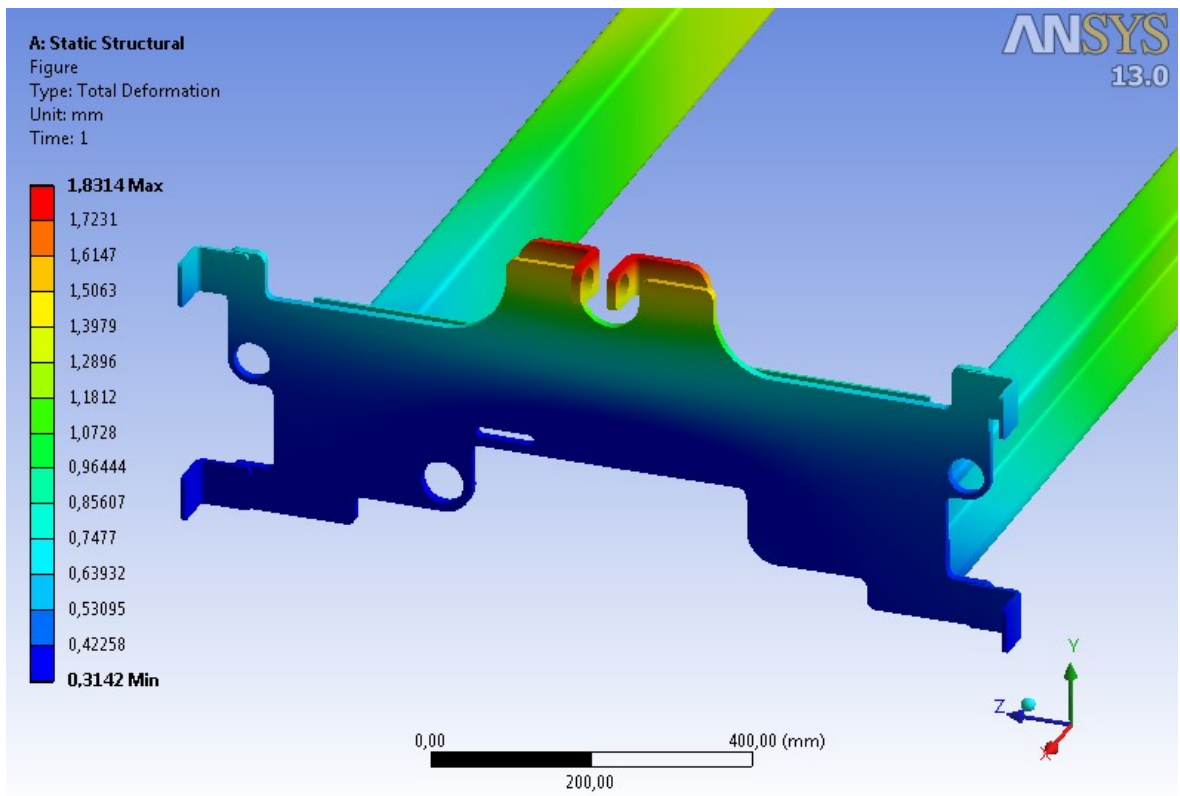
Obr. 22 Výsledky redukovaného napětí HMM (celkový pohled)



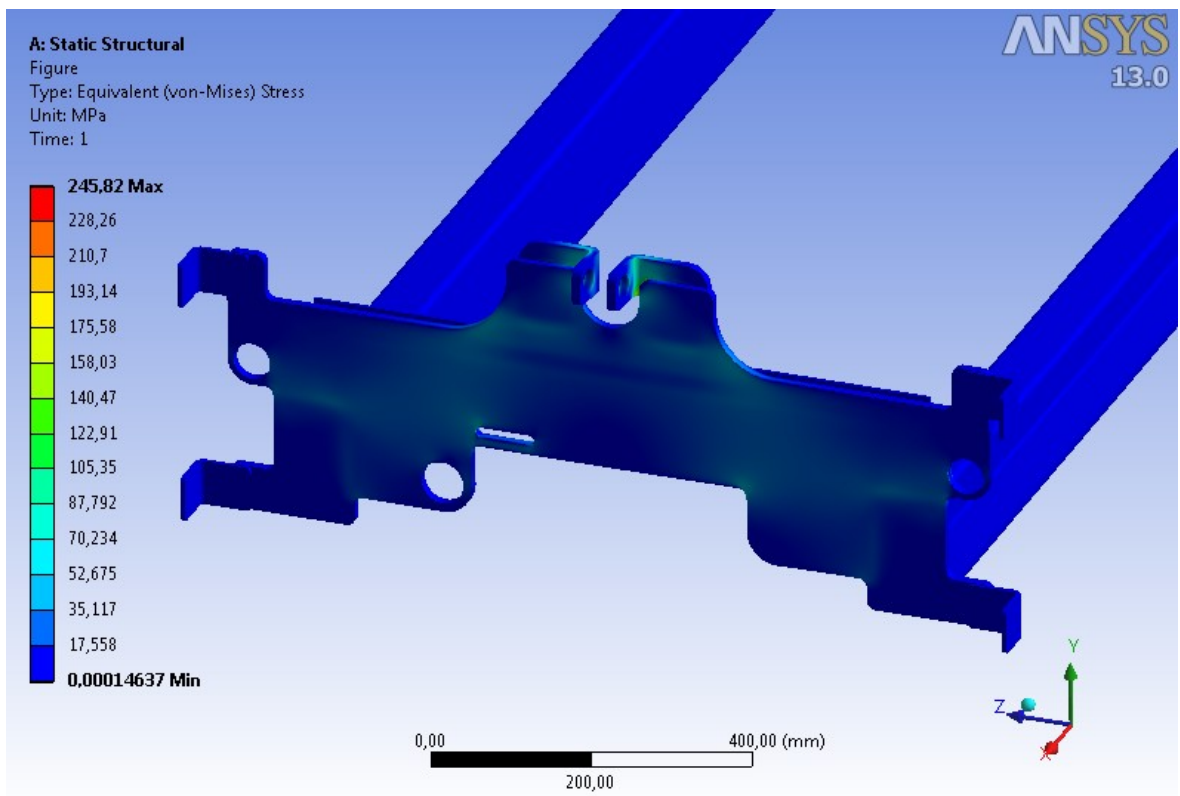
Obr. 23 Deformace v ose X hlavního souřadného systému



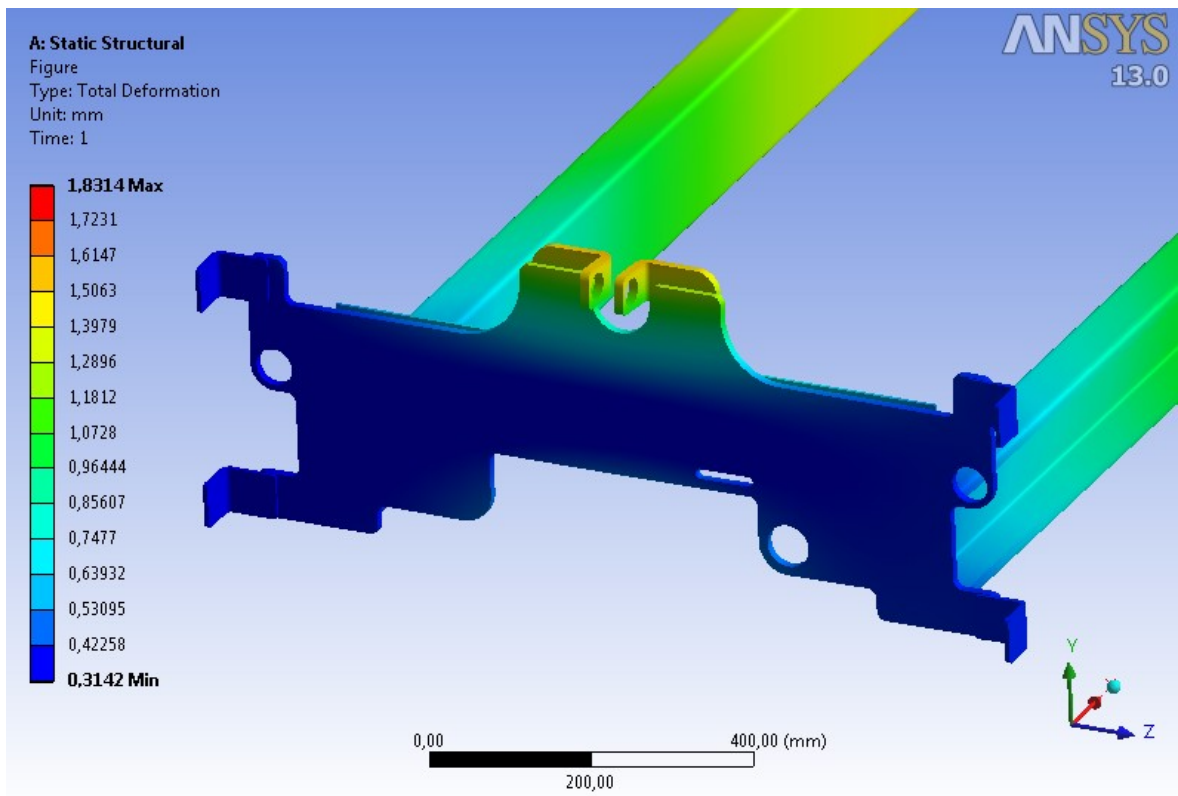
Obr. 24 Deformace v ose Z hlavního souřadného systému



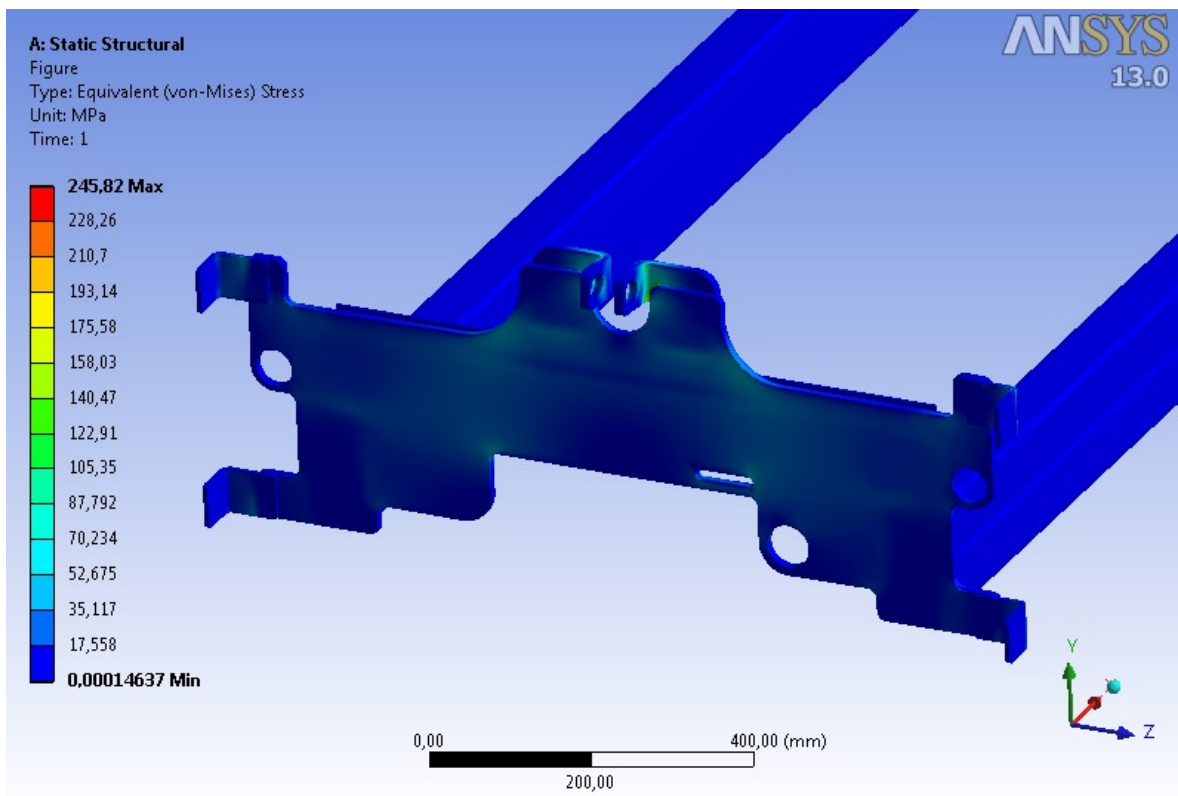
Obr. 25 Celková deformace bočnice 1



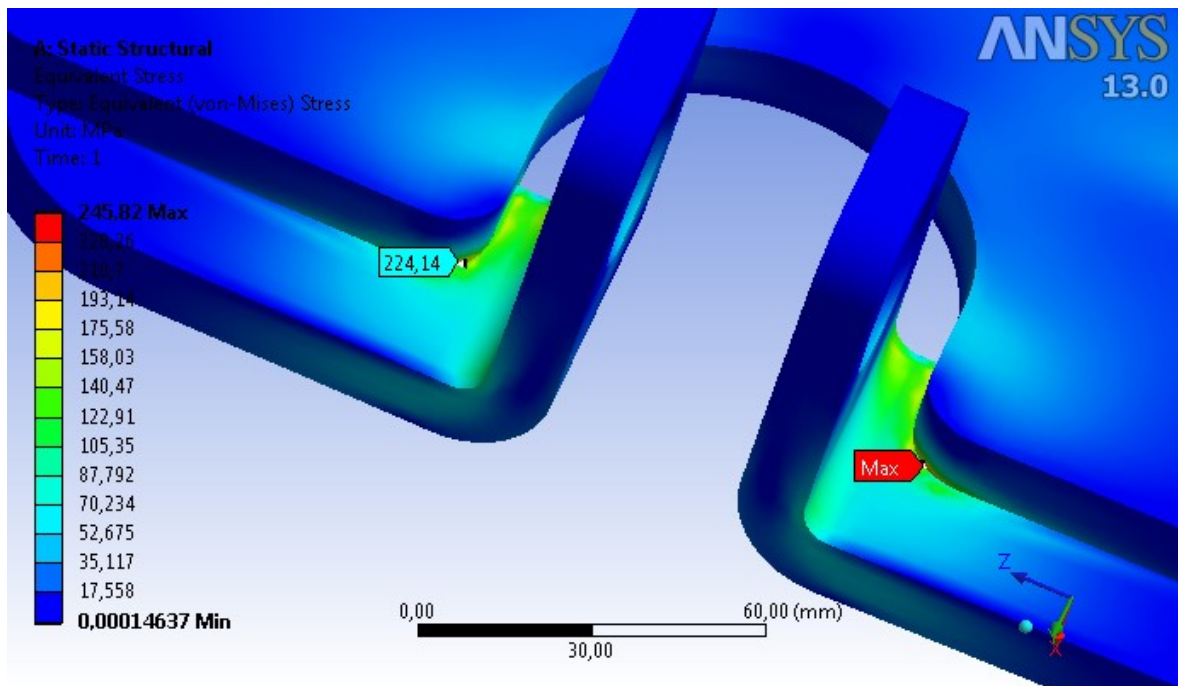
Obr. 26 Průběh redukovaného napětí HMM na bočnici 1



Obr. 27 Celková deformace bočnice 2



Obr. 28 Průběh redukovaného napětí HMM na bočnici 2



Obr. 29 Detail místa kontaktu mezi bočnicí a L profilem úchytu řetězu

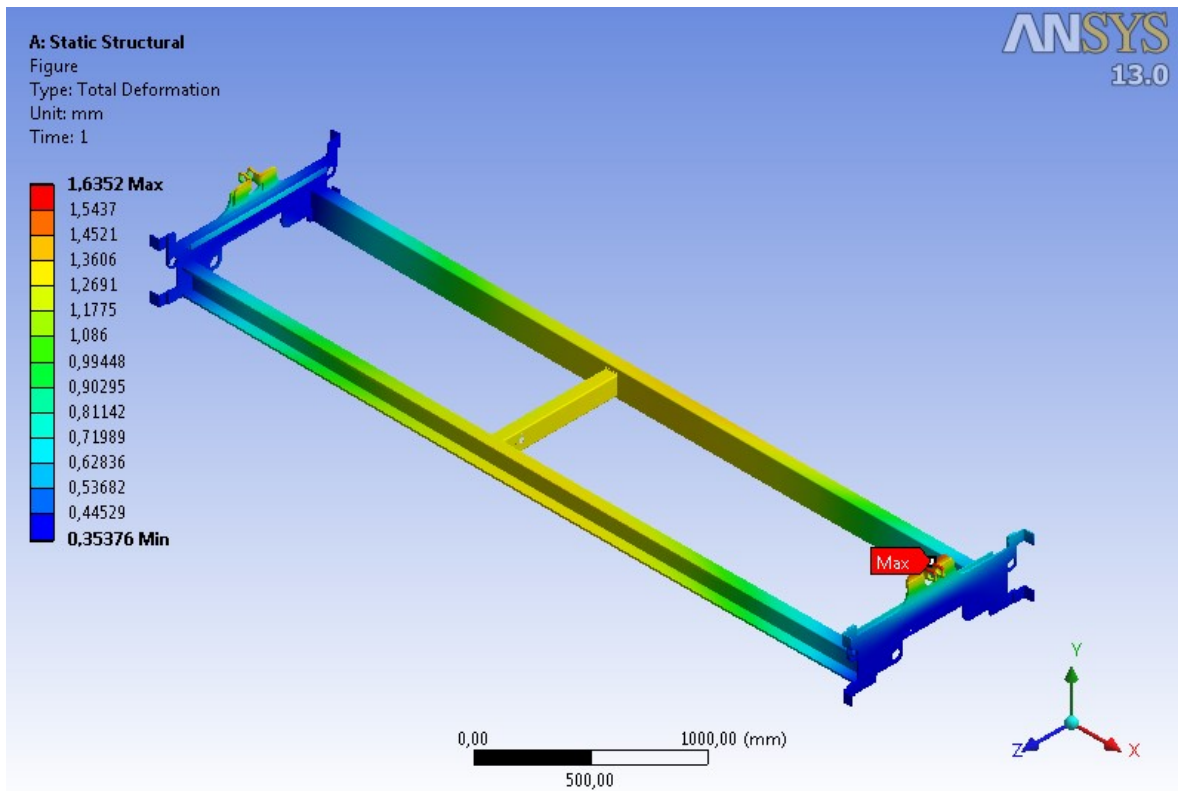
4.2.4. Vyhodnocení výsledků pro zatěžovací stav 1200 kg

Na obr. 30 je celkový pohled na deformovaný nosník. Deformace je zvětšena 10x. Maximální deformace o velikosti 1,6352mm je na jednom oku čepu řetězu. I přesto, že je přidáno zatížení od spodního elevátoru, tak celková deformace je nižší než v předchozím případě. Je tomu tak proto, že moment vzniklý působením síly nahrazující spodní elevátor má opačný smysl otáčení než moment vznikající na kladičkových. Navíc kladičková trať je zatížena jen 600 kg narozdíl od předchozího stavu, kde je to 900 kg. Rám se deformuje nesymetricky, a to z důvodu zatížení od motoru pohonu řetězů přesouvajících pole. Na obr. 30 obr. 33 je to názorně vidět. Důvod je stejný jako v prvním zatěžovacím stavu, protože jsem přepracoval rám tak, aby vyhovoval i pro dvoupatrové použití. Připojení příčnicku k podélníkům je blíže k jedné z bočnic a ta je celkově více namáhána.

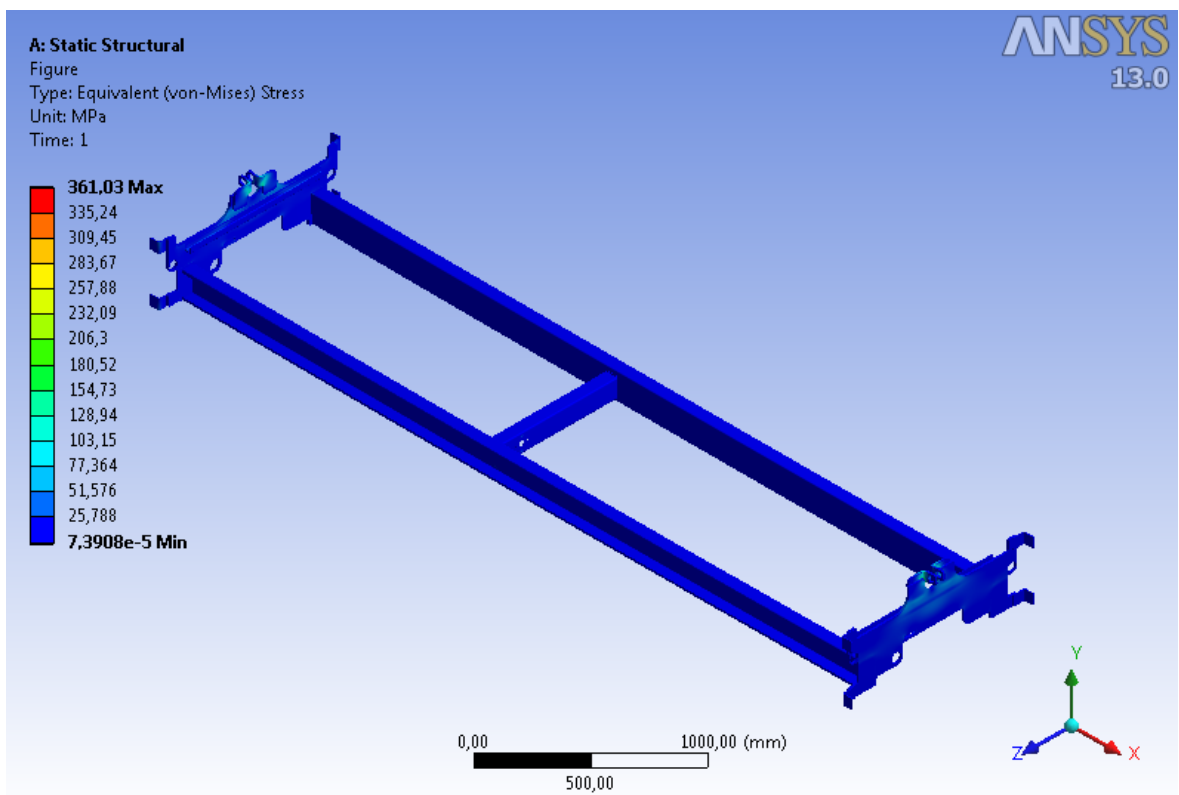
Maximální napětí vznikají v místě kontaktu mezi bočnicí a L profilem úchytu řetězu, a to na obou bočnicích (obr. 38). Hodnota 361,03 MPa je numerická chyba, která v daném místě vznikla od kontaktu MPC. Hlavním limitujícím faktorem jsou deformace a jejich velikost, které už ovlivňují fungování elevátoru.

Na obr. 32 je celkový pohled na deformace rámu elevátoru v ose X. Tato deformace je nejvíce limitující, protože způsobuje posuv i řetězu mimo rovinu řetězových kol.

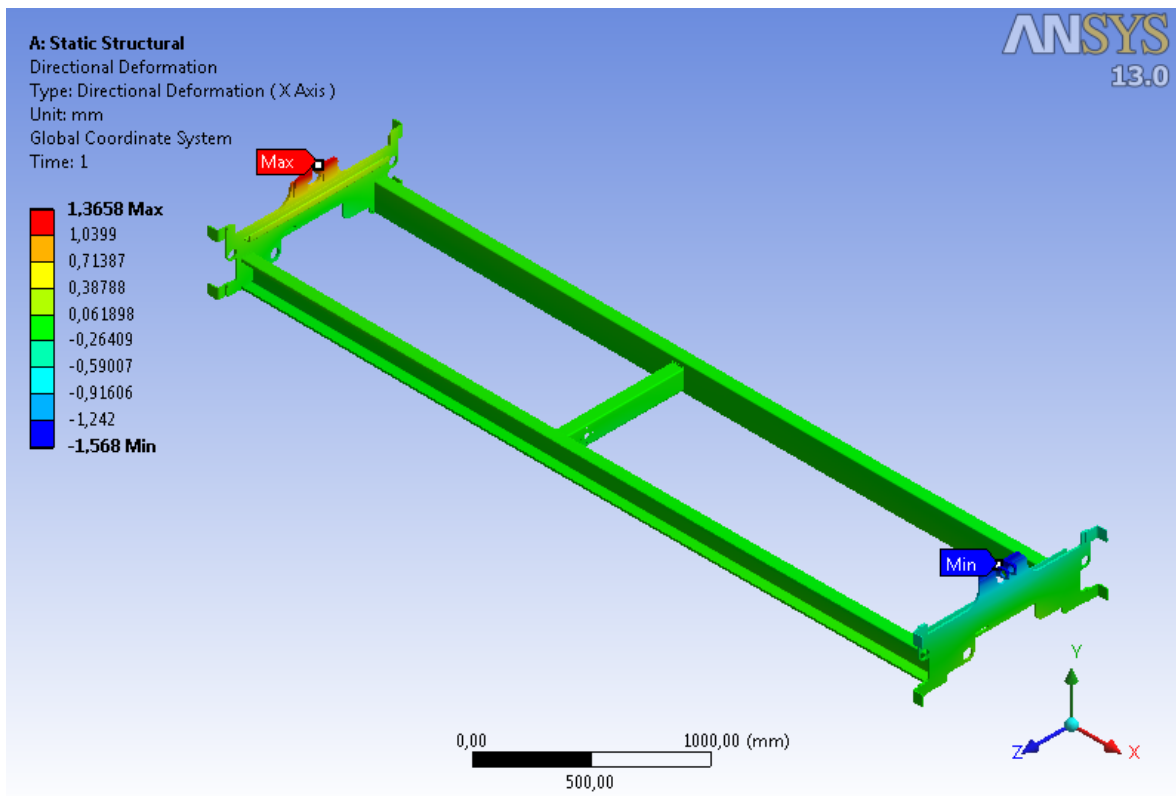
Na obr. 33 je celkový pohled na deformaci v ose Z hlavního souřadného systému. Je vidět prohnutí příčných C nosníků dovnitř.



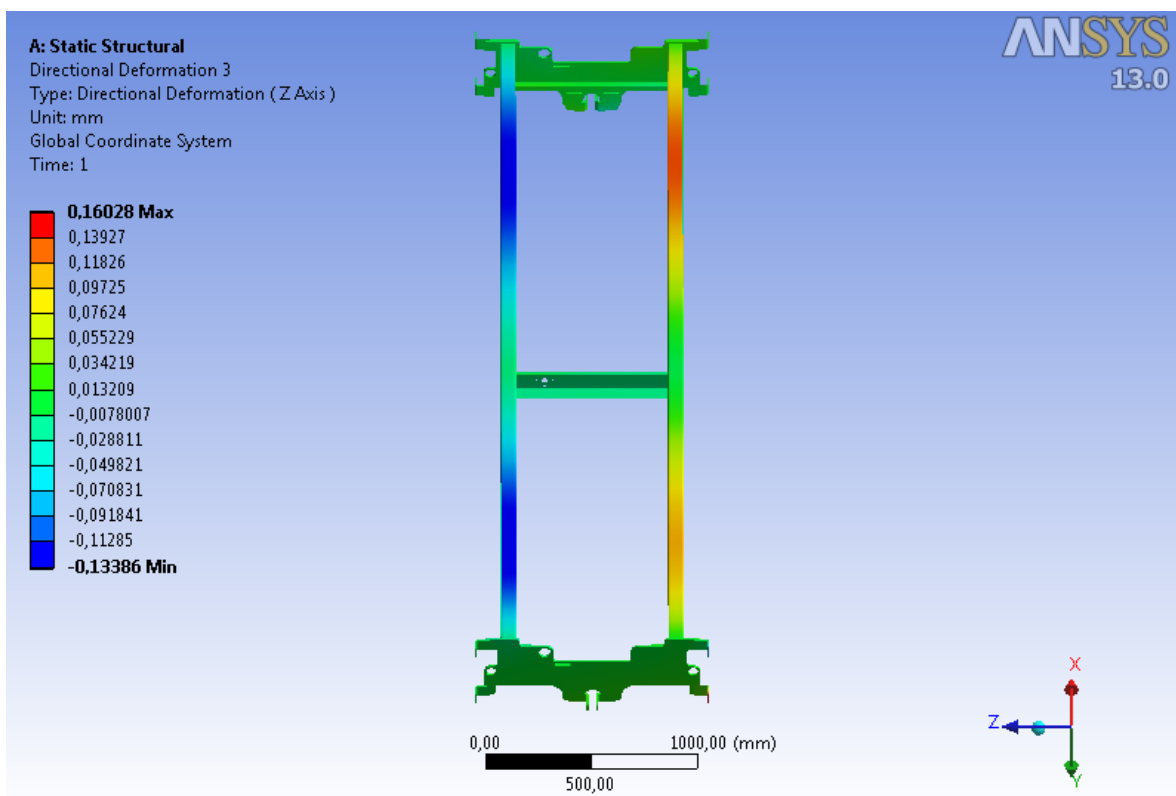
Obr. 30 Celková deformace (celkový pohled)



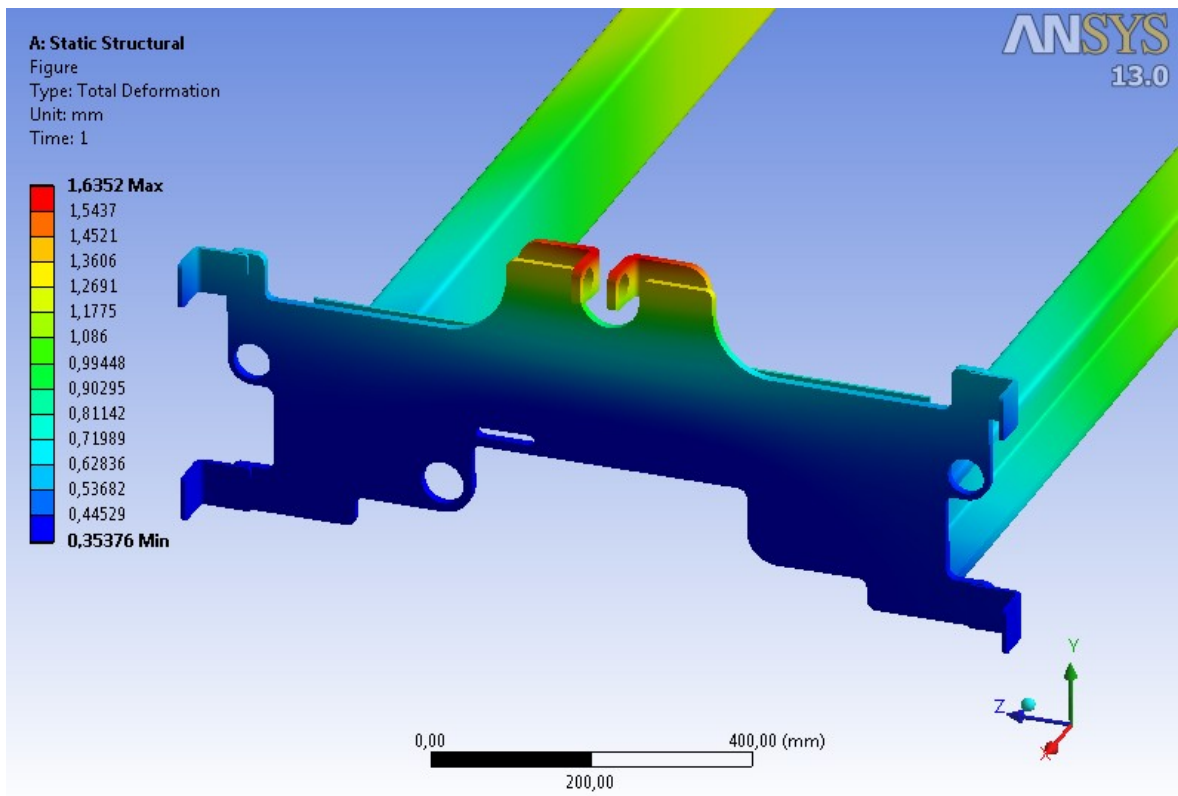
Obr. 31 Výsledky redukovaného napětí HMM (celkový pohled)



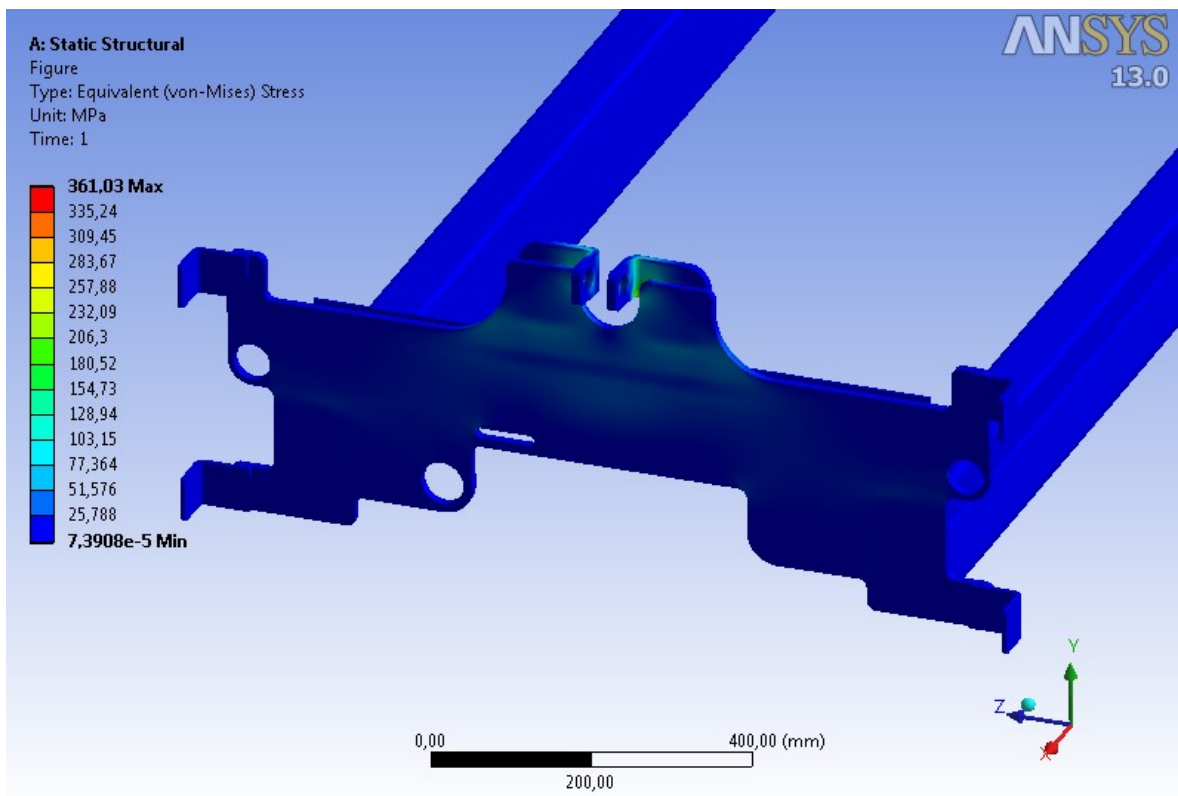
Obr. 32 Deformace v ose X hlavního souřadného systému



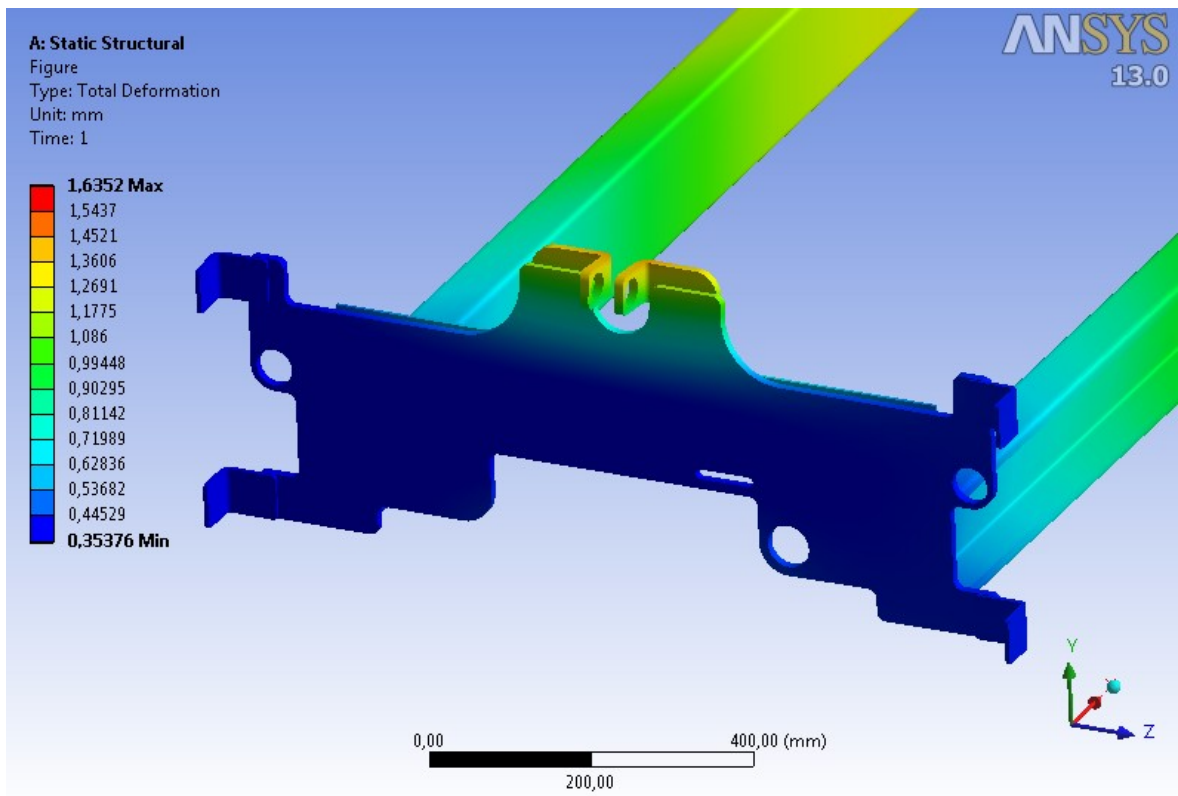
Obr. 33 Deformace v ose Z hlavního souřadného systému



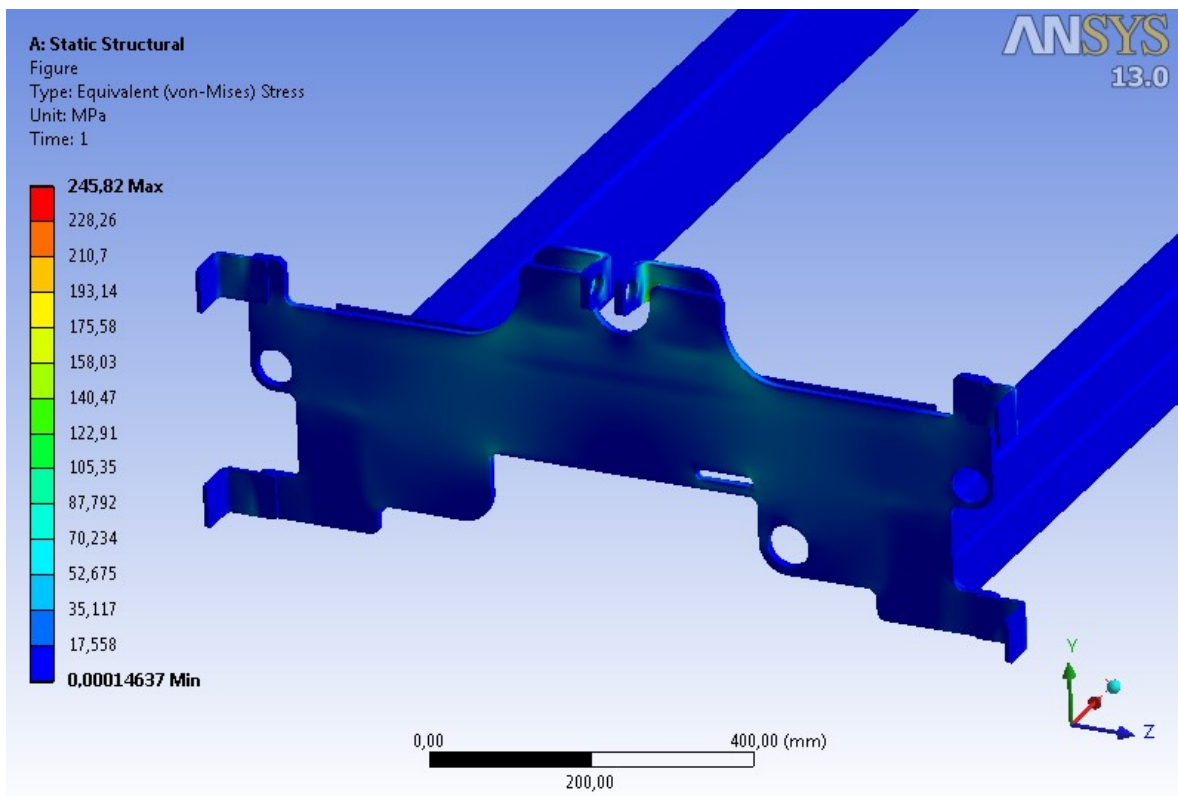
Obr. 34 Celková deformace bočnice 1



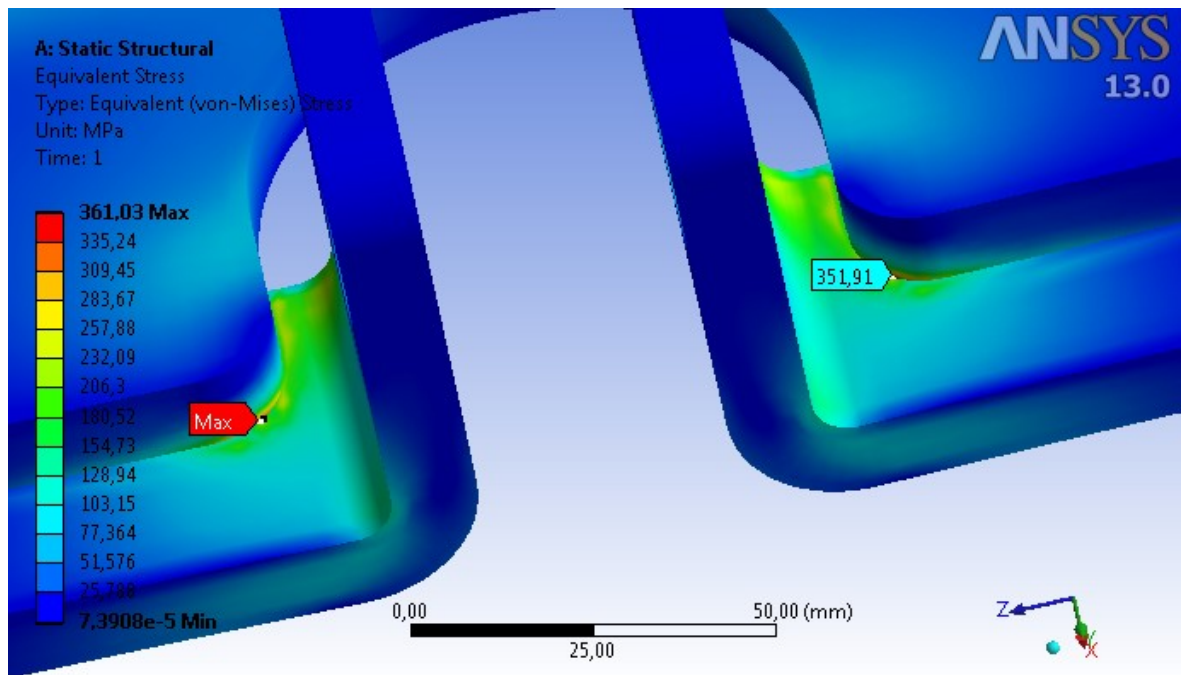
Obr. 35 Průběh redukovaného napětí HMM na bočnici 1



Obr. 36 Celková deformace bočnice 2



Obr. 37 Průběh redukovaného napětí HMM na bočnici 2



Obr. 38 Detail místa kontaktu mezi bočnicí a L profilem úchytu řetězu

5. Řetězový převod

Na základě návrhu jsem se rozhodl pro použití jednořadých válečkových řetězů 24B-1 a dvouřadého válečkového řetězu 24B-2, výhodou je jednotné uchycení k rámu elevátoru, jednotný systém napínání, u 24B-2 bude napínací kladka dvouřadá narozdíl od 24B-1, zbytek zůstane totožný pro oba válečkové řetězy, jednotný průměr hlavové kružnice, tedy stejná řetězová kola s rozdílem jen v jednořadém a dvouřadém provedení.

Při výpočtu jsem vycházel z publikace Návrh a výpočet řetězového převodu: Vysokoškolská příručka. [15], [16] Hmotnost elevátoru m_e je součet hmotnosti $m_p + m_r$, kde m_p je hmotnost pole a m_r je hmotnost rámu.

$$m_p = 89,5 \text{ kg}$$

$$m_r = 171,5 \text{ kg}$$

$$m_e = m_p + m_r = 89,5 + 171,5 = 261 \text{ kg} \quad (5.1)$$

5.1. Volba řetězu pro zatížení 600 kg

Celková tíhová síla F_{CR600} je součin hmotností zatížení kde m_{z600} je 600kg a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Protože jsou řetězy dva, je potřeba dělit dvěma.

$$F_{CR600} = \frac{(1,2 \cdot m_{z600} + m_e) \cdot (g + a)}{2} = \frac{(1,2 \cdot 600 + 261) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 5405 \text{ N} \quad (5.2)$$

Volba válečkového řetězu na základě přenášeného zatížení a otáček řetězového kola.

$$v_z = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ rychlost zdvihu}$$

$$\mu = 1 \text{ činitel mazání [15]}$$

$$\phi = 1 \text{ činitel provedení řetězu [15]}$$

$$\chi = 0,5 \text{ činitel výkonu [15]}$$

$$\rho = 1,3 \text{ činitel vzdálenosti os [15]}$$

$$p = 38,1 \text{ mm rozteč řetězu [17]}$$

$$F_{b24B-1} = 180000 \text{ N minimální pevnost v tahu [17]}$$

$$z = 17 \text{ počet zubů řetězového kola}$$

$$Y = 2,5 \text{ činitel rázu [15]}$$

$$f = 554 \text{ mm}^2 \text{ ploch čepu [17]}$$

$$p_i = 25,6 \text{ MPa dovolený měrný tlak v kloubu [15]}$$

$$I_1 = 0,68 \text{ činitel tření [16]}$$

Výkon beze ztrát

$$P_{600} = F_{CR600} \cdot v_z = 5405 \cdot 1 = 5,405 \text{ kW} \quad (5.3)$$

Výkon se ztrátami

$$P_{d600} = \frac{P_{600}}{\mu \cdot \phi \cdot \chi} = \frac{5,405}{1 \cdot 1 \cdot 0,5} = 10,81 \text{ kW} \quad (5.4)$$

Výkon se ztrátami a s zohledněnou osovou vzdáleností

$$P_{D600} = \frac{P_{d600}}{\rho} = \frac{10,81}{1,3} = 8,315 \text{ kW} \quad (5.5)$$

Výpočet průměru hlavové kružnice řetězového kola

$$d_t = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} = \frac{31,8}{\sin\left(\frac{\pi}{17}\right)} = 0,207 \text{ m} \quad (5.6)$$

Otáčky řetězového kola

$$n_2 = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot d_t} = \frac{1 \cdot 60}{\pi \cdot 0,207} = 92,26 \text{ min}^{-1} \quad (5.7)$$

Na základě 5.7 a 5.5 je dle Obr 3. na straně 5 v [15] zvolen jednořadý válečkový řetěz o rozměru 24B-1. Na základě [17] se bude jednat o bezúdržbový řetěz Marathon 24B-1 MA od firmy Wippermann.

Statická bezpečnost $\gamma_{stat600} \geq 7$

$$\gamma_{stat600} = \frac{F_{b24B-1}}{F_{CR}} = \frac{180000}{5405} = 33,95 \quad (5.8)$$

Dynamická bezpečnost $\gamma_{dyn600} \geq 5$

$$\gamma_{dyn600} = \frac{F_{b24B-1}}{Y \cdot F_{CR}} = \frac{180000}{2,5 \cdot 5405} = 13,58 \quad (5.9)$$

Výpočet dovoleného měrného tlaku v kloubu

$$p_{dov24B-1} = p_i \cdot l_1 \cdot \mu = 25,6 \cdot 0,68 \cdot 1 = 17,41 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Výpočet měrného tlaku v kloubu

$$p_{v600} = \frac{F_{CR600}}{f_{24B-1}} = \frac{5405}{554} = 9,571 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$$p_{dov24B-1} \geq p_{v600}$$

$$17,41 \text{ MPa} \geq 9,571 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Na základě 5.8, 5.9 a 5.12 řetěz 24B-1 MA vyhovuje.

5.2. Volba řetězu pro zatížení 900 kg

Celková tíhová síla F_{CR900} je součin hmotností zatížení kde m_{z900} je 900kg a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Protože jsou řetězy dva, je potřeba dělit dvěma.

$$F_{CR900} = \frac{(1,2 \cdot m_{z900} + m_e) \cdot (g + a)}{2} = \frac{(1,2 \cdot 900 + 261) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 7248,1 \text{ N} \quad (5.13)$$

Volba válečkového řetězu na základě přenášeného zatížení a otáček řetězového kola.

$v_z = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ rychlost zdvihu

$\mu = 1$ činitel mazání [15]

$\phi = 1$ činitel provedení řetězu [15]

$\chi = 0,5$ činitel výkonu [15]

$\rho = 1,3$ činitel vzdálenosti os [15]

$p = 38,1 \text{ mm}$ rozteč řetězu [17]

$F_{b24B-1} = 180000 \text{ N}$ minimální pevnost v tahu [17]

$z = 17$ počet zubů řetězového kola

$Y = 2,5$ činitel rázu [15]

$f = 554 \text{ mm}^2$ ploch čepu [17]

$p_i = 25,6 \text{ MPa}$ dovolený měrný tlak v kloubu [15]

$I_1 = 0,68$ činitel tření [16]

Výkon beze ztrát

$$P_{900} = F_{CR900} \cdot v_z = 7248 \cdot 1 = 7,248 \text{ kW} \quad (5.14)$$

Diagramový výkon

$$P_{d900} = \frac{P_{900}}{\mu \cdot \phi \cdot \chi} = \frac{7,248}{1 \cdot 1 \cdot 0,5} = 14,496 \text{ kW} \quad (5.15)$$

Diagramový výkon se zohledněnou osovou vzdáleností

$$P_{D900} = \frac{P_{d900}}{\rho} = \frac{14,496}{1,3} = 11,150 \text{ kW} \quad (5.16)$$

Na základě 5.16 a 5.5 je dle Obr 3. na straně 5 v [15] zvolen jednořadý válečkový řetěz o rozměru 24B-1. Na základě [17] se bude jednat o bezúdržbový řetěz Marathon 24B-1 MA od firmy Wippermann.

Statická bezpečnost $\gamma_{stat900} \geq 7$

$$\gamma_{stat900} = \frac{F_{b24B-1}}{F_{CR900}} = \frac{180000}{7248,1} = 24,83 \quad (5.17)$$

Dynamická bezpečnost $\gamma_{dyn900} \geq 5$

$$\gamma_{dyn900} = \frac{F_{b24B-1}}{Y \cdot F_{CR900}} = \frac{180000}{2,5 \cdot 7248,1} = 9,93 \quad (5.18)$$

Výpočet měrného tlaku v kloubu

$$p_{v900} = \frac{F_{CR900}}{f_{24B-1}} = \frac{7248,1}{554} = 13,08 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

$$p_{dov24B-1} \geq p_{v900}$$

$$17,41 \text{ MPa} \geq 13,08 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

Na základě 5.17, 5.18 a 5.20 řetěz 24B-1 MA vyhovuje.

5.3. Volba řetězu pro zatížení 1200 kg

Celková tíhová síla F_{CR1200} je součin hmotností zatížení, kde m_{z1200} je 1200 kg a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Protože jsou řetězy dva, je potřeba dělit dvěma.

$$F_{CR1200} = \frac{(1,2 \cdot m_{z1200} + 2 \cdot m_e) \cdot (g + a)}{2} \quad (5.21)$$
$$F_{CR1200} = \frac{(1,2 \cdot 1200 + 2 \cdot 261) \cdot (9,81 + 1)}{2} = 10604,6 \text{ N}$$

Volba válečkového řetězu na základě přenášeného zatížení a otáček řetězového kola.

$$v_z = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \text{ rychlost zdvihu}$$

$$\mu = 1 \text{ činitel mazání [15]}$$

$$\phi = 1 \text{ činitel provedení řetězu [15]}$$

$$\chi = 0,5 \text{ činitel výkonu [15]}$$

$$\rho = 1,3 \text{ činitel vzdálenosti os [15]}$$

$$p = 38,1 \text{ mm rozteč řetězu [17]}$$

$$F_{b24B-2} = 360000 \text{ N minimální pevnost v tahu [17]}$$

$$z = 17 \text{ počet zubů řetězového kola}$$

$$Y = 2,5 \text{ činitel rázu [15]}$$

$f = 1109 \text{ mm}^2$ ploch čepu [17]

$p_i = 25,6 \text{ MPa}$ dovolený měrný tlak v kloubu [15]

$I_1 = 0,68$ činitel tření [16]

Výkon beze ztrát

$$P_{1200} = F_{CR1200} \cdot v_z = 10604,6 \cdot 1 = 10,6 \text{ kW} \quad (5.22)$$

Diagramový výkon

$$P_{d1200} = \frac{P_{1200}}{\mu \cdot \phi \cdot \chi} = \frac{10,6}{1 \cdot 1 \cdot 0,5} = 21,2 \text{ kW} \quad (5.23)$$

Diagramový výkon se zohledněnou osovou vzdáleností

$$P_{D1200} = \frac{P_{d1200}}{\rho} = \frac{21,2}{1,3} = 16,3 \text{ kW} \quad (5.24)$$

Na základě 5.24 a 5.5 je dle Obr 3. na straně 5 v [15] zvolen dvouřadý válečkový řetěz o rozměru 24B-2. Na základě [17] se bude jednat o bezúdržbový řetěz Marathon 24B-2 MA od firmy Wippermann.

Statická bezpečnost $\gamma_{stat1200} \geq 7$

$$\gamma_{stat1200} = \frac{F_{b24B-2}}{F_{CR1200}} = \frac{360000}{10604,6} = 33,95 \quad (5.25)$$

Dynamická bezpečnost $\gamma_{dyn1200} \geq 5$

$$\gamma_{dyn1200} = \frac{F_{b24B-2}}{Y \cdot F_{CR1200}} = \frac{360000}{2,5 \cdot 10604,6} = 13,58 \quad (5.26)$$

Výpočet dovoleného měrného tlaku v kloubu

$$p_{dov24B-2} = p_i \cdot I_1 \cdot \mu = 25,6 \cdot 0,68 \cdot 1 = 17,41 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

Výpočet měrného tlaku v kloubu

$$p_{v1200} = \frac{F_{CR1200}}{f_{24B-2}} = \frac{10604,6}{1109} = 9,56 \text{ MPa} \quad (5.28)$$

$$p_{dov24B-2} \geq p_{v1200}$$

$$17,41 \text{ MPa} \geq 9,56 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Na základě 5.25, 5.26 a 5.29 řetěz 24B-2 MA vyhovuje.

6. Pohon

6.1 Převodovka

Pro výpočet otáček výstupního hřídele převodovky použijeme vzorec pro výpočet obvodové rychlosti. Obvodová rychlost se rovná součinu π s otáčkami a průměrem hlavové kružnice, tento vzorec dále upravím. Zde v_z je rychlost pohybu naloženého elevátoru, d_t je roztečný průměr řetězového kola, n_2 jsou otáčky výstupní hřídele převodovky.

$$v_z = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$d_t = 0,207 \text{ m}$$

$$v_z = \pi \cdot n_2 \cdot d_t \Rightarrow n_2 = \frac{v_z}{\pi \cdot d_t} = \frac{1}{\pi \cdot 0,207} = 92,26 \text{ min}^{-1} \quad (6.1)$$

Pro výpočet převodového poměru použijeme vzorec s vstupními a výstupními otáčkami převodovky, kde n_1 jsou jmenovité otáčky asynchronního elektromotoru, i_{21} je požadovaný převodový poměr.

$$n_1 = 1480 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{21} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1480}{92,26} = 16,04 \quad (6.2)$$

Pro výpočet maximálního momentu na převodovce použijeme vzorec moment $M_{k\max}$ se rovná součinu největší tíhové síly $F_{z\max}$ a poloměru hlavové kružnice řetězového kola, m_e z 5.1 a m_{z1200} je zátěž 1200kg

$$F_{z\max} = (1,2 \cdot m_{z1200} + 2 \cdot m_e) \cdot (g + a) \quad (6.3)$$
$$F_{z\max} = (1,2 \cdot 1200 + 2 \cdot 261) \cdot (9,81 + 1) = 21209,22 \text{ N}$$

$$M_{k\max} = F_{z\max} \cdot \frac{d_t}{2} = 21209,22 \cdot \frac{0,207}{2} = 2195,15 \text{ Nm} \quad (6.4)$$

Na základě navržených parametrů volím kuželovou převodovku KH87BAM160 od firmy SEW Eurodrive, má převodový poměr $i_{KH87} = 17,42$ a maximální výstupní krouticí moment $M_{kD\max} = 2200 \text{ Nm}$. Převodovka je vybavena přírubou o průměru 350 mm a čtyřmi dírami o průměru 16 mm k připevnění asynchronního elektromotoru. Dále má dvě patky, každá má čtyři díry o průměru 22 mm k připevnění k rámu konstrukce.

Protože převodový poměr vybrané převodovky je jiný než navržený, provedu přepočítání rychlosti při jmenovitých otáčkách elektromotoru. Použiji vzorec 6.1 a 6.2, v_{n1} je rychlost při jmenovitých otáčkách.

$$v_{n1} = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot d_t}{60 \cdot i_{KH87}} = \frac{1480 \cdot \pi \cdot 0,207}{60 \cdot 17,42} = 0,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.5)$$

Výsledná rychlost při jmenovitých otáčkách je $0,92 \text{ ms}^{-1}$. Aby bylo dosaženo požadované rychlosti 1 ms^{-1} , je potřeba zvýšit otáčky motoru pomocí frekvenčního měniče. n_{vz} jsou nové otáčky motoru, při kterých je při daném převodovém poměru dosaženo rychlosti 1 ms^{-1}

$$n_{vz} = \frac{60 \cdot i_{KH87} \cdot v_z}{\pi \cdot d_t} = \frac{60 \cdot 17,42 \cdot 1}{\pi \cdot 0,207} = 1607,23 \text{ min}^{-1} \quad (6.6)$$

Otáčky je potřeba zvýšit na $1607,23 \text{ min}^{-1}$.

6.2. Motory

Velikost skutečného výkonu spočítáme z rychlosti elevátoru, celkové tíhové síly (zatížení + hmotnost elevátoru) a podělením celkovou účinností. Protože jsou řetězy dva, je jejich účinnost umocněna na druhou.

η_c celková účinnost

$\eta_{\tilde{c}} = 0,97$ účinnost šikmého ozubení [1]

$\eta_k = 0,97$ účinnost kuželového ozubení [1]

$\eta_f = 0,96$ účinnost řetězového převodu [1]

$$\eta_c = \eta_{\tilde{c}} \cdot \eta_k \cdot \eta_f = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,96^2 = 0,867 \quad (6.7)$$

6.2.1. Návrh motoru pro zatížení 1200kg

Celková tíhová síla F_{zB} je součin hmotností zatížení (kde m_{z1200} je 1200kg + m_e z 5.1) a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Celková tíhová síla F_{zA} je stejná jako F_{zB} , ale je navíc zahrnuto přetížení od nákladu ve výši 20%. Účinnost pohonu je brána z 6.7.

$$F_{zA1200} = (1,2 \cdot m_{z1200} + 2 \cdot m_e) \cdot (g + a) = (1,2 \cdot 1200 + 2 \cdot 261) \cdot (9,81 + 1) = 21,21 \text{ kN} \quad (6.8)$$

$$F_{zB1200} = (m_{z1200} + 2 \cdot m_e) \cdot (g + a) = (1200 + 2 \cdot 261) \cdot (9,81 + 1) = 18,61 \text{ kN} \quad (6.9)$$

$$P_{A1200} = \frac{F_{zA1200} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{21,21 \cdot 1}{0,867} = 24,46 \text{ kW}$$

(6.10)

$$P_{B1200} = \frac{F_{zB1200} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{18,61 \cdot 1}{0,867} = 21,47 \text{ kW} \quad (6.11)$$

6.2.2. Návrh motoru pro zatížení 900kg

Celková tíhová síla F_{zB} je součin hmotností zatížení (kde m_{z900} je 900kg + m_e z 5.1) a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Celková tíhová síla F_{zA} je stejná jako F_{zB} , ale je navíc zahrnuto přetížení od nákladu ve výši 20%. Účinnost pohonu je brána z 6.7.

$$F_{zA900} = (1,2 \cdot m_{z900} + m_e) \cdot (g + a) = (1,2 \cdot 900 + 261) \cdot (9,81 + 1) = 14,49 \text{ kN} \quad (6.12)$$

$$F_{zB900} = (m_{z900} + m_e) \cdot (g + a) = (900 + 261) \cdot (9,81 + 1) = 12,55 \text{ kN} \quad (6.13)$$

$$P_{A900} = \frac{F_{zA900} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{14,49 \cdot 1}{0,867} = 16,72 \text{ kW} \quad (6.14)$$

$$P_{B900} = \frac{F_{zB900} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{12,55 \cdot 1}{0,867} = 14,48 \text{ kW} \quad (6.15)$$

6.2.3. Návrh motoru pro zatížení 600kg

Celková tíhová síla F_{zB} je součin hmotností (zatížení kde m_{z600} je 600kg + m_e z 5.1) a zrychlení (g tíhové, $a=1 \text{ ms}^{-2}$ je maximální zrychlení/zpomalení elevátoru). Celková tíhová síla F_{zA} je stejná jako F_{zB} , ale je navíc zahrnuto přetížení od nákladu ve výši 20%. Účinnost pohonu je brána z 6.7.

$$F_{zA600} = (1,2 \cdot m_{z600} + m_e) \cdot (g + a) = (1,2 \cdot 600 + 261) \cdot (9,81 + 1) = 10,60 \text{ kN} \quad (6.16)$$

$$F_{zB600} = (m_{z600} + m_e) \cdot (g + a) = (600 + 261) \cdot (9,81 + 1) = 9,31 \text{ kN} \quad (6.17)$$

$$P_{A600} = \frac{F_{zA600} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{10,60 \cdot 1}{0,867} = 12,23 \text{ kW} \quad (6.18)$$

$$P_{B600} = \frac{F_{zB600} \cdot v_z}{\eta_c} = \frac{9,31 \cdot 1}{0,867} = 10,74 \text{ kW} \quad (6.19)$$

6.2.4. Volba motorů na základě výpočtů

Při přetížení dojde (tak jako u stávajícího systému) ke snížení rychlosti jako kompenzace vyšší zátěže, není třeba navrhnout maximální výkon motoru ze síly F_{zA} , kde je přetížení zahrnuto tak jako u převodovky, kde velikost přetížení ovlivňuje velikost maximálního momentu.

Vybrané motory jsou od firmy SEW Eurodrive, jedná se o třífázové asynchronní motory s brzdou, která je vybavena manuálním uvolněním. Všechny motory jsou vybaveny přírubou o průměru 350 mm a 4 dírami pro připojení k převodovce.

Tabulka 2. Vybrané motory

Zatížení [kg]	Vypočtený výkon [kw]	Zvolený motor s příslušným výkonem
600	10,74 (6.19)	DRE180S4/BE20/HR/FF - 11kW
900	14,48 (6.15)	DRE180M4/BE20/HR/FF - 15kW
1200	21,47 (6.11)	DRE180LC4/BE20HR/FF - 22kW

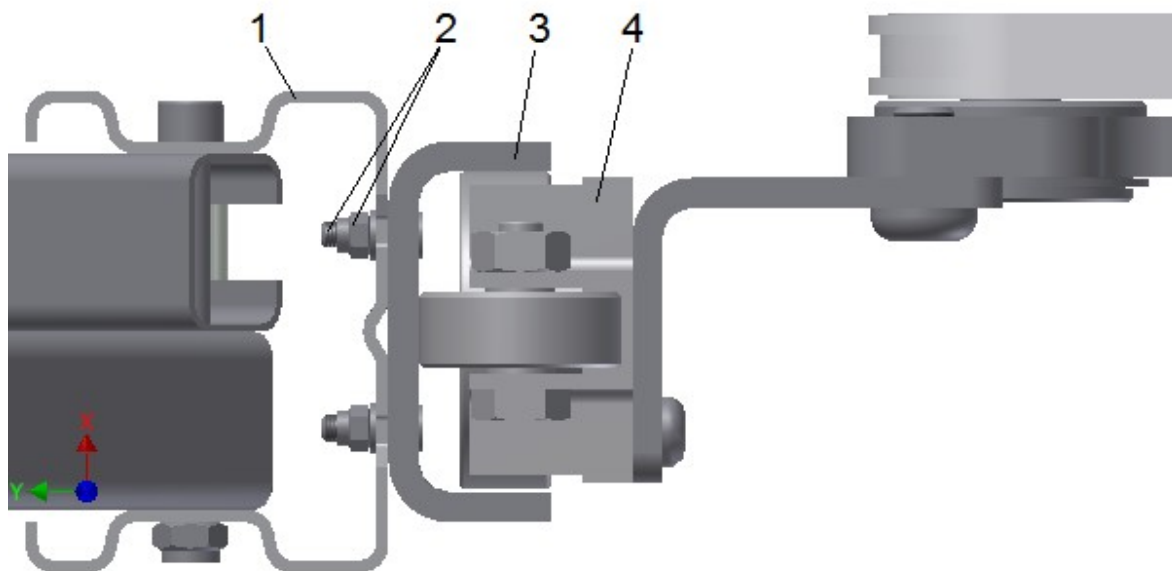
6.3. Prvky vertikálního pohonu

Převodovka KH87BAM160 a podle zatížení zvolené motory jsou vybrány. Průměr výstupní hřídele převodovky je 65 mm. Hřídel bude s převodovkou spojena svěrným pouzdrem. Tolerance hřídele je h6.

Řetězová kola pro jednořadý řetěz 24B-1 volím s nábojem a s předvrtaným otvorem od firmy HABERKORN ULMER [9], objednáací číslo T14049. Pro řetěz volím řetězové kolo bez náboje a s předvrtaným otvorem od téže firmy [7], objednáací číslo T15307. Původní otvor bude rozšířen na 95 mm, aby bylo možné použít k spojení s hřídelí svěrné pouzdro. Svěrné pouzdro volím BK11 60x95 od firmy HABERKORN ULMER [7], objednáací číslo T78212. U každého řetězového kola bude ložisková jednotka SY 65 TF od firmy SKF.

6.4. Vedení elevátoru v rámu

Vodící profil je vytvořen z ohnutého plechu, v tomto případě o tloušťce 6 mm. Připevněn je k rámu pomocí šroubů s kuželovou hlavou (M5 ISO 10640) a samojistné matice (M5 ISO 7040) s podložkou. Sloupek rámu (obr. 39 pozice 1) má v sobě připojovací otvory do kterých šrouby zapadnou.



Obr. 39 Vedení elevátoru v rámu systému Logimat (1), šroubové spojení vodícího profilu s rámem (2), vodící profil (3), kombinovaná kladka (4)

7. Závěr

Myšlenka unifikace konstrukce a pohonů je plně realizovatelná, ale při tak velkém rozdílu zatížení (600 kg až 1200 kg) vede k naddimenzování mechanismu pro 600 kg, a tedy i k vyšší celkové ceně systému Logimat pro toto zatížení.

Jak bylo řečeno v koncepčním návrhu, tak použití řetězu jako nosného prvku má tu výhodu, že motor s převodovkou vertikálního pohonu je mimo rám elevátoru, a to umožňuje zvýšení rychlostí a tím odpovídající zvýšení výkonu motoru a maximálního výstupního momentu z převodovky, aniž by se neúměrně zvýšila hmotnost rámu elevátoru o těžší motor s převodovkou, a také o vyšší hmotnost podélníků, protože vyšší hmotnost motorů by vyžadovala i silnější podélníky.

Myšlena je tím hlavně převodovka vertikálního pohonu a řetězu u zatížení 600 kg. Převodovka byla volena jednotná z důvodu konstrukce jednotného připevnění. Je potřeba vyřešit, jestli je nákladnější pro tři převodovky mít tři úchyty nebo jednotnou převodovku pro všechna zatížení. S ohledem na jednotnou převodovku byly řetězy voleny v rozměru 24B jednořadý (600 kg / 900 kg) a dvouřadý (1200 kg). Jedním z důvodů byl i jednotný rozměr řetězových kol (průměr roztečné kružnice) pro tyto řetězy, který umožňoval při stejných otáčkách motoru stejnou rychlost zdvihu.

Konstrukce rámu elevátoru může být jednotná pro dané zatížení, protože maximální zatížení od kladičkových tratí je blízko úchytů řetězů. Zatížení kterým jsou namáhány C podélníky je hlavně od motoru, který pohání řetězy posuvu polí a částečně také od deformace bočnic způsobené zatížením kladičkových tratí. Proto bych se přikláněl k variantě jednotného rámu, kde by se jenom měnila kladičková trať a případně úchyt řetězu, pokud by nebyl volen jednotný, tak jak byl použit pro tento návrh.

U dvoupatrového elevátoru by bylo výhodnější u horního navrhnout bočnice speciálně pro tuto aplikaci a spodní nechat standardní. Je tím myšleno řešení, které je méně výškově náročné a dojde tak k zvýšení využití celkového prostoru. Pokud by bylo navržené řešení spojení přes řetěz, které má výhodu v snadném nastavení požadované vzdálenosti mezi horním a spodním rámem, zaměněno za jiné, např.: zavěšení na závitovou tyč společnou pro oba rámy. Při správném návrhu této závitové tyče a konstrukce jejího upevnění, by mělo být docíleno stejně snadného nastavování výšky mezi spodním a horním patrem.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] JANKOVSKÝ, L.: *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1991, 139 s. ISBN 80-01-00493-7.
- [3] GAJDŮŠEK, J. a ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vydání. Brno: VUT, 1988, 277 s. Skriptum VUT.
- [7] HABERKORN ULMER S.R.O. *Řetězová kola bez náboje* [online]. 2012. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezova-kola/06_retezova-kola_web_52-73.pdf
- [8] HABERKORN ULMER S.R.O. *Spojení hřídel - náboj, svěrná pouzdra* [online]. 2012. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojeni-hridel-naboj_sverna-pouzdra-BK.pdf
- [9] HABERKORN ULMER S.R.O. *Řetězová kola s nábojem* [online]. 2012. [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezova-kola/06_retezova-kola_web_23-46.pdf
- [10] HABERKORN ULMER S.R.O. *Napínání řetězů a řemenů* [online]. 2012. vyd. [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/prislusenstvi/07_napinaky-retezy.pdf
- [11] CONTRA Praha s.r.o [online]. 2008 [cit. 2012-02-16]. Dostupné z: http://www.contra.cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html
- [12] CONTRA Praha s.r.o [online]. 2008 [cit. 2012-02-16]. Dostupné z: http://www.contra.cz/retezy_tsubaki/pohonove/bezudrzbove_lambda.html
- [13] ŘETĚZY Olomouc, spol. s r.o. [online]. 2012 [cit. 2012-02-16]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/retezy-/bezudrzbove-valeckove-retezy-wieppermann/marathon.html>
- [14] WINKEL GmbH [online]. [cit. 2012-02-24]. Dostupné z: <http://www.winkel.de/cz>
- [15] KVĚTOSLAV KALÁB. *Návrh a výpočet řetězového převodu: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava, 2008 [cit. 2012-04-09]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>

- [16] *Volba hnacího válečkového řetězu*. [online]. 2006 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.retezyvam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [17] *Marathon - Maintenance free* [online]. 2011 [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/data/produkty/files/334.pdf>
- [18] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK SPOL. S R. O. *Vodící kladky* [online]. 2012. vyd. [cit.2012-04-30]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/loziska-a-linearni-vedeni-strojni-prvky-vodici-kladky-1899.html>
- [19] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK SPOL. S R. O. *Opěrné kladky* [online]. 2012. vyd. [cit.2012-04-30]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/loziska-a-linearni-vedeni-strojni-prvky-operne-kladky-1898.html>
- [20] http://img.directindustry.de/images_di/photo-g/zahnstange-55133.jpg [cit. 2012-02-16]
- [21] <http://gates.co.kr/commonUpload/product/productimage/1222246957.64> [cit. 2012-02-16]
- [22] http://www.contra.cz/retezovy_prevod/foto/nosize/69.jpg [cit. 2012-02-16]
- [23] http://www.contra.cz/image/retezovy%20prevod/slozeni_retezu_2_CZ.jpg [cit. 2012-02-16]
- [24] podklady firmy SSI SCHÄFER
- [25] <http://www.winkel.de/cz/vyrobky/komponenty/kombinovane-kladky/kombinovane-kladky-vulkolan/kombinovana-kladka-vulkolan-typ-v-6250-ap/> [cit. 2012-02-16]
- [26] <http://www.ctiautomation.net/Images/SEW-Eurodrive/SEW-Eurodrive-Helical-Bevel-Gearmotors.jpg> [cit. 2012-04-30]
- [27] http://www.hennlich.cz/typo3temp/pics/p_ph-CF-A_n_06_af21512afa.png [cit. 2012-04-30]
- [28] http://www.haberkorn.cz/data/files/image/novinky/pohony-kap-7_novinka.jpg cit. 2012-04-30]

Seznam výkresové dokumentace

DP12_S_A1_001	Rám elevátoru 4000x820
DP12_P_A2_002	Bočnice levá
DP12_P_A2_004	Sestava podélníky
DP12_P_A3_005	Úchyt řetězu horní

Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
a	Maximální zrychlení elevátoru	$[\text{ms}^{-2}]$
d_t	Průměr hlavové kružnice řetězového kola	$[\text{m}]$
f	Plocha čepu	$[\text{mm}^2]$
F_{b24B-1}	Minimální pevnost v tahu řetězu 24B-1 MA	$[\text{N}]$
F_{b24B-2}	Minimální pevnost v tahu řetězu 24B-2 MA	$[\text{N}]$
F_{CR1200}	Celková tíhová síla působící na řetěz při zatížení 1200 kg	$[\text{N}]$
F_{CR600}	Celková tíhová síla působící na řetěz při zatížení 600 kg	$[\text{N}]$
F_{CR900}	Celková tíhová síla působící na řetěz při zatížení 900 kg	$[\text{N}]$
F_{e600}	Síla působící na horním rámu od spodního elevátoru	$[\text{N}]$
F_{k600}	Síla působící na kladičkovou trať při zatížení 600 kg	$[\text{N}]$
F_{k900}	Síla působící na kladičkovou trať při zatížení 900 kg	$[\text{N}]$
F_m	Síla působící na příčný nosník	$[\text{N}]$
F_{zA1200}	Celková tíhová síla pro 1200 kg a 20% přetížení	$[\text{N}]$
F_{zA600}	Celková tíhová síla pro 600 kg a 20% přetížení	$[\text{N}]$
F_{zA900}	Celková tíhová síla pro 900 kg a 20% přetížení	$[\text{N}]$
F_{zB1200}	Celková tíhová síla pro 1200 kg	$[\text{N}]$
F_{zB600}	Celková tíhová síla pro 600 kg	$[\text{N}]$
F_{zB900}	Celková tíhová síla pro 900 kg	$[\text{N}]$
F_{zmax}	Celková tíhová síla při 1200 kg	$[\text{N}]$
g	Gravitační zrychlení	$[\text{ms}^{-2}]$
l_1	Činitel tření	$[-]$
i_{21}	Požadovaný převodový poměr	$[-]$
m_e	Hmotnost elevátoru	$[\text{kg}]$
M_{kDmax}	Maximální výstupní moment převodovky	$[\text{Nm}]$
M_{kmax}	Maximální moment na převodovce	$[\text{Nm}]$
m_m	Hmotnost motoru pohonu řetězů přesouvajících pole	$[\text{kg}]$
m_p	Hmotnost pole	$[\text{kg}]$
m_r	Hmotnost rámu elevátoru	$[\text{kg}]$
m_{z600}	Hmotnost zatížení 600 kg	$[\text{kg}]$
n_1	Jmenovité otáčky elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
n_2	Otáčky řetězového kola	$[\text{min}^{-1}]$
n_{vz}	Otáčky motoru při kterých je dosaženo rychlosti 1 ms^{-1}	$[\text{min}^{-1}]$
p	Rozteč řetězu	$[\text{mm}]$
P_{1200}	Výkon beze ztrát pro 1200 kg	$[\text{kW}]$
P_{600}	Výkon beze ztrát pro 600 kg	$[\text{kW}]$
P_{900}	Výkon beze ztrát pro 900 kg	$[\text{kW}]$
P_{a1200}	Výkon motoru při zatížení F_{zA1200}	$[\text{kW}]$
P_{a600}	Výkon motoru při zatížení F_{zA600}	$[\text{kW}]$
P_{a900}	Výkon motoru při zatížení F_{zA900}	$[\text{kW}]$
P_{b1200}	Výkon motoru při zatížení F_{zB1200}	$[\text{kW}]$
P_{b600}	Výkon motoru při zatížení F_{zB600}	$[\text{kW}]$

P_{b900}	Výkon motoru při zatížení F_{zB900}	[kW]
P_{d1200}	Výkon se ztrátami pro 1200kg	[kW]
P_{d1200}	Výkon se ztrátami a s zohledněnou osovou vzdáleností	[kW]
P_{d600}	Výkon se ztrátami pro 600kg	[kW]
P_{D600}	Výkon se ztrátami a s zohledněnou osovou vzdáleností	[kW]
P_{d900}	Výkon se ztrátami pro 900kg	[kW]
P_{D900}	Výkon se ztrátami a s zohledněnou osovou vzdáleností	[kW]
$p_{dov24B-1}$	Dovolený měrný tlak v kloubu pro řetěz 24B-1	[MPa]
$p_{dov24B-2}$	Dovolený měrný tlak v kloubu pro řetěz 24B-2	[MPa]
p_i	Dovolený měrný tlak v kloubu	[MPa]
p_{v1200}	Měrný tlaku v kloubu při 1200 kg	[MPa]
p_{v600}	Měrný tlaku v kloubu při 600 kg	[MPa]
p_{v900}	Měrný tlaku v kloubu při 900 kg	[MPa]
v_{n1}	Rychlost při otáčkách n_1	[ms ⁻¹]
v_z	Rychlost zdvihu	[ms ⁻¹]
Y	Činitel rázu	[-]
z	Počet zubů řetězového kola	[-]
$Y_{dyn1200}$	Dynamická bezpečnost pro 1200 kg	[-]
Y_{dyn600}	Dynamická bezpečnost pro 600 kg	[-]
Y_{dyn900}	Dynamická bezpečnost pro 900 kg	[-]
$Y_{stat1200}$	Statická bezpečnost pro 1200 kg	[-]
$Y_{stat600}$	Statická bezpečnost pro 600 kg	[-]
$Y_{stat900}$	Statická bezpečnost pro 900 kg	[-]
η_c	Celková účinnost	[-]
$\eta_{\tilde{c}}$	Účinnost šikmého ozubení	[-]
η_k	Účinnost kuželového ozubení	[-]
η_f	Účinnost řetězového převodu	[-]
μ	Činitel mazání	[-]
ρ	Činitel vzdálenosti os	[-]
Φ	Činitel provedení řetězu	[-]
X	Činitel výkonu	[-]

CD

Technická zpráva

formát PDF

Výkresová dokumentace

formát PDF