

Návrh a konstrukce plošinového zvedáku

Jan Trensinger

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

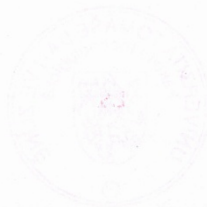
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan TRENSINGER**
Osobní číslo: **T100001**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Návrh a konstrukce plošinového zvedáku**

Zásady pro vypracování:

- 1. Vypracování lineární studie na dané téma**
- 2. Návrh a konstrukce plošinového zvedáku**
- 3. Vypracování sestavy zařízení**
- 4. Ekonomické zhodnocení**



Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího bakalářské práce.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **8. února 2013**

Termín odevzdání bakalářské práce: **17. května 2013**

Ve Zlíně dne 11. února 2013


doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan




prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

Příjmení a jméno: Trensinger Jan

Obor: Procesní inženýrství

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

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

Ve Zlíně 17.5.2019



.....

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je rozbor mechanické možnosti konstrukce plošinového zvedáku. Návrh zvedáku pro osobní automobily s mechanickým i hydraulickým pohonem s nosností 3500 kg a zdvihem 650 mm. Práce je především zaměřena na pevnostní výpočet a návrh mechanismu. Návrh hydraulického a pneumatického obvodu.

Klíčová slova: konstrukce zvedáku, hydraulický a mechanický pohon, hydraulický obvod, pneumatický obvod.

ABSTRACT

The aim of this bachelor work is to analyze the mechanical possibilities of the platform jack construction. The design of a draft jack for cars with mechanical and hydraulic drive with a load capacity of 3500 kg and a stroke of 650 mm. The work is mainly focused on strength calculation and design of the mechanism. Design of the hydraulic circuit.

Keywords: construction of the jack, hydraulic and mechanical drive, hydraulic circuit

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji zejména svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za odborné rady, při zpracování této bakalářské práce.

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

.....
Podpis

Obsah

1 Úvod	10
TEORETICKÁ ČÁST	11
2 ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ	12
2.1 Zvedací zařízení obecně	12
2.1.1 Jeřáby	12
2.1.2 Výtahy	13
2.1.3 Zdvihadla	13
2.1.4 Zvedáky.....	13
2.1.5 Kladkostroje.....	16
2.1.6 Navíjedla.....	16
2.1.7 Vrtáky	17
3 POHONY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ	18
3.1 Pohon elektrický.....	18
3.2 Pohon spalovacím motorem	18
3.3 Pohon hydraulický.....	19
3.4 Pohon pneumatický	19
3.5 Pohon ruční.....	20
4 AUTOMOBILOVÉ ZVEDÁKY	21
4.1 Jednosloupové	21
4.1.1 Stabilní.....	21
4.1.2 Mobilní.....	21
4.1.3 Pístové.....	22
4.1.4 Jámové	27
4.2 Dvousloupové.....	30
4.2.1 Elektro-mechanické zvedáky	30
4.2.2 Elektro-hydraulické zvedáky	30
4.2.3 Pístové.....	31
4.3 Čtyřsloupové	31
4.3.1 Elektro-hydraulické zvedáky	31
4.4 Nůžkové.....	34
PRAKTICKÁ ČÁST	35
5 NÁVRH A KONSTRUKCE PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU	36
5.1 Zadané parametry	36
5.2 Zdvihová rychlost.....	36
5.3 Zatížení	36
5.4 Rozdělení hmotnosti vozidla	37
5.5 Statický výpočet	37

5.5.1	Popis členů	38
5.5.2	Popis vazeb.....	38
5.5.3	Určení počtů stupňů volnosti.....	38
5.5.4	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 2	38
5.5.5	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 3	39
5.5.6	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 4	39
5.5.7	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 5	40
5.5.8	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 6	40
5.5.9	Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 7	41
5.6	Statický rozbor	41
5.6.1	Maticové řešení soustavy statických rovnic.....	42
5.7	Průběh vnitřních sil	49
5.7.1	Člen 2 za stavu A v dolní poloze zvedáku	49
5.7.2	Člen 3 za stavu A v dolní poloze zvedáku	52
5.7.3	Člen 4 za stavu A v dolní poloze zvedáku (u jednoho nůžkového mechanismu)	56
5.7.4	Člen 5 za stavu A v dolní poloze zvedáku	58
5.7.5	Člen 3 za stavu B v dolní poloze zvedáku	60
5.7.6	Člen 4 za stavu B v dolní poloze zvedáku (u jednoho nůžkového mechanismu)	64
5.8	Návrh průřezu.....	65
5.8.1	Člen 2	66
5.8.2	Člen 3	69
5.8.3	Člen 5 – přímočarý motor	79
5.9	Pevnostní kontrola čepu	81
5.9.1	Kontrola středového čepu.....	82
5.9.2	Horní čep k hydromotoru	83
5.9.3	Spodní čep k promotoru	86
5.9.4	Spodní čep členu 2	89
5.9.5	Horní čep členu 3	93
5.9.6	Spodní čep členu 3	95
5.10	Návrh hydraulického obvodu	99
5.10.1	Prvky hydraulického obvodu	99
5.10.2	Výpočet hydraulického obvodu	100
5.10.3	Náhradní schéma hydraulického obvodu	102
5.11	Návrh zádržného zařízení.....	107
5.11.1	Vlastní návrh zádržného zařízení	107
5.11.2	Návrh pneumatického válce	107
5.11.3	Pevnostní kontrola zádržného zařízení.....	109
5.12	Návrh mechanismu mechanického zdvihu.....	111

5.12.1 Pohon zvedáku pomocí tlačných řetězů	112
5.12.2 Funkce lineárního teleskopického zvedacího zařízení	112
5.12.3 Výpočet plošiny pro mechanický zdvih v honí poloze zvedáku za stavu A.....	113
5.12.4 Výpočet potřebného výkonu	118
Závěr	121
Seznam použité literatury	122
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	125
Seznam obrázků.....	137
Seznam tabulek	141

1 ÚVOD

V dnešní technické době je cílem každého si v co největší míře usnadnit - zjednodušit a také zrychlit celý pracovní proces. To mělo za následek, že se z obyčejných kladkostrojů a navíjedel s ručním pohonem staly plnohodnotné náhrady zvedacích zařízení ať už s elektrickým, pneumatickým nebo hydraulickým pohonem.

Právě tato bakalářská práce pojednává o jednoduché manipulaci a zvýšení produktivity v oblasti servisování vozidel, která vedla k vytvoření mnoha typů zvedacích zařízení. Úkon spočívá ve zvednutí břemene, v našem případě vozidla a v usnadnění tak následné manipulace s ním.

První kapitola teoretické části této práce obecně popisuje různé typy zvedacích zařízení, které se dále pak rozdělují podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení na jeřáby, výtahy, zdvihadla a zvedáky. Pohony zvedacích zařízení jsou pak podrobně popsány v kapitole druhé. Třetí kapitola je pak zcela zaměřena na zvedací zařízení pro osobní automobily – automobilové zvedáky a to jak na jednosloupové, tak i dvousloupové, čtyřsloupové a v neposlední řadě i zvedáky nůžkové. Součástí bakalářské práce je i část praktická, kde navrhuji zvedací zařízení pro osobní automobily, ke které jsem zpracoval výkresovou i technickou dokumentaci.

TEORETICKÁ ČÁST

2 ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ

2.1 Zvedací zařízení obecně

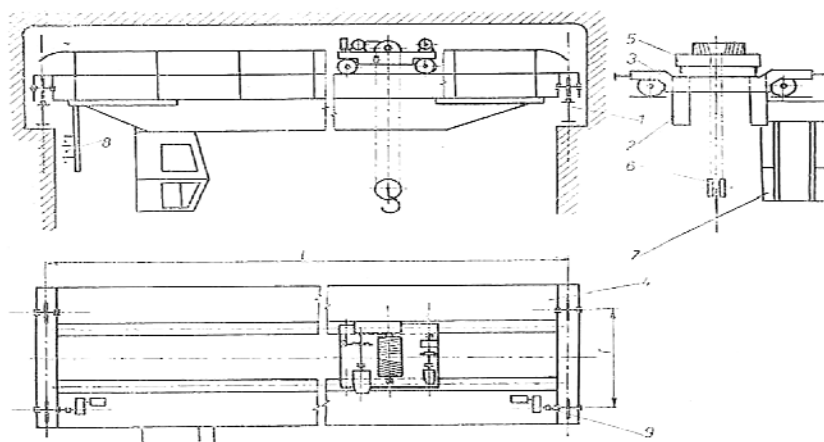
Podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení se zdvihací zařízení obvykle rozdělují na tři kategorie: [3]

- jeřáby
- výtahy
- zdvihadla

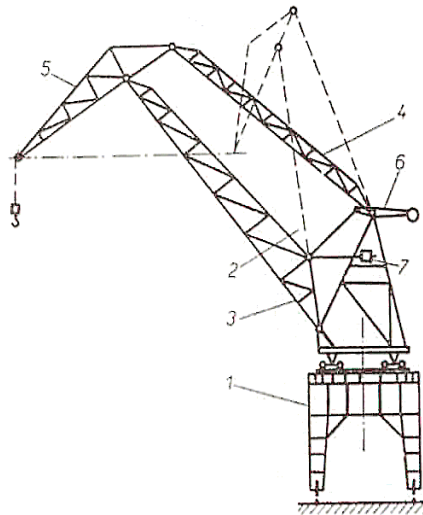
2.1.1 Jeřáby

Jsou zdvihací zařízení, kterým se přemisťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru. Při označování různých druhů jeřábů se zpravidla přihlíží k celkovému tvaru nebo tvaru jeho charakteristické části, druhu pohonu, druhu pohybu, druhu práce a místu použití. Druh jeřábu určuje zejména jeho nosná konstrukce a podle toho rozeznáváme jeřáby: [1]

- mostové
- portálové a poloportálové
- sloupové a věžové
- konzolové
- silniční a kolejové
- plovoucí
- lanové



Obrázek 1: Mostový jeřáb [1]



Obrázek 2: Portálový jeřáb [1]

2.1.2 Výtahy

Výtahy mohou být děleny z hlediska konstrukce na výtahy plošinové a klecové, které se používají hlavně ve stavebnictví pro dopravu materiálu a dále pro dopravu osob. Kabina se pohybuje po dráze, která je vymezena vodítky. Jsou tahány lanem nebo řetězem podle pevných vodidel.

2.1.3 Zdvihadla

Pojem zdvihadla rozumíme zdvihací zařízení, která se dále člení na zvedáky, kladkostroje a navíjedla. Jsou charakterizována tím, že při práci nemění své umístění a v poměru ke zvedací síle mají malou hmotnost. Přemísťují břemena pouze ve svislém směru. [3]

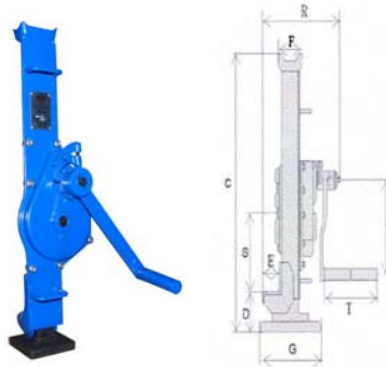
2.1.4 Zvedáky

Vyvozuji zvedací sílu poměrně velmi značnou, ale při poměrně malém zdvihu. Pohon bývá nejčastěji ruční. Používají se většinou k pomocným pracím jak v montážních dílnách, tak i na stavbách. Mají mít proto podle možnosti malou hmotnost, aby se mohli snadno přemísťovat. Člení se na zvedáky: [3]

- hřebenové
- šroubové
- lokomotivní
- hydraulické
- pneumatické

2.1.4.1 Zvedáky hřebenové

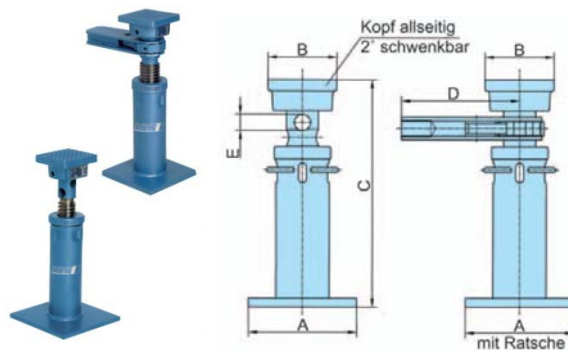
Tyto zvedáky se používají především k pomocným pracím při montážích. Vyrábějí se pro zvedání břemen do hmotnosti až 20 t. Pohon je ruční. Nevýhodou těchto zvedáků je příliš malý zdvih pro daný účel. U nás jsou hřebenové zvedáky typizované ve dvou provedeních, a to jednak jako tzv. zvedáky patkové a tzv. zvedáky sklápěcí používané ke sklápění koreb nákladních vozů. [2,3]



Obrázek 3: Hřebenový zvedák [10]

2.1.4.2 Zvedáky šroubové

Nosnost jednoduchých šroubových zvedáků v normálním provedení bývá 2 až 35 t, zdvih 100 až 300 mm. Obzvláště lehké jsou automobilové šroubové zvedáky s pákovým převodem, tzv. nůžkové. Pro montáž ocelových mostů, podpírání složitých lešení železobetonových staveb mívají šroubové zvedáky nosnost 12 až 35 t, zdvih 200 až 320 mm a obzvláště široké podstavce. Proti hřebenovým zvedákům jsou šroubové výrobně levnější, zvedají však pomaleji a mají malou účinnost. Používá se jich spíše k podpírání než k střídavému zvedání a spouštění. [3]



Obrázek 4: Šroubový zvedák [11]

2.1.4.3 Zvedáky lokomotivní

Jsou zvláštní skupinou zvedáků šroubových. Používá se jich na železnicích jako pomocných zařízení, zejména při opravách lokomotiv, tendrů a vozů. Zpravidla se používá skupiny čtyř zvedáků, celkové nosnosti 100 t, zdvihu 1200 až 2200 mm. Podle pohonu jsou lokomotivní zvedáky ruční a elektrické. [3]

2.1.4.4 Zvedáky hydraulické

Používají se v dopravě, ve stavebnictví, zejména při posouvání a zvedání těžkých konstrukcí, ve strojírenství a to nejen jako zařízení zdvihací, ale i ke speciálním úkolům, např. při vyrovnávání kotlů, lisování kol na nápravy nebo jejich snímání. Jsou i v opěrných patkách železničních jeřábů. [3]



Obrázek 5: Hydraulický zvedák [12]

2.1.4.5 Zvedáky pneumatické

Zvedací síla se vyvozuje působením stačeného vzduchu na píst, který se pohybuje ve svislém válci, pístnice pístu nese dole hák, na nějž se zavěšuje břemeno. Nosnost zvedáku závisí na tlaku vzduchu. Pneumatických zvedáků se používá zpravidla jen tam, kde je stlačený vzduch k dispozici pro jiné účely. Jejich pracovní prostor je omezen délkou přívodní hadice, jež bývá asi do 6 až 8 m. [3]



Obrázek 6: Pneumatický zvedák [13]

2.1.5 Kladkostroje

Vyvozují zvedací sílu zpravidla do 10 t. Pohon bývá ruční nebo elektrický. Kladkostrojů se používá jak ke zvedání břemen, tak k montážním pracím. Mají mít malé rozměry i hmotnost. [3]

Kladkostroje s ručním pohonem

- násobné
- šroubové
- s čelními koly
- řehťákové

Kladkostroje s elektrickým pohonem

- s elektrickým pohonem a s dvojitou zdvihací rychlostí
- s elektrickým pohonem dvojitě
- s pohonem pneumatickým

2.1.6 Navíjedla

Jsou obecně charakterizována tím, že zdvihací, popřípadě tažná síla, která se vyvozuje lanem, které je poháněno bubnem, jež opásává. Buben je buď navíjecí, nebo třecí. Zdvihací (tažná) síla je 5 Mp, výjimečně do 10 až 15 Mp, při poměrně značném zdvihu až několik desítek metrů. Pohon je ruční nebo elektrický, výjimečně i spalovacím motorem. Podle konstrukce jsou navíjedla buď jednobubnová (jednoduchá), nebo několikabubnová (složená). Jednobubnová navíjedla se krátce nazývají navíjáky nebo vrtáky. [3]

Rozeznáváme navijáky:

- nástěnné
- kozové neboli ruční vrtáky
- rámové neboli motorové vrtáky
- posunové neboli spilly



Obrázek 7: Elektrický lanový naviják [14]

2.1.7 Vrtáky

Vrtáků, ať s pohonem ručním, nebo motorickým, se používá zejména při montážích, na stavbách a v důlním provozu. Na železnici se někdy vyskytují jako pomocná zařízení při odstraňování následků nehod. Podle druhu a způsobu použití se vrtáky někdy též označují, např. ruční montážní naviják, elektrický stavební naviják, důlní vrátek s naftovým motorem, pomocný naviják.

Vrtáky s ručním pohonem - mají v normálním provedení nosnost 0,5 až 5 t, ve speciálním až 10 t. Do nosnosti 1 t mají normální kozové navijáky jeden pár ozubených kol, do nosnosti 4 t dva páry.

Vrtáky s motorickým pohonem – všechny součásti, tj. buben s postranicemi, převody, brzdy i poháněcí motor s výzbrojí, jsou namontovány na tuhém rámu, obvykle svařovaném z profilové oceli. Síla se od motoru přenáší na buben zpravidla ozubenými převody. Těchto navijáků se používá jak k montážním účelům, tak ve stavebnictví, i v důlní těžbě. Rámové navijáky s ozubenými převody se u nás vyrábějí pro tažnou sílu v laně až 10 Mp. [3]

3 POHONY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

3.1 Pohon elektrický

Elektrický pohon je nejrozšířenější. Přes 80 % všech motoricky poháněných zdvihacích strojů a zařízení je poháněno elektricky.

Hlavními výhodami elektrického pohonu jsou stálá připravenost a schopnost provozu, snadná a pohodlná obsluha a u většiny vhodných soustav elektrické výzbroje snadná regulovatelnost, možnost okamžitého zapínání a vypínání, takže odpadají ztrátové časy a ztráty při běhu naprázdno, které jsou u jiných způsobů motorického pohonu.

Nevýhodou elektrického pohonu je ovšem závislost na zdroji proudu a nutnost jeho přívodu. Elektrický pohon má proti jiným pohonům nedocenitelnou přednost, že umožňuje plynulý přechod z motorového stavu do stavu generátorového, neboli ze silové oblasti do oblasti brzdové. Tuto možnost mají však jen některé druhy elektromotorů, které pak umožňují plynulé nastavení účinného brzdění vrácením elektrické energie zpět do sítě tzv. rekuperací, jednoduchými prostředky bez přepínání hlavního obvodu. Elektrické brzdění je možné i jiným způsobem, např. použitím odporové brzdy, nebo brzdy protiproudové. [1]

3.2 Pohon spalovacím motorem

Tento druh pohonu je hlavně u jeřábů vozidlových, dále u jeřábů plovoucích a u některých konstrukcí jeřábů stavebních. Výhodami spalovacího motoru je to, že jsou v okamžité pohotovosti k provozu, v méně namáhavé obsluze, menších rozměrech motoru a tím i váze. Jako nevýhody můžeme označit malou přetížitelnost, nemožnost přímé změny otáček motoru a rychlosti. Nejčastěji se používá motoru naftového a to buď k pohonu:

- přímému (dieselmechanickému)
- sdruženému (dieselektrickému nebo dieselhydraulickému)

Pohon zážehovým motorem, který se poměrně velmi málo vyskytuje, a to jen u menších zařízeních, je vždy přímý.

Pohon dieselmechanický – u tohoto pohonu je mechanická vazba mezi motorem a hnacími elementy. Spojky a brzdy ovládá jeřábník buď přímo mechanicky, nebo přes pneumatická anebo hydraulická servořízení. Tento způsob se většinou používá u jeřábů tzv. univerzálních rypadel.

Pohon diezelektrický – u tohoto pohonu pohání naftový motor elektrický generátor a vznikající elektrický proud pak pohání jednotlivé elektromotory. Tento způsob pohonu je výhodný pro větší jeřábová zařízení a pro jeřáby vozidlové vyšších, popřípadě i středních nosností.

Pohon dieselhydraulický – může být vytvořen na dvojím principu a to buď jako pohon hydrostatický, nebo jako pohon hydrodynamický. [1]

3.3 Pohon hydraulický

Hydraulický pohon v tom smyslu, že primární pohybovou energii dodává hydraulický motor, se u jeřábů a zdvihacích zařízení nevyskytuje vůbec. Primární energii dodává zpravidla elektromotor nebo naftový motor.

Hydraulické převody mohou být hydrostatické nebo hydrodynamické.

Převod hydrostatický – zde pohání hnací motor čerpadlo, které vytváří potřebný tlak v hydraulické kapalině v oleji a ta se pak podle potřeby přivádí k hydraulickým motorům. Takto poháněné motory pak pohánějí příslušná ústrojí jeřábu. Přitom může jít o pohyb buď přímočarý, kde pohyb konají písty ve válcích, nebo rotační kde pohyb obstarávají rotační hydromotory.

Převod hydrodynamický – u tohoto převodu se používá hydrodynamického měniče, ten přenáší hnací energii formou kinetické energie kapaliny (oleje) proudící mezi dvěma koly, primárním a sekundárním. Hnací motor pohání primární hřídel měniče, kdežto sekundární hřídel měniče pohání hnané ústrojí jeřábu. [1]

3.4 Pohon Pneumatický

V nedávné minulosti se jednalo o nejrozšířenější druh pohonů v automatizační technice. V současné době je jejich použití na ústupu. Na jejich místě se prosazují elektrické pohony.

Pneumatické rotační pohony - transformují energii stlačeného vzduchu na mechanickou energii rotačního pohybu.

- pístové rotační motory
- lamelové motory
- zubové motory
- turbínové (proudové) motory

Pneumatické přímočaré pohony - transformují energii stlačeného vzduchu na přímočarý pohyb. Jedná se o nejrozšířenější typ pneumotoru v oblasti automatizace a manipulace s materiálem.

- jednočinné přímočaré pneumatické motory
- dvojčinné přímočaré pneumatické motory

3.5 Pohon ruční

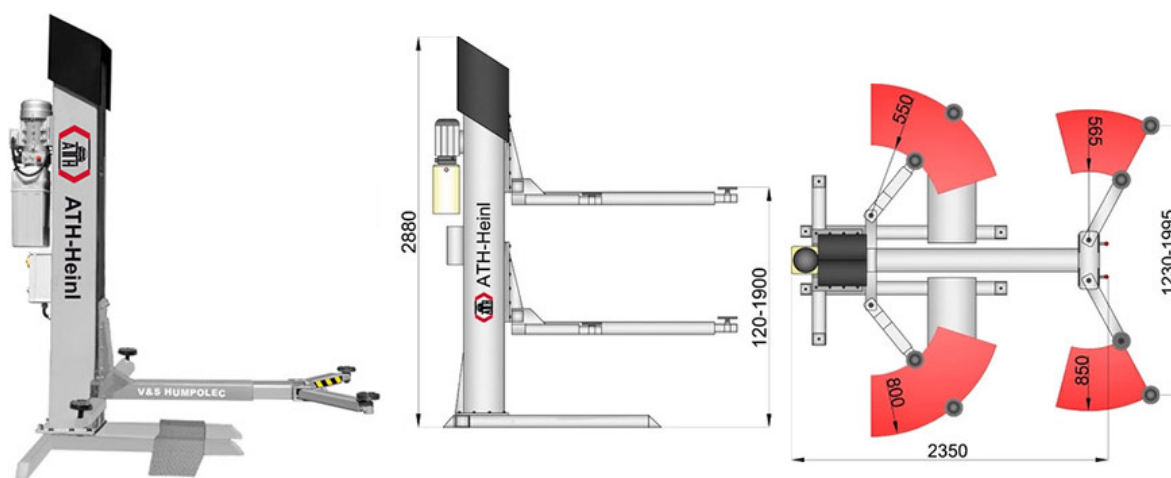
Používá se už jen výjimečně. Hodí se pro malé nosnosti, krátké zdvihy a občasné použití. Vyskytuje se spíše u jednoduchých zdvihadel a malých pojízdných nebo otočných jeřábů, používaných dočasně, zejména k účelům montážním a někdy i jako záložní způsob pohonu. Lidská síla působí na ruční kliku, nebo ručním řetězem na řetězovou kladku. [1]

4 AUTOMOBILOVÉ ZVEDÁKY

4.1 Jednosloupové

4.1.1 Stabilní

Stabilní jednosloupový elektromechanický zvedák pro zvedání osobních a dodávkových automobilů má robustní nosný sloup, po kterém vertikálně pojíždí jednotka se 4 nosnými rameny. Ta jsou stavitelná. Dvě ramena jsou kloubová a dvě výsuvná, což umožňuje maximální rozsah úložných bodů (viz obr. 8). Zvedák charakterizuje malý prostor potřebný k instalaci. Jeho výhodou je otevření alespoň jednoho páru dveří. Při ustavování vozidla na zvedák je nutno umístit automobil co nejbližší ose zvedáku, tedy aby těžiště vozidla bylo mezi patkami zvedáku. Vhodný do prostoru lakovny, klempírny a do stísněných prostor dílny a je vhodný k opravám brzd. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 2000 kg, maximální zdvih pak okolo 1900 mm. [4]

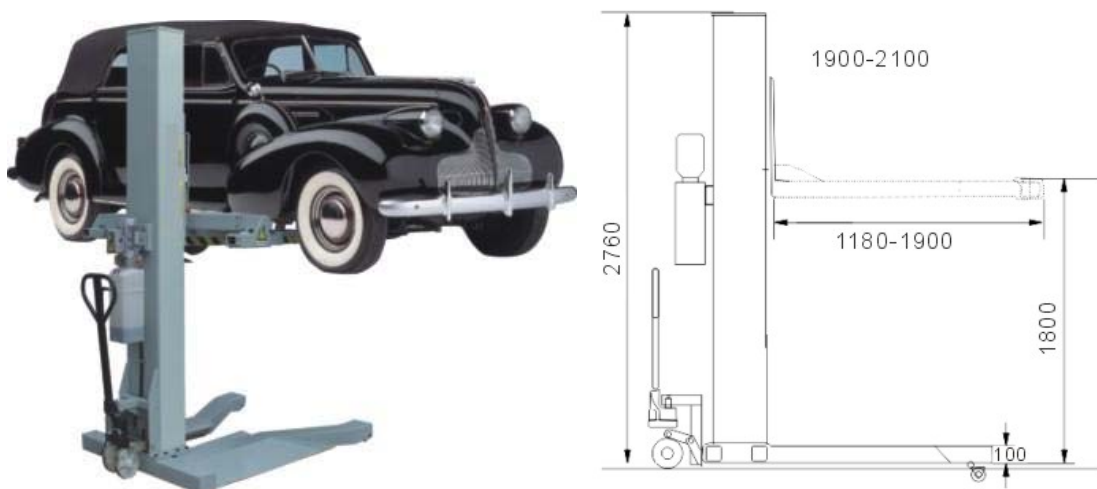


Obrázek 8: Jednosloupový zvedák [15]

4.1.2 Mobilní

Mobilní zvedáky jsou opatřeny koly. Vozy jsou zvedány za úložné body, za prahy nebo za jiná tuhá místa karoserie nebo rámu pomocí 4 ramen. Při ukládání vozu na zvedák je potřeba dbát, aby se těžiště vozu nacházelo v ose zvedáku a co nejbližší sloupu (tím se zvýší stabilita zvednutého vozu). Výhodami mobilních zvedáků jsou především snadno přípustné

nápravy, ale také jejich malé zástavové rozměry. Nevýhodami jsou však nepřístupnost jednoho páru dveří, spodní opěrná ramena umístěná přes celou šíři vozu, která musí pracovník neustále překračovat. Horní ramena nedovolují manipulaci s jednotlivými částmi vozidla, např. nelze odstranit výfukovou soustavu. Mobilní zvedák také potřebuje pevný podklad, aby byl stabilní. Mobility zvedáku je dosaženo pohonem elektromotoru a zvedání je realizováno šroubem s bronzovou maticí. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 2000 kg, maximální zdvih pak okolo 1880 mm. [4]



Obrázek 9: Mobilní zvedák [16]

4.1.3 Pístové

Pístový zvedák je tvořen pístem, hydromotorem a přímočarým hydromotorem. Ovládací panel je vyveden externě. Robustní konstrukce bez elektronických dílů uvnitř vestavné kazety. Technologie vratných válců zajišťuje nejvyšší stupeň ochrany pro vnitřní hydraulická těsnění. Pístové zvedáky jsou speciálně koncipovány pro práce v obtížném prostředí, jakými jsou mycí haly nebo lakovny.

Hydraulické válce a bezpečnostní podpěry jsou ve vestavné kazetě, která je umístěna v podlaze. Kazeta je často z ocelového galvanicky pozinkovaného plechu, který zaručuje dlouhodobou životnost a má zabránit i možným průsakům vody dovnitř. [5]



Obrázek 10: Pístový zvedák [17]

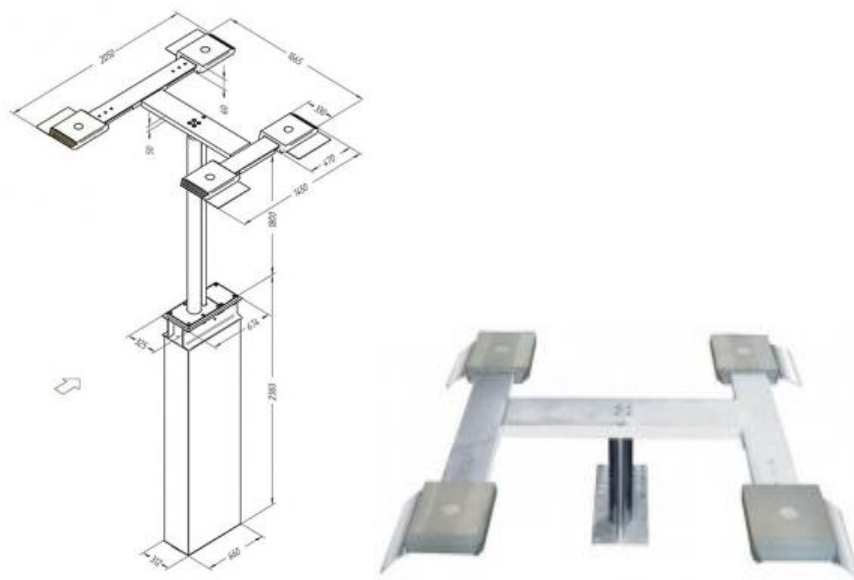
Stabilní válec s velkým průměrem (123 mm) má nosnost 3.500 kg. Hydraulické bezpečnostní podpěry s povlakem z tvrdého chrómu slouží jako ochrana před nežádoucím poklesem.



Obrázek 11: Pístový zvedák [18]

Robustní - profesionální 1-pístová zvedací plošina s úložnou plochou tvaru H, ideální pro použití v myčkách vozidel. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 3500 kg, užitečný zdvih pak okolo 1800 mm. Jeho vybavení: [5]

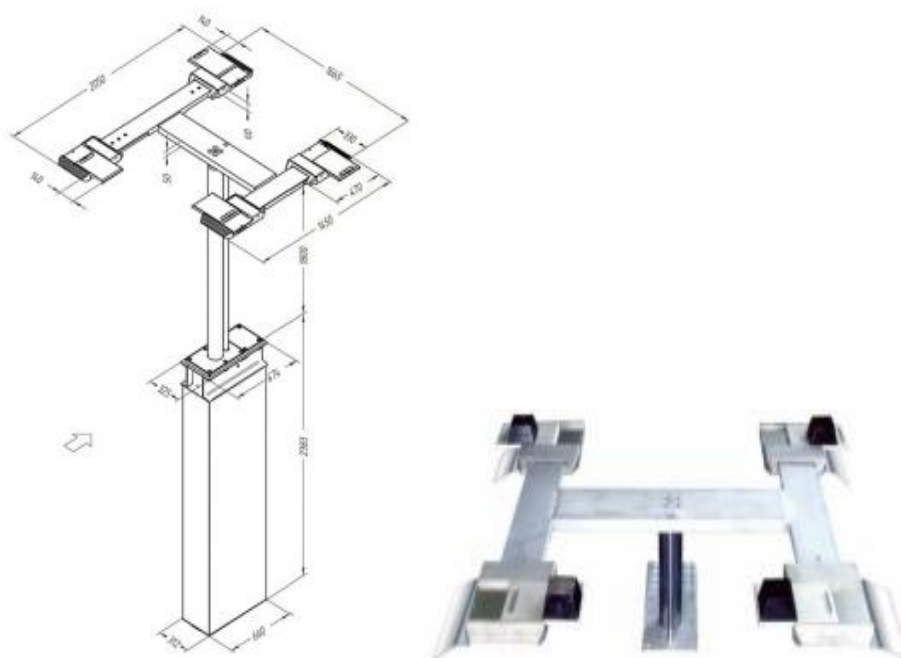
- 1-sloupová zvedací plošina s úložnou plochou robustní konstrukce
- nepatrná přejezdová výška pouze 60 mm
- vratný válec s podpěrnými a hnacími písty s povrchem z tvrdého chrómu
- základní vedení z nerezové vysoce pevné hliníkové slitiny se zabudovaným těsněním
- kluzné uložení odolné proti opotřebení
- omezení zdvihu pomocí pevného dorazu
- hydraulické bezpečnostní podpěry s povrchem z tvrdého chrómu jako ochrana proti nežádoucímu poklesu
- pohon a ovládání pomocí nástěnného hydraulického agregátu ovládaného jednou pákou s bezpečnostním řízením a uzamykatelným hlavním spínačem pro nouzové vypnutí
- kompletní předmontáž v hermeticky svařené vestavné kazetě s vodotěsným krytem
- plochá nosná platforma žárově zinkovaná s délkově nastavitelnými hliníkovými posuvnými kolejnicemi včetně mechanického nožního blokování a gumových podložek 70 mm
- na přání je možná kombinace s ochrannou mříží.



Obrázek 12: Pístový zvedák (robustní) [18]

Flexibilní - 1-pístový plošinový zvedák s délkově a příčně nastavitelnou nosnou plošinou ve tvaru H, ideální pro použití v údržbě motorových vozidel. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 3500 kg, užitečný zdvih pak okolo 1800 mm. Jeho vybavení: [5]

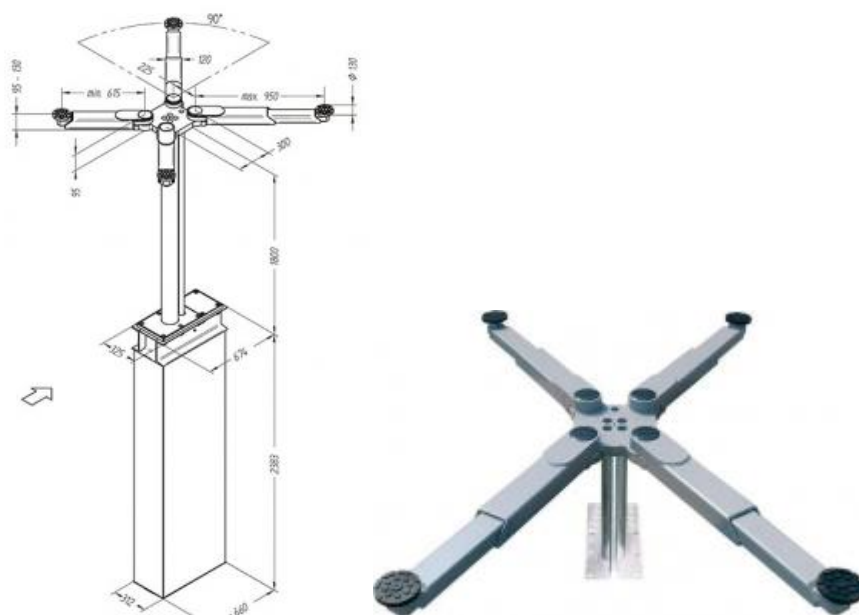
- 1-sloupová zvedací plošina s nastavitelnou úložnou plochou robustní konstrukce
- nepatrná přejezdová výška pouze 60 mm
- vratný válec s podpěrnými a hnacími písty s povrchem z tvrdého chrómu
- základní vedení z nerezové vysoce pevné hliníkové slitiny se zabudovaným těsněním
- kluzné uložení odolné proti opotřebení
- omezení zdvihu pomocí pevného dorazu
- hydraulické bezpečnostní podpěry s povrchem z tvrdého chrómu jako ochrana proti nežádoucímu poklesu
- pohon a ovládání pomocí nástěnného hydraulického agregátu ovládaného jednou pákou s bezpečnostním řízením a uzamykatelným hlavním spínačem pro nouzové vypnutí
- kompletní předmontáž v hermeticky svařené vestavné kazetě s vodotěsným krytem
- plochá nosná platforma žárově zinkovaná s délkově nastavitelnými hliníkovými posuvnými kolejnicemi včetně mechanického nožního blokování a gumových podložek 70 mm
- na přání je možná kombinace s ochrannou mříží.



Obrázek 13: Pístový zvedák (flexibilní) [18]

Víceúčelový zvedák - 1-pístový plošinový zvedák s nosnou plochou tvaru XT vysoce flexibilní a pro široké spektrum vozidel. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 3500 kg, užitečný zdvih pak okolo 1800 mm. Jeho vybavení: [5]

- 1-sloupová zvedací plošina s úložnou plochou tvaru XT
- nepatrná přejezdová výška pouze 95 mm
- vratný válec s podpěrnými a hnacími písty s povrchem z tvrdého chrómu
- základní vedení z nerezové vysoce pevné hliníkové slitiny se zabudovaným těsněním
- kluzné uložení odolné proti opotřebení
- omezení zdvihu pomocí pevného dorazu
- hydraulické bezpečnostní podpěry s povrchem z tvrdého chrómu jako ochrana proti nežádoucímu poklesu
- pohon a ovládání pomocí nástěnného hydraulického agregátu ovládaného jednou pákou s bezpečnostním řízením a uzamykatelným hlavním spínačem pro nouzové vypnutí
- kompletní předmontáž v hermeticky svařené vestavné kazetě s vodotěsným krytem
- galvanicky pozinkovaná výkyvná uchycení s dvoudílnými nosnými rameny včetně automatické aretace nosných ramen a sady nastavných nasunovacích adaptérů 95 - 130 mm
- sada nastavných nasunovacích adaptérů a prodloužení je na přání k dispozici
- na přání je možná kombinace s ochrannou mříží



Obrázek 14: Pístový zvedák (víceúčelový) [18]

4.1.4 Jámové

Jámový zvedák se pohybuje v montážní šachtě po kolejnicích, které jsou pod úrovní podlahy. Zvedák slouží ke zvedání jednotlivých agregátů, jako jsou převodovka, motor, diferenciál atd. Lze ho použít i ke zvedání celého vozidla. Výhodou je velká zdvižná hmotnost, která může dosahovat i 20 000 kg. Problematické bývá zřízení montážní jámy, pro obcházení zvedáku je nutné vytvořit do jámy dva vstupy a navíc zařízení zabírá v jámě velký prostor. Nevýhodný je i malý zdvih zařízení. [6]



Obrázek 15: Jámový zvedák [19]

Pneumatickohydraulické jámové zvedáky - jsou zařízení určená ke zvedání a převozu částí motorových vozidel a jednotlivých agregátů (nápravy, motor, převodovka) při jejich opravách. Pneumatickohydraulické jámové zvedáky se vyrábí s nosností 13 a 20 t a se zdvihem 800 mm. Kladky pojezdu a zvedáku jsou osazeny ložisky pro snadné pojíždění po montážní jámě. Používají se především v opravnách s požadavkem na větší počet zvedaných vozů v průběhu pracovní směny. Kde tento požadavek neplatí, je možno pneumatickohydr. zvedáky nahradit ručními hydraulickými zvedáky. [6]



Obrázek 16: Jámový zvedák pro osobní a nákladní automobily [20]

Elektrohydraulický kanálový zvedák - zařízení určené ke zvedání a převozu částí motorových vozidel a jednotlivých agregátů (nápravy, motor, převodovka) při opravách. Zvedáky jsou vyráběny v nosnostech od 8 000 kg do 20 000 kg. Je možné vyrobít i s nosností 2 000, 4 000 nebo 6 000 kg. Používají se především v opravnách s požadavkem na větší počet zvedaných vozů v průběhu pracovní směny. Kde tento požadavek neplatí, je možno elektrohydraulické zvedáky nahradit ručními hydraulickými zvedáky. [6]



Obrázek 17: Jámový zvedák (kanálový) [21]

Pneumatické jámové zvedáky - zařízení určená ke zvedání částí motorových vozidel a jednotlivých agregátů při opravách. Pneumatické jámové zvedáky jsou vhodné především do opraváren, kde je požadavek na větší počet zvedaných vozů v průběhu pracovní směny např. ve stanicích technické kontroly. V opravnách s nižší četností zvedání může být nahrazen ručními hydraulickými zvedáky. [6]



Obrázek 18: Jámový zvedák (pneumatický) [22]

Ruční hydraulický jámový zvedák - zařízení určené ke zvedání a převozu částí motorových vozidel a jednotlivých agregátů (nápravy, motory, převodovky) při opravách. Používají se v opravnách s malým počtem zvedaných vozů v průběhu pracovní směny. Při požadavku častého zvedání doporučujeme zvedáky elektrohydraulické nebo pro lehčí vozy do 3 t zvedáky pneumatické. [6]



Obrázek 19: Jámový zvedák (ruční) [23]

4.2 Dvousloupové

4.2.1 Elektro-mechanické zvedáky

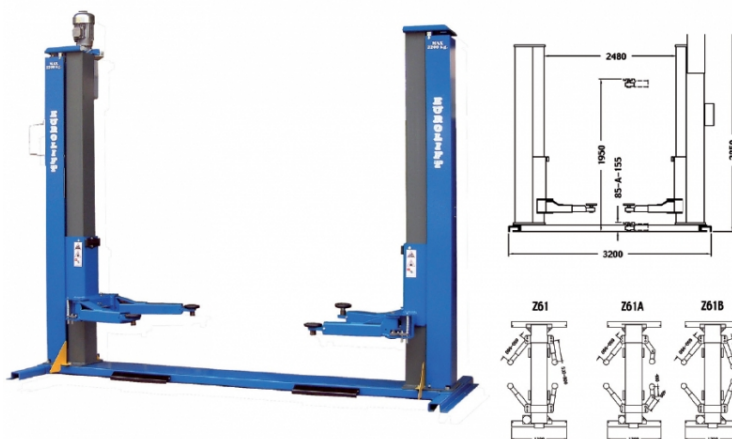
Je nejčastější typ zvedáků. Zvedák je určen pro zvedání automobilů do celkové hmotnosti 5000 kg. Zvedání se provádí za úložné body, za prahy nebo za jiná tuhá místa karoserie nebo rámu pomocí 4 ramen. Nosnost zvedáku se pohybuje okolo 3000 - 5000 kg, maximální zdvih pak okolo 2080 mm. Základna malých rozměrů umožňuje dobrý přístup do pracovního prostoru.

Konstrukce z uzavřených profilů automatově svařená z pěti sekcí - nic tužšího na světě neexistuje. Hlavní a záložní matice jsou kvůli co nejvyšší bezpečnosti vyrobeny z bronzu (bez plastů) vysoce odolného proti opotřebení. [5]

4.2.2 Elektro-hydraulické zvedáky

Je méně často využívaný typ zvedáků. Příčinou je vyšší pořizovací cena oproti elektro-mechanickým. Mechanismus zvedáku musí obsahovat přímočarý hydromotor, elektromotor a čerpadlo oleje. Pohyb z hlavního přímočarého hydromotoru přenáší ocelové lano na druhý sloup.

Bezprahová konstrukce s hydraulickým pohonem s vysokou účinností a s horní částí spojující oba sloupy. Polohu ramen lze zajistit v libovolné poloze. Proti nadměrnému zdvihu chrání zvedaný automobil pojistný koncový spínač. Zvedák lze instalovat na podlahu z kvalitního betonu minimální tloušťky 15 cm nebo na betonové základy pod každým sloupem. Kotvení sloupů k podlaze se provádí kotevními šrouby. Výška stropu musí být min. 10 cm nad celkovou výškou. Zvedák vyniká vysokou provozní spolehlivostí a dlouhou životností. [5]



Obrázek 20: Elektro-hydraulický zvedák [24]

4.2.3 Pístové

Konstrukčně se značně podobá jednosloupovému pístovému zvedáku. Tyto se především uplatňují v automobilových dílnách, ve stanicích technické kontroly nebo pro měření geometrie. Skládá se ze tří částí: [5]

- zvedací deska
- zvedací jednotka
- instalační kazeta



Obrázek 21: Pístový zvedák [24]

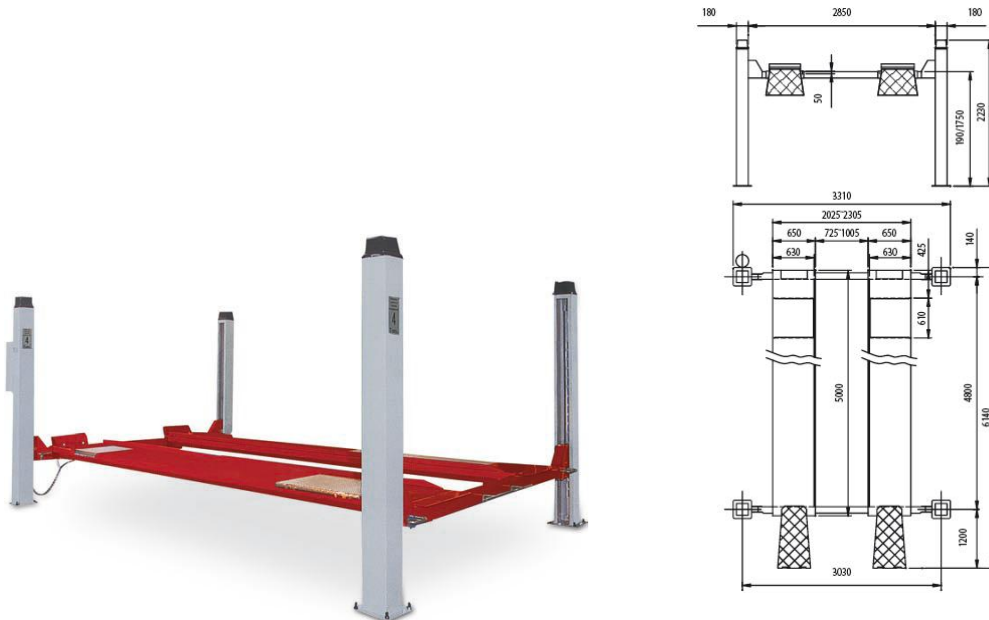
4.3 Čtyřsloupové

4.3.1 Elektro-hydraulické zvedáky

Mezi čtyřsloupovými zvedáky jsou elektrohydraulické nejčastěji užívané, důvodem je pořizovací cena. [5]

Provedení s plochými platformami – zvedák je vybaven elektrickými koncovými dorazy, pracovním válcem hydrauliky, který je zabudován do pevné platformy. Vysoce odolná, předepnutá ocelová lana jsou chráněná galvanizováním. Dalším technickým parametrem jsou nastavitelné platformy pro různé rozchody vozidel optimalizované pro dobrý přístup

ke spodní části vozidla. Bezpečnostní, mechanické zámky (po 100 mm) s pneumatickým odjišťováním, které dovolují pracovat i při povolených lanech. Okamžitě se aktivující bezpečnostní čepy pro případ průtahu nebo defektu lana. Automatický alarm signalizující nadměrný sklon kol v konečné fázi spouštění. [5]



Obrázek 22: Elektro-hydraulický zvedák s plochými platformami [25]

Provedení pro seřizování geometrie - platformy pro seřizování kompletní geometrie, v přední části s otočnými deskami a na opačném konci s kluznými deskami. Zadní kluzné desky s nízkým třením. Tyto desky lze ručně zajistit ve střední poloze. Příčný a úhlopříčný pohyb je možný v obou směrech. [5]



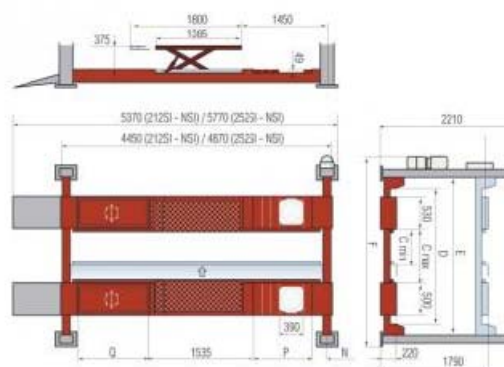
Obrázek 23: Elektro-hydraulický zvedák pro seřizování geometrie [25]

Provedení se zabudovaným nápravovým zvedákem - nápravový zvedák dovoluje lepší přístup ke spodku vozidla a usnadňuje provádění operací, při nichž je nutné demontovat kola (výměna pneumatik, oprava brzd nebo tlumičů atd.). Elektro-hydraulický nápravový zvedák o nosnosti 3,5 t se seřizovatelnými platformami a hydraulickou synchronizací pohybu nahoru a dolů. [5]



Obrázek 24: Elektro-hydraulický zvedák se zabudovaným nápravovým zvedák [25]

Provedení pro seřizování geometrie se zabudovaným nápravovým zvedákem - zvedáky pro seřizování se zabudovanou nápravovou zvedací platformou jsou nejvhodnějším řešením pro kontroly seřízení kompletní geometrie. Platformy pro seřizování kompletní geometrie s předními otočnými deskami a zadními kluznými podložkami. Zadní kluzné desky s nízkým koeficientem tření. Lze je ručně zajistit v centrální poloze. Příčný a úhlopříčný pohyb je možný v obou směrech. [5]



Obrázek 25: Elektro-hydraulický zvedák pro seřizování geometrie se zabudovaným nápravovým zvedákem [25]

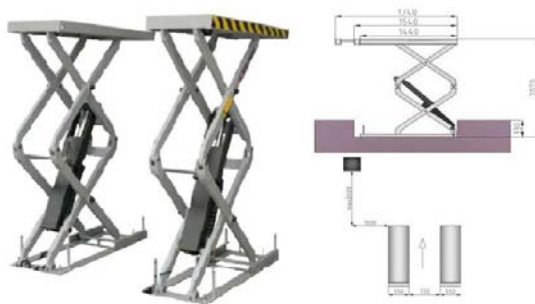
4.4 Nůžkové

Konstrukce nůžkových zvedáků připomíná nůžky. Nejčastěji je zvedána deska, na které jsou až posléze umístěny opěrky z texturované pryže. Prostor pod zvedanou deskou je tedy zcela nepřístupný. Výhodou jsou nulové zastavbové rozměry okolí, nedochází tedy k vyčnívání jakýchkoli částí mimo půdorys vozidla. Při použití vícenásobných nůžek může zdvih dosahovat až několika metrů. Dále je rozdělujeme na:

- mobilní
- nadpodlahové
- podpodlahové



Obrázek 26: Mobilní nůžkový zvedák [26]



Obrázek 27: Podpodlahový nůžkový zvedák [27]



Obrázek 28: Nadpodlahový nůžkový zvedák [27]

PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH A KONSTRUKCE PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU

5.1 Zadané parametry

Nosnost (maximální) zvedáku:	3500 kg
Šířka zvedáku:	2000 mm
Délka zvedáku:	2200 mm
Výška zvedáku ve sklopeném stavu:	130 mm
Zdvih zvedáku:	650 mm

5.2 Zdvihová rychlost

Dle evropské normy ČSN EN 1493+A1 by neměla být rychlost zvedání vyšší než 0,15 m/s.

5.3 Zatížení

ČSN EN 1493+A1 – kombinace zatížení

Load	Clause	Load combination						
		A1	A2	B1	B2	C1	C2	C3
Regular loads	6.6.2.1							
Structural loads - static	a1	1	1	1	1	1	1	1
Structural loads - dynamic	a2	0	1	0	1	1	1	1
Rated load	b	0	1	0	1	1	1	1
Manual forces	d	-	1	-	1	-	-	-
Effect of accessories	e	0	1	0	1	1	1	1
Effect of inclination	f	0	1	0	1	1	1	1
Occasional loads	6.6.2.1							
In-service wind		-	-	1	1	-	-	-
Exceptional loads	5.6.2.3.	-	-	-	-	-	-	-
Out-of-service wind	a	-	-	-	-	-	-	-
Action of the catching device	b1	-	-	-	-	-	-	-
Action of the re-raising prev. device	b2	-	-	-	-	-	-	-

Load combination A1: Normal operation (raising/lowering) without wind or special forces.

Load combination A2: Normal operation (service/repair work) without wind or special forces.

Load combination B1: Normal operation (raising/lowering) with wind force.

Load combination B2: Normal operation (raising/repair work) with wind force.

Load combination C1: Vehicle lift out of service with wind force.

Load combination C2: Action of the catching device.

Load combination C3: Action of the re-raising prevention device.

Tabulka 1: Kombinace zatížení [8]

Dle tab. 1 volím kombinaci zatížení typu A2 (zvedák bude pracovat v dílně), kde:

a1 - zatížení způsobené komponenty, které jsou považovány za statické zatížení, nejsou v pohybu.

a2 - zatížení způsobené pohyblivými prvky, které jsou považovány za dynamické zatížení.

b - jmenovité zatížení

d - síla manuální, produkovaná od operátorů. Síla se bere jako 1000N působící vodorovně ve výšce podepření.

e - účinky příslušenství pro vozidlové zvedáky.

f - vliv přípustného naklonění

5.4 Rozdělení hmotnosti vozidla

Zatížení od nápravy je dle normy pro vozidla přesahující 3000 kg v poměru 1:2 a 2:1

Zatížení by mělo být rozděleno do čtyřech rohů obdélníku s rozměry 1200 x 1700 mm (šířka rozchodu kol x délka rozvoru kol).

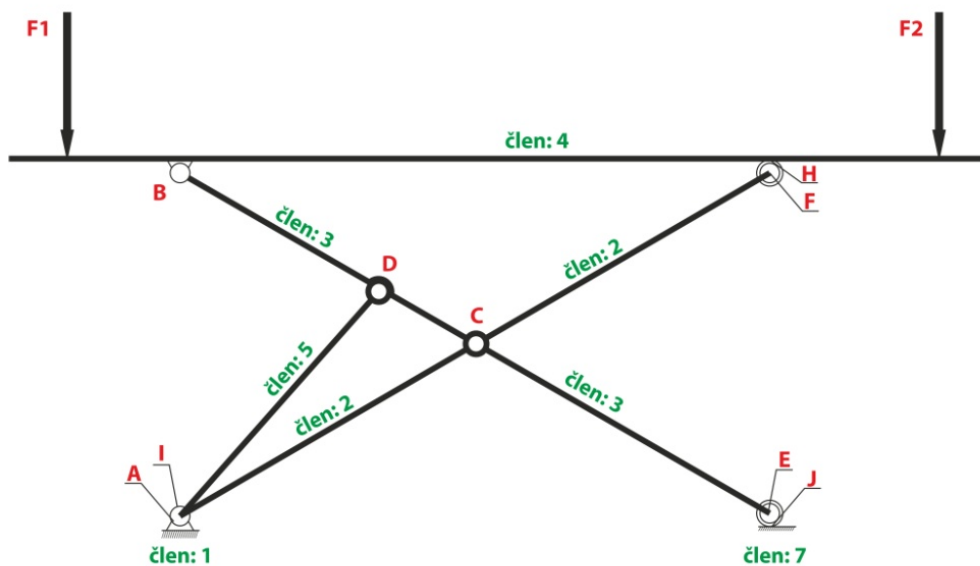
5.5 Statický výpočet

Při výpočtu stykových sil v mechanismu je soustava uložena nepohyblivě (staticky určitě).

Člen č. 5 v obr. č. 29 v soustavě představuje přímočarý hydromotor.

Podle polohy zvedáku mění hydromotor svou délku.

Jedná se o prostorový mechanismus, ve kterém jsou členy uspořádány v rovnoběžných rovinách, proto budeme soustavu řešit jako rovinou.



Obrázek 29: Statické schéma

5.5.1 Popis členů

- 1: rám
- 2: binární zatížený člen
- 3, 4, 5: binární nezatížený člen
- 6, 7: vícenásobný nezatížený člen

5.5.2 Popis vazeb

- A, B, C, D, E, F, I: rotační vazby
- H, J: valivé vazby

5.5.3 Určení počtů stupňů volnosti

$$i = (n - 1) \cdot i_v - \left(\sum \xi_1 - \eta \right)$$

$$i = (7 - 1) \cdot 3 - (18 - 0)$$

$$i = 0$$

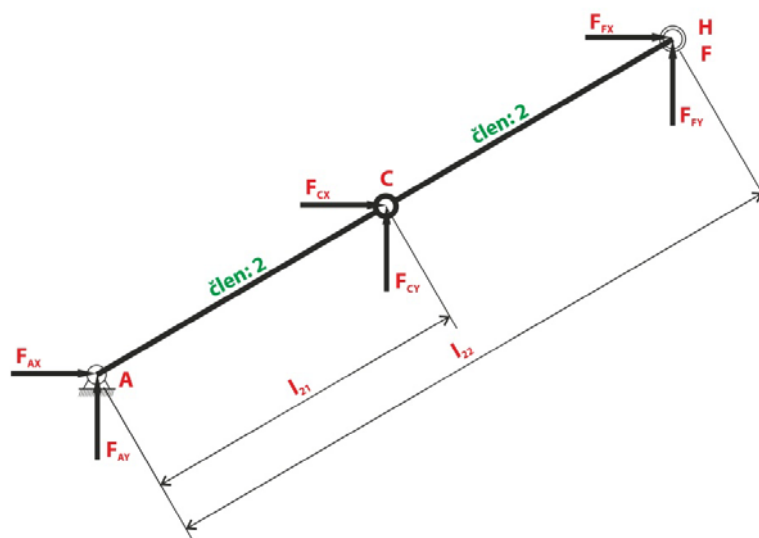
n - počet členů soustavy

η - počet předpokládaných deformačních parametrů

ξ - počet odebraných stupňů volnosti od vazby

i_v - počet stupňů volnosti

5.5.4 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 2



Obrázek 30: Rozložení sil na členu 2

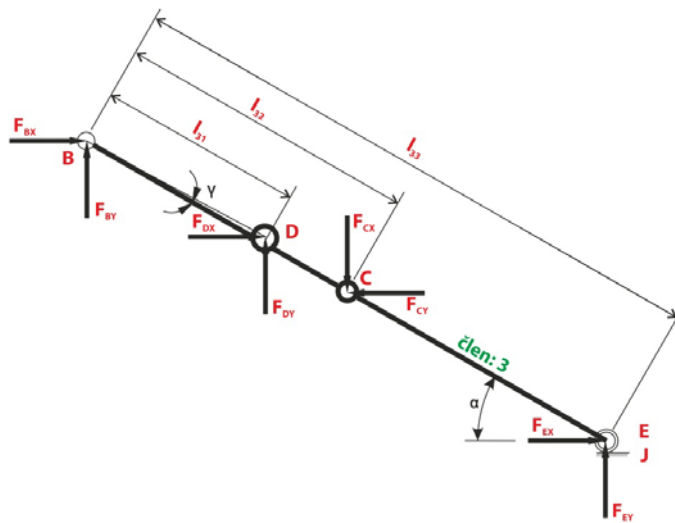
Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: F_{AX} + F_{CX} + F_{FX} = 0$$

$$F_y: F_{AY} + F_{CY} + F_{FY} = 0$$

$$M_{ZA}: -F_{CX} \cdot l_{21} \cdot \sin\alpha - F_{FX} \cdot l_{22} \cdot \sin\alpha + F_{CY} \cdot l_{21} \cdot \cos\alpha + F_{FY} \cdot l_{22} \cdot \cos\alpha = 0$$

5.5.5 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 3



Obrázek 31: Rozložení sil na členu 3

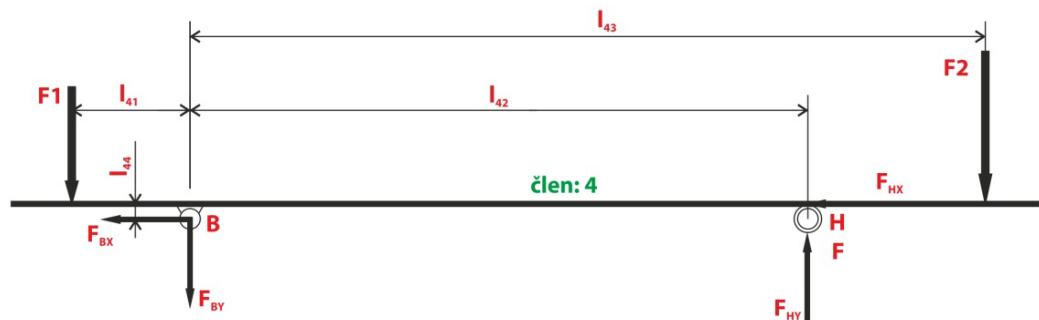
Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: F_{BX} + F_{DX} - F_{CX} + F_{EX} = 0$$

$$F_y: F_{BY} + F_{DY} - F_{CY} + F_{EY} = 0$$

$$M_{ZB}: F_{DX} \cdot l_{31} \cdot \sin(\alpha - \gamma) - F_{CX} \cdot l_{32} \cdot \sin\alpha + F_{EX} \cdot l_{33} \cdot \sin\alpha + F_{DY} \cdot l_{31} \cdot \cos(\alpha - \gamma) - F_{CY} \cdot l_{32} \cdot \cos\alpha + F_{EY} \cdot l_{33} \cdot \cos\alpha = 0$$

5.5.6 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 4



Obrázek 32: Rozložení sil na členu 4

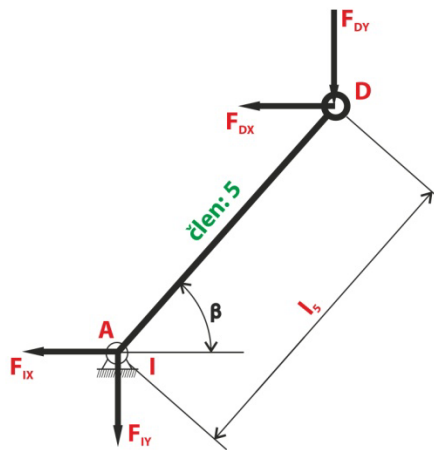
Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: -F_{BX} - F_{HX} = 0$$

$$F_y: -F_1 - F_{BY} - F_{HY} - F_2 = 0$$

$$M_{ZB}: F_1 \cdot l_{41} + F_{HY} \cdot (l_{41} - \xi) + F_{HX} \cdot l_{44} - F_2 \cdot l_{43} = 0$$

5.5.7 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 5



Obrázek 33: Rozložení sil na členu 5

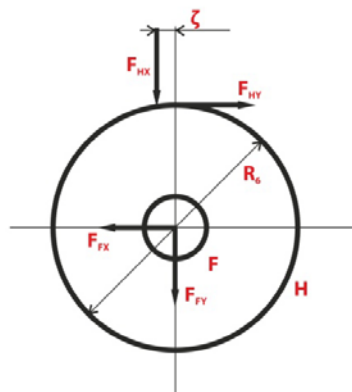
Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: -F_{DX} - F_{IX} = 0$$

$$F_y: -F_{DY} - F_{IY} = 0$$

$$M_{ZI}: F_{DX} \cdot l_5 \cdot \sin\beta - F_{DY} \cdot l_5 \cdot \cos\beta = 0$$

5.5.8 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 6



Obrázek 34: Rozložení sil na členu 6

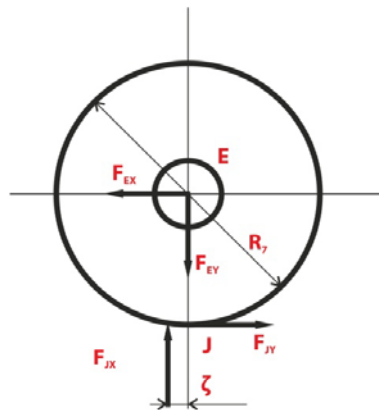
Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: \quad -F_{FX} + F_{HX} = 0$$

$$F_y: \quad -F_{FY} - F_{HY} = 0$$

$$M_{ZF}: \quad F_{HX} \cdot R_6 + F_{HY} \cdot \xi = 0$$

5.5.9 Uvolnění jednotlivých těles soustavy – člen č. 7



Obrázek 35: Rozložení sil na členu 7

Podmínky statické rovnováhy:

$$F_x: \quad -F_{EX} + F_{JX} = 0$$

$$F_y: \quad -F_{EY} - F_{JY} = 0$$

$$M_{ZE}: \quad F_{JX} \cdot R_7 + F_{JY} \cdot \xi = 0$$

5.6 Statický rozbor

Parametry neznáme:

$$PN = \{F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_{FX}, F_{FY}, F_{IX}, F_{IY}, F_{JX}, F_{JY}, F_{HX}, F_{HY}\}$$

$$\mu F = 18, \quad \mu M = 0, \quad \mu = 18$$

$$\vartheta t = 3, \quad \vartheta = \sum \vartheta t, \quad \vartheta F = 12, \quad \vartheta M = 6, \quad \vartheta = 18$$

Nutná podmínka statické určitosti:

$$\mu = \vartheta \quad \mu M + \mu R \leq \vartheta M$$

$$18 = 18 \quad 0 \leq 6 \quad \rightarrow \text{PODMÍNKA SPLNĚNA}$$

5.6.1 Maticové řešení soustavy statických rovnic

$$A \cdot x = b$$

kde:

$$x^T = \{F_{AX}, F_{AY}, F_{BX}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_{FX}, F_{FY}, F_{IX}, F_{IY}, F_{JX}, F_{JY}, F_{HX}, F_{HY}\}$$

$$b^T = \{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, F_1 + F_2 + F_G - F_1 \cdot l_{41} + F_2 \cdot l_{43}, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}$$

Výpočet zatížení:

STAV A – větší zatížení na straně F_2

$$G_{1A} = 1200 \text{ kg}, G_{2A} = 2350 \text{ kg}$$

Z bezpečnostních důvodů a vlastní váhy zvedaných součástí zvedáku navýšíme zvedané zatížení o 600 kg. $G = 600 \text{ kg}$, $g = 9,81 \text{ kg}$

$$F_{1CA} = \left(G_{1A} + \frac{G}{2}\right) \cdot g \quad F_{2CA} = \left(G_{2A} + \frac{G}{2}\right) \cdot g$$

$$F_{1CA} = (1200 + 300) \cdot 9,81 \quad F_{2CA} = (2350 + 300) \cdot 9,81$$

$$F_{1CA} = 14175 \text{ N} \quad F_{2CA} = 25996,5 \text{ N}$$

Za předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení do čtyřlůžkového mechanismu zvedáku, podělíme zatížení čtyřikrát.

$$F_{1A} = \frac{F_{1CA}}{4} = \frac{14175}{4} = 3543,75 \text{ N} \quad F_{2A} = \frac{F_{2CA}}{4} = \frac{25996,5}{4} = 6499,125 \text{ N}$$

Z výsledků tařic zjistíme síly působící na jeden nůžkový mechanismus

STAV B – větší zatížení na straně F_1

$$G_{1B} = 2350 \text{ kg}, G_{2B} = 1200 \text{ kg}$$

Z bezpečnostních důvodů a vlastní váhy zvedaných součástí zvedáku navýšíme zvedané zatížení o 600 kg. $G = 600 \text{ kg}$, $g = 9,81 \text{ kg}$

$$F_{1CB} = \left(G_{1B} + \frac{G}{2}\right) \cdot g \quad F_{2CB} = \left(G_{2B} + \frac{G}{2}\right) \cdot g$$

$$F_{1CB} = (2300 + 300) \cdot 9,81 \quad F_{2CB} = (1200 + 300) \cdot 9,81$$

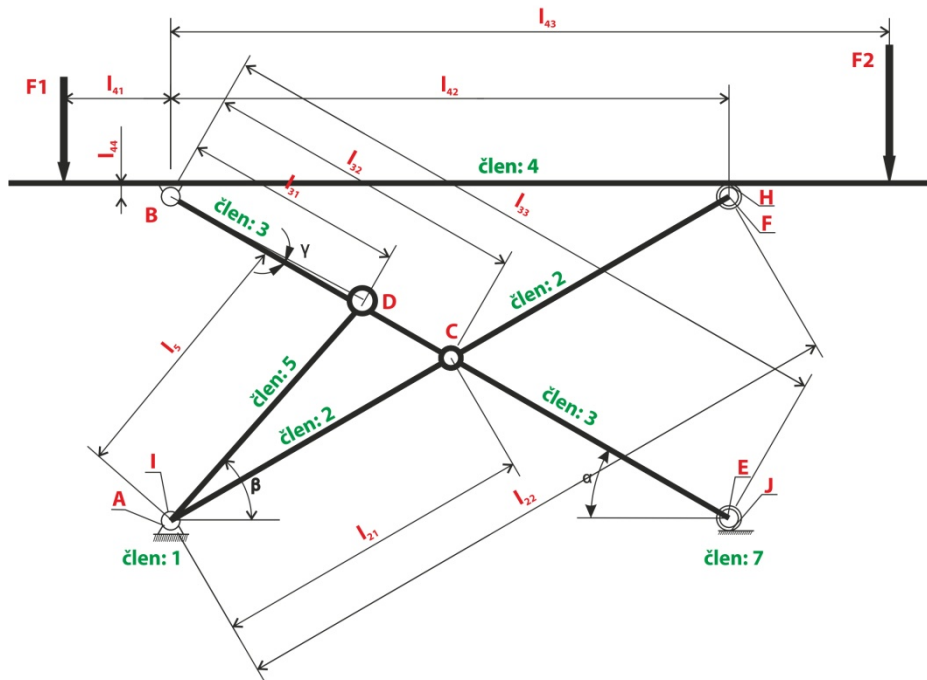
$$F_{1CB} = 25996,5 \text{ N} \quad F_{2CB} = 14175 \text{ N}$$

Za předpokladu rovnoměrného rozložení zatížení do čtyřlůžkového mechanismu zvedáku, podělíme zatížení čtyřikrát.

$$F_{1B} = \frac{F_{1CB}}{4} = \frac{25996,5}{4} = 6499,125 \text{ N} \quad F_{2B} = \frac{F_{2CB}}{4} = \frac{14175}{4} = 3543,75 \text{ N}$$

Z výsledků tařic zjistíme síly působící na jeden nůžkový mechanismus

Délky a úhly jednotlivých prutů zvedacího zařízení



Obrázek 36: Délky a úhly jednotlivých členů

$$l_{21} = 0,567\text{m}, l_{22} = 1,134\text{m},$$

$$l_{31} = 0,3545\text{m}, l_{32} = 0,567\text{m}, l_{33} = 1,134\text{m}, l_{34} = 0,019\text{m},$$

$$l_{41} = 0,284\text{m}, l_{42} = 0,916 - 1,132\text{m}, l_{43} = 1,416\text{m}, l_{44} = 0,03\text{m},$$

$$R_6 = 0,0235\text{m}, R_7 = 0,0275\text{m},$$

$$l_5 = 0,36 - 0,559\text{m},$$

$$\alpha = 3^\circ - 36^\circ, \beta = 9,6^\circ - 57,8^\circ, \gamma = 3,1^\circ$$

Délka l_5 , l_{42} a úhly α a β se mění podle zdvihové výšky. Ostatní veličiny jsou neměnné, tudíž konstantní.

MATICE A

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\alpha \cdot l_{21} & \cos\alpha \cdot l_{21} & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\alpha \cdot l_{22} & \cos\alpha \cdot l_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\alpha \cdot l_{32} & -\cos\alpha \cdot l_{32} & \sin(\alpha-\gamma) \cdot l_{31} & \cos(\alpha-\gamma) \cdot l_{31} & \sin\alpha \cdot l_{33} & \cos\alpha \cdot l_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{42} \cdot \xi & l_{44} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\beta \cdot l_5 & -\cos\beta \cdot l_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \xi & R_b \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \xi & R_7 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot (-1)$$

$$x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,333 & 0,459 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,667 & 0,917 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0,333 & -0,459 & 0,193 & 0,297 & 0,667 & 0,917 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,916 & 0,03 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,472 & 0,297 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,0005 & -0,0235 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,0005 & 0,0275 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot (-1)$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 9932,63 \\ 8019,19 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -11961,40 \\ -17579,02 \\ -186,24 \\ -1179,38 \\ 11775,16 \\ 26332,27 \\ 11801,94 \\ 18741,16 \\ 159,46 \\ 8770,49 \\ 186,24 \\ -8753,25 \\ -11801,94 \\ -18741,16 \\ 8770,49 \\ 159,46 \\ 8753,25 \\ 186,24 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{AX} \\ F_{AY} \\ F_{BX} \\ F_{BY} \\ F_{CX} \\ F_{CY} \\ F_{DX} \\ F_{DY} \\ F_{EX} \\ F_{FX} \\ F_{FY} \\ F_{GX} \\ F_{GY} \\ F_{HX} \\ F_{HY} \\ F_{IX} \\ F_{IX} \\ F_{JN} \\ F_{JT} \\ F_{HN} \\ F_{NT} \end{pmatrix}$$

5.6.1.1 Řešení v horní poloze zvedáku pro stav A, viz obr. 9

$$x = A^{-1} \cdot b$$

-1																	
A =	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	$-\sin \alpha \cdot l_{21}$	$\cos \alpha \cdot l_{21}$	0	0	0	0	$\sin \alpha \cdot l_{22}$	$\cos \alpha \cdot l_{22}$	0	0	0	0	0
	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	$-\sin \alpha \cdot l_{32}$	$-\cos \alpha \cdot l_{32}$	$\sin(\alpha - \gamma) \cdot l_{31}$	$\cos(\alpha - \gamma) \cdot l_{31}$	$\sin \alpha \cdot l_{33}$	$\cos \alpha \cdot l_{33}$	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1
	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$l_{42} - \xi$
	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	$\sin \beta \cdot l_5$	$-\cos \beta \cdot l_5$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	-1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	ξ	R_6
	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	ξ	R_7	0	

-1																	
x =	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0,333	0,459	0	0	0	0	-0,667	0,917	0	0	0	0	0
	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	-0,333	-0,459	0,193	0,297	0,667	0,917	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1
	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,916	0,03
	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	-1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0,472	0,297	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	-1
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0005	-0,0235
	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	

0	0	-11961,40	F_{Ax}													
0	0	-17579,02	F_{Ay}													
0	0	-186,24	F_{Bx}													
0	0	-1179,38	F_{By}													
0	0	11775,16	F_{Cx}													
0	0	26332,27	F_{Cy}													
0	0	11801,94	F_{Dx}													
9932,63	F_{Dx}	18741,16	F_{Dy}													
8019,19	F_{Ex}	159,46	F_{Ex}													
0	F_{Ex}	8770,49	F_{Ex}													
0	F_{Fx}	186,24	F_{Fx}													
0	F_{Fx}	-8753,25	F_{Fx}													
0	F_{Ix}	-11801,94	F_{Ix}													
0	F_{Ix}	-18741,16	F_{Ix}													
0	F_{JN}	8770,49	F_{JN}													
0	F_{JT}	159,46	F_{JT}													
0	F_{HN}	8753,25	F_{HN}													
0	F_{NT}	186,24	F_{NT}													

$$\begin{array}{c}
 \begin{array}{cccccccccccccccc}
 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0,333 & 0,459 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,667 & 0,917 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -0,333 & -0,459 & 0,193 & 0,297 & 0,667 & 0,917 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,916 & 0,03 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,472 & 0,297 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,0005 & -0,0235 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,0005 & 0,0275 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{array} \\
 \\
 \begin{array}{ccc}
 0 & -11962,36 & F_{AV} \\
 0 & -12069,12 & F_{AV} \\
 0 & -74,89 & F_{BK} \\
 0 & -6412,91 & F_{BT} \\
 0 & 11617,47 & F_{DK} \\
 0 & 15588,84 & F_{CT} \\
 0 & 11628,06 & F_{DK} \\
 9932,63 & 18465,04 & F_{DK} \\
 3224,55 & 64,30 & F_{EK} \\
 0 & 3536,71 & F_{EK} \\
 0 & 74,89 & F_{FK} \\
 0 & -3519,72 & F_{FK} \\
 0 & -11628,06 & F_{IK} \\
 0 & -18465,04 & F_{IK} \\
 0 & 3536,71 & F_{JK} \\
 0 & 64,30 & F_{JK} \\
 0 & 3519,72 & F_{IK} \\
 0 & 74,89 & F_{JK}
 \end{array}
 \end{array}$$

5.6.1.4 Řešení v horní poloze zvedáku pro stav B, viz obr. 10

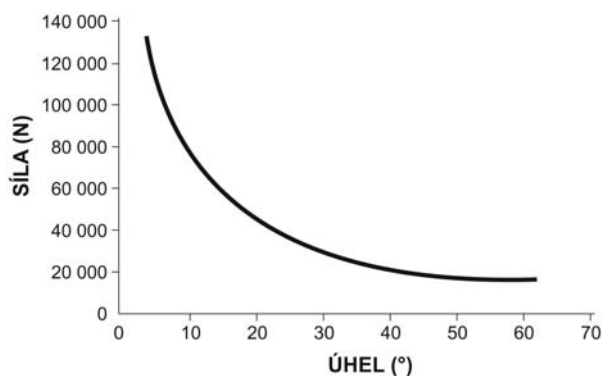
$$x = A^{-1} \cdot b$$

-1																			
A =	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	-0,030	0,566	0	0	0	0	-0,059	1,132	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	-0,030	-0,566	-0,001	0,355	0,059	1,132	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1
	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,135	0,03	0
	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0,060	-0,355	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	-1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0005	-0,0235	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,0005	0,0275	0	0	0

•	0	=	-85187,64	=	F _{AX}
	0		-7315,86		F _{AY}
	0		-60,60		F _{BX}
	0		-7084,43		F _{BY}
	0		85127,04		F _{CX}
	0		10164,05		F _{CY}
	0		85135,84		F _{DX}
	9932,63		14399,65		F _{DX}
	3224,55		51,80		F _{EX}
	0		2848,84		F _{EX}
	0		60,60		F _{FX}
	0		-2848,19		F _{FX}
	0		-85135,84		F _{IX}
	0		-14399,65		F _{IX}
	0		2848,84		F _{JN}
	0		51,80		F _{JT}
	0		2848,19		F _{JN}
	0		60,60		F _{NT}

Z maticových výsledků můžeme konstatovat, že největší síly jsou v dolní poloze zvedáku za stavu A. Pouze síla F_{BY} je za stavu B v dolní poloze vyšší. Proto u prutů, kde se tato síla vyskytuje, provedeme průběh vnitřních sil i pro tento stav. V příloze A je znázorněn průběh vnitřních sil i pro horní polohu zvedáku.

5.6.1.5 Graf závislosti síly na přímočarý hydromotor vzhledem k jeho úhlu



Obrázek 37: Graf závislosti síly na přímočarý hydromotor vzhledem k jeho úhlu

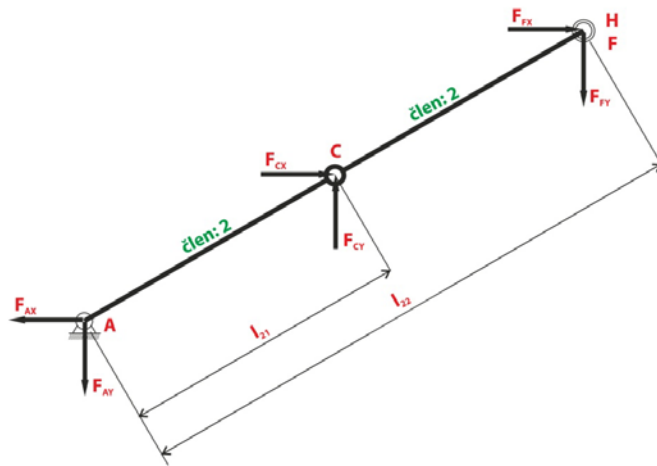
Pro tento případ je přímočarý hydromotor pod úhlem $9^{\circ}8'$ při sklopeném stavu zvedáku. Při nízkém úhlu vycházejí síly větší a tím i větší průměr hydraulického válce, což znamená

nemožnost umístění pod plošinou zvedáku. Při vyšším úhlu by na hydromotor působily síly menší, ale vzhledem k jeho umístění by byl kratší a nedosáhli bychom tak potřebného zdvihu.

5.7 Průběh vnitřních sil

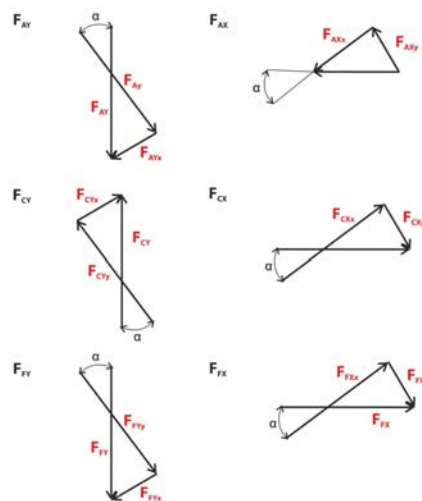
5.7.1 Člen 2 za stavu A v dolní poloze zvedáku

5.7.1.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 38: Skutečná orientace sil na členu 2

5.7.1.2 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému



Obrázek 39: Rozklad sil na členu 2

5.7.1.3 Výpočet jednotlivých sil

$$F_{AXX} = F_{AX} \cdot \cos \alpha = 85339,66 \cdot \cos 3^\circ = 85222,70 \text{ N}$$

$$F_{AXY} = F_{AX} \cdot \sin \alpha = 85339,66 \cdot \sin 3^\circ = 4466,33 \text{ N}$$

$$F_{AYY} = F_{AY} \cdot \cos \alpha = 11563,58 \cdot \cos 3^\circ = 11547,73 \text{ N}$$

$$F_{AYX} = F_{AY} \cdot \sin \alpha = 11563,58 \cdot \sin 3^\circ = 605,19 \text{ N}$$

$$F_{CXX} = F_{CX} \cdot \cos \alpha = 85188,95 \cdot \cos 3^\circ = 85072,20 \text{ N}$$

$$F_{CXY} = F_{CX} \cdot \sin \alpha = 85188,95 \cdot \sin 3^\circ = 4458,45 \text{ N}$$

$$F_{CYY} = F_{CY} \cdot \cos \alpha = 18646,80 \cdot \cos 3^\circ = 18621,25 \text{ N}$$

$$F_{CYX} = F_{CY} \cdot \sin \alpha = 18646,80 \cdot \sin 3^\circ = 975,90 \text{ N}$$

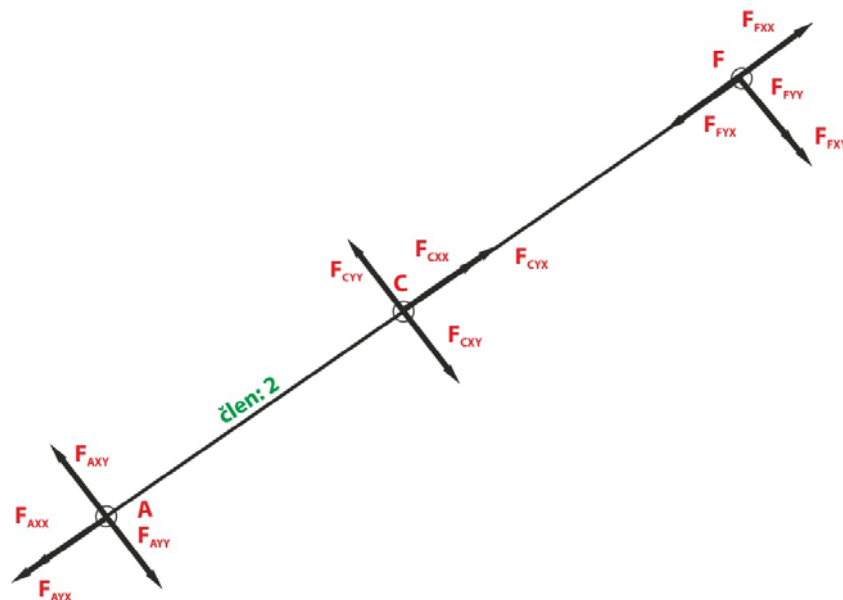
$$F_{FXX} = F_{FX} \cdot \cos \alpha = 150,71 \cdot \cos 3^\circ = 150,50 \text{ N}$$

$$F_{FXY} = F_{FX} \cdot \sin \alpha = 150,71 \cdot \sin 3^\circ = 7,89 \text{ N}$$

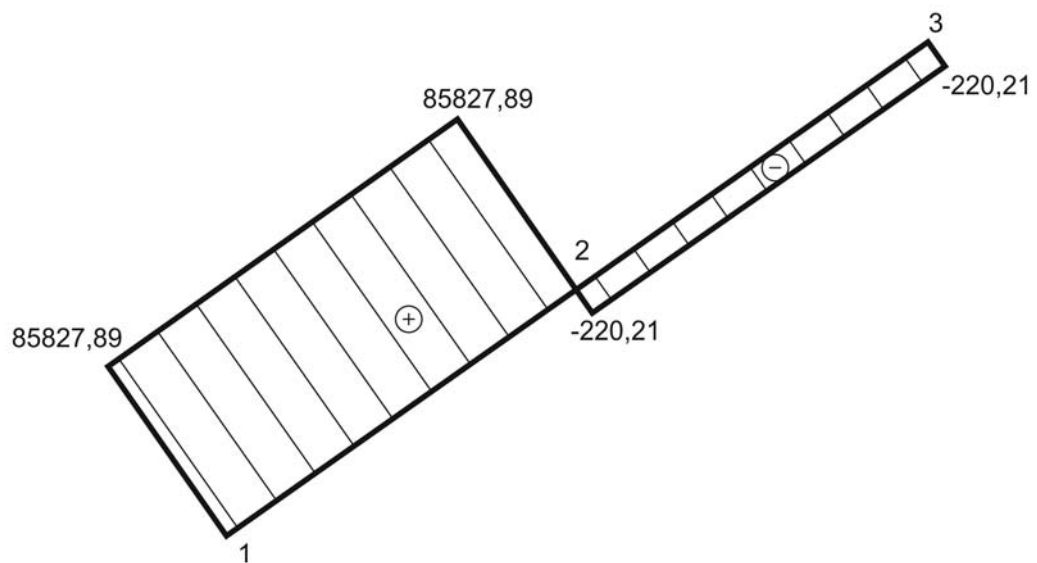
$$F_{FYY} = F_{FY} \cdot \cos \alpha = 7083,22 \cdot \cos 3^\circ = 7073,51 \text{ N}$$

$$F_{FYX} = F_{FY} \cdot \sin \alpha = 7083,22 \cdot \sin 3^\circ = 370,71 \text{ N}$$

5.7.1.4 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 40: Rozklad sil na členu 2

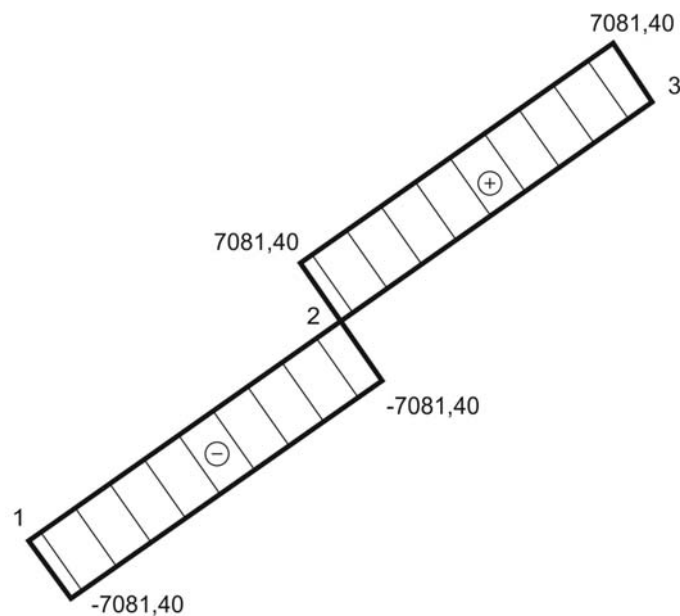


Obrázek 41: Normálové síly na členu 2

$$N_{21}^L = -F_{AFX} + F_{AXX} = 605,19 + 85222,70 = 85827,89 \text{ N}$$

$$N_{22}^L = N_{21}^L - F_{CXX} - F_{CFX} = 85824,89 + 85072,20 - 975,90 = -220,21 \text{ N}$$

$$N_{23}^P = F_{FXX} - F_{FYX} = 150,50 - 370,71 = -220,21 \text{ N}$$

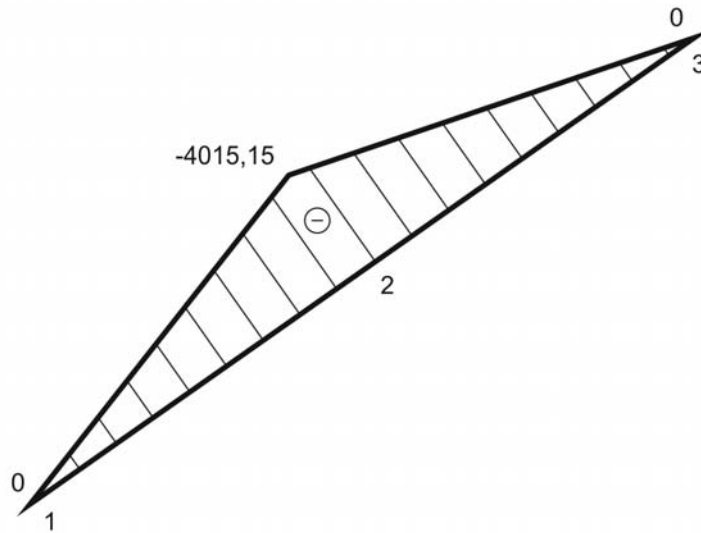


Obrázek 42: Posouvající síly na členu 2

$$T_{21}^L = -F_{AFF} + F_{AXY} = -11547,73 + 4466,33 = -7081,40 \text{ N}$$

$$T_{22}^L = T_{21}^L - F_{CXY} + F_{CYY} = -7081,40 - 4458,45 + 18621,25 = 7081,40 \text{ N}$$

$$T_{23}^P = F_{FYY} - F_{FXY} = 7073,51 + 7,89 = 7081,40 \text{ N}$$



Obrázek 43: Momenty na členu 2

$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm}$$

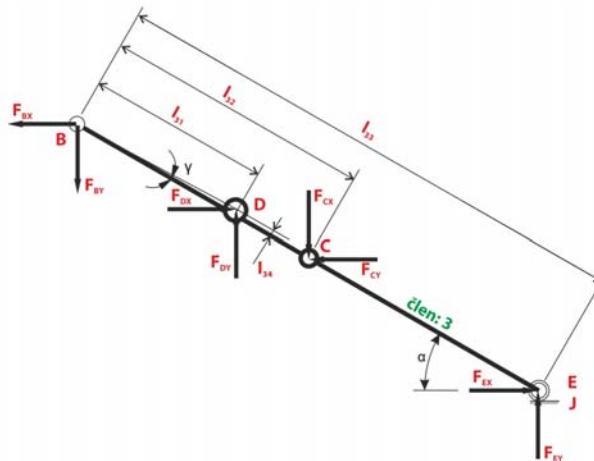
$$\begin{aligned} M_{21}^P &= (F_{CYF} - F_{CFY}) \cdot l_{21} + (-F_{FYY} - F_{FXY}) \cdot l_{22} \\ &= (18621,25 - 4458,45) \cdot 0,567 + (-7073,51 - 7,89) \cdot 1,134 = 0 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_{22}^L = (F_{AXY} - F_{AYX}) \cdot l_{21} = (4466,33 - 11547,73) \cdot 0,567 = -4015,150 \text{ Nm}$$

$$M_{22}^P = (-F_{FYY} - F_{FXY}) \cdot l_{21} = (-7073,51 - 7,89) \cdot 0,567 = -4015,150 \text{ Nm}$$

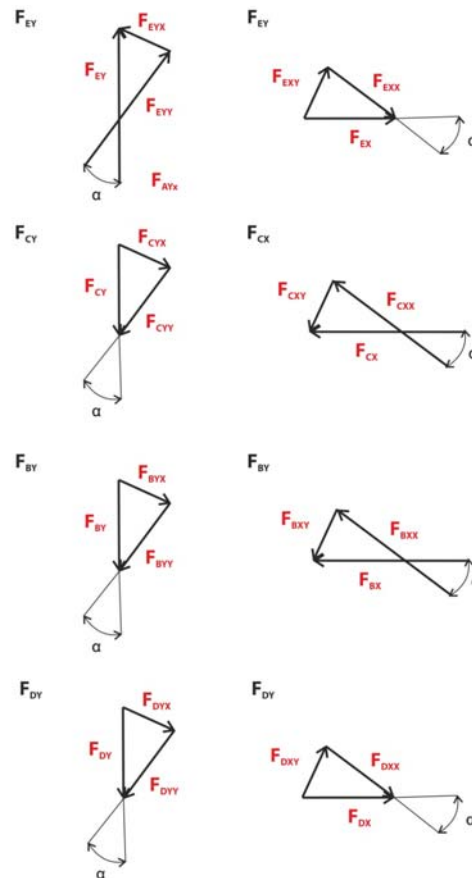
5.7.2 Člen 3 za stavu A v dolní poloze zvedáku

5.7.2.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 44: Skutečná orientace na členu 3

5.7.2.2 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému



Obrázek 45: Rozklad sil na členu 3

5.7.2.3 Výpočet jednotlivých sil

$$F_{EXX} = F_{EX} \cdot \cos\alpha = 128,80 \cdot \cos 3^\circ = 128,62 \text{ N}$$

$$F_{EXY} = F_{EX} \cdot \sin\alpha = 128,80 \cdot \sin 3^\circ = 6,74 \text{ N}$$

$$F_{EYX} = F_{EY} \cdot \cos\alpha = 7083,87 \cdot \cos 3^\circ = 7074,16 \text{ N}$$

$$F_{EYY} = F_{EY} \cdot \sin\alpha = 7083,87 \cdot \sin 3^\circ = 370,74 \text{ N}$$

$$F_{CXX} = F_{CX} \cdot \cos\alpha = 85188,95 \cdot \cos 3^\circ = 85072,20 \text{ N}$$

$$F_{CXY} = F_{CX} \cdot \sin\alpha = 85188,95 \cdot \sin 3^\circ = 4458,45 \text{ N}$$

$$F_{CYX} = F_{CY} \cdot \cos\alpha = 18646,80 \cdot \cos 3^\circ = 18621,25 \text{ N}$$

$$F_{CYY} = F_{CY} \cdot \sin\alpha = 18646,80 \cdot \sin 3^\circ = 975,90 \text{ N}$$

$$F_{BXX} = F_{BX} \cdot \cos\alpha = 150,71 \cdot \cos 3^\circ = 150,50 \text{ N}$$

$$F_{B_{XF}} = F_{B_X} \cdot \sin \alpha = 150,71 \cdot \sin 3^\circ = 7,89 \text{ N}$$

$$F_{B_{FF}} = F_{B_F} \cdot \cos \alpha = 2849,41 \cdot \cos 3^\circ = 2845,50 \text{ N}$$

$$F_{D_{FX}} = F_{D_F} \cdot \sin \alpha = 2849,41 \cdot \sin 3^\circ = 149,13 \text{ N}$$

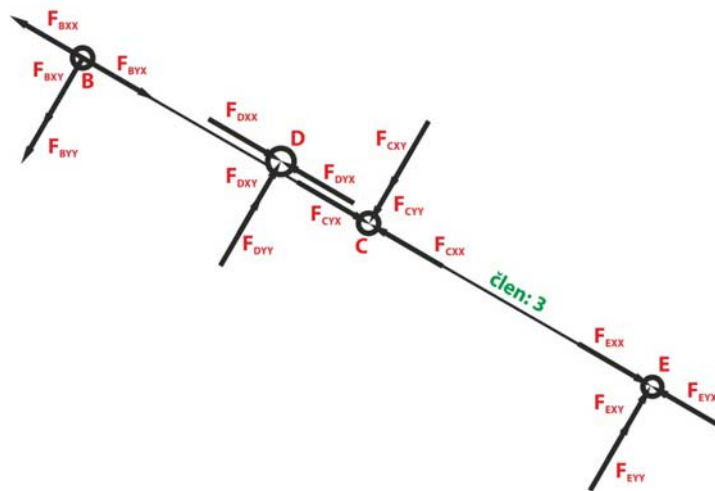
$$F_{D_{XX}} = F_{D_X} \cdot \cos \alpha = 85210,86 \cdot \cos 3^\circ = 85094,08 \text{ N}$$

$$F_{D_{XF}} = F_{D_X} \cdot \sin \alpha = 85210,86 \cdot \sin 3^\circ = 4459,59 \text{ N}$$

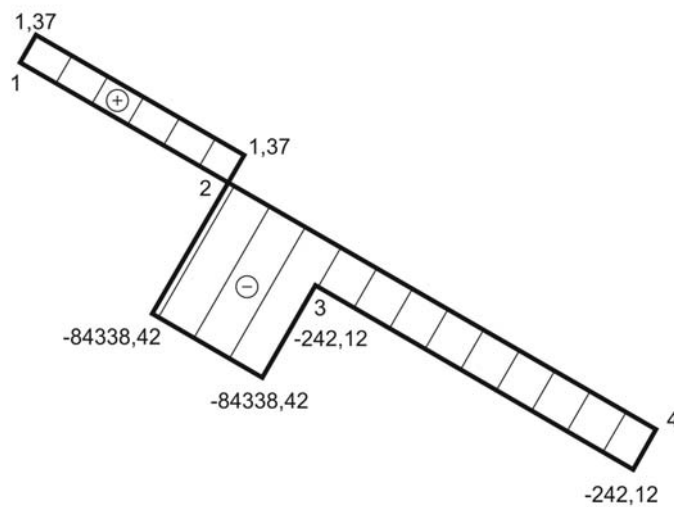
$$F_{D_{FF}} = F_{D_F} \cdot \cos \alpha = 14412,34 \cdot \cos 3^\circ = 14392,59 \text{ N}$$

$$F_{D_{FX}} = F_{D_F} \cdot \sin \alpha = 14412,34 \cdot \sin 3^\circ = 754,28 \text{ N}$$

5.7.2.4 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 46: Rozklad sil na členu 3



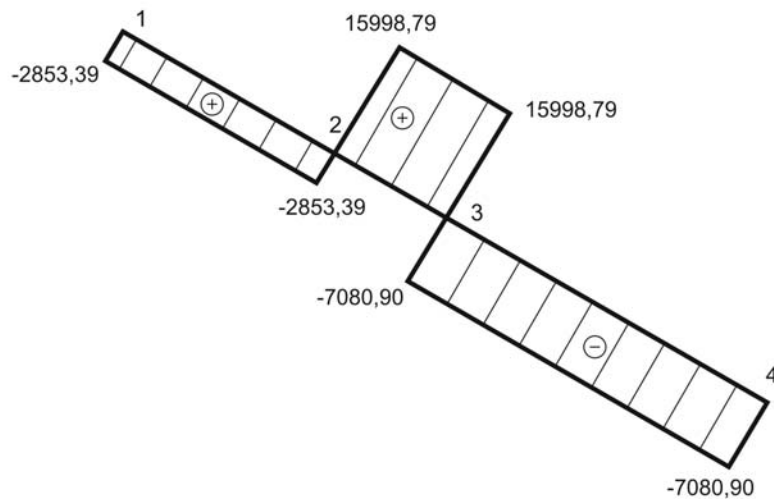
Obrázek 47: Normálové síly na členu 3

$$N_{31}^L = F_{BXX} + F_{BFX} = 150,50 - 149,13 = 1,37 \text{ N}$$

$$N_{32}^L = N_{31}^L - F_{DXX} - F_{DFX} = 1,37 - 85094,08 + 754,28 = -84338,42 \text{ N}$$

$$N_{33}^L = N_{32}^L - F_{CFX} + F_{CXX} = -84338,42 - 975,90 + 85072,20 = -242,12 \text{ N}$$

$$N_{34}^P = F_{EXX} - F_{EFX} = 128,68 - 370,74 = -242,12 \text{ N}$$



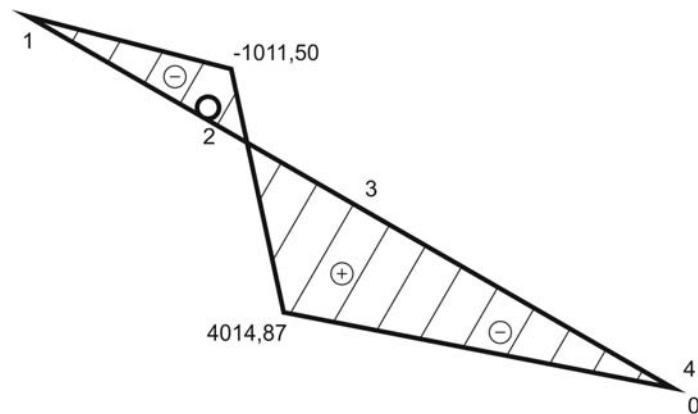
Obrázek 48: Posouvající síly na členu 3

$$T_{31}^L = -F_{BXF} - F_{BFF} = -7,89 - 2845,50 = -2853,39 \text{ N}$$

$$T_{32}^L = T_{31}^L + F_{DXF} + F_{DFF} = -2853,39 + 4459,59 + 14392,59 = 15998,79 \text{ N}$$

$$T_{33}^L = T_{31}^L - F_{CXF} - F_{CFF} = 15998,79 - 4458,45 - 18621,25 = -7080,90 \text{ N}$$

$$T_{34}^P = F_{EFF} - F_{EXF} = -7074,16 - 6,74 = -7080,90 \text{ N}$$



Obrázek 49: Momenty na členu 3

$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{31}^P$$

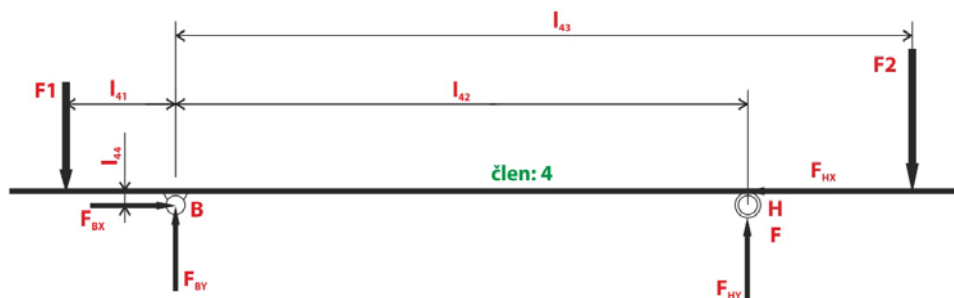
$$\begin{aligned} &= (F_{EFF} - F_{EXF}) \cdot l_{33} + (-F_{CFF} - F_{CXF}) \cdot l_{32} + (F_{DFF} - F_{DXF}) \cdot l_{31} + (F_{DFX} - F_{DXX}) \\ &\quad \cdot l_{34} \\ &= (7074,16 - 6,74) \cdot 1,134 + (-18621,25 - 4458,45) \cdot 0,567 \\ &\quad + (14392,59 + 4459,59) \cdot 0,3545 + (754,28 - 85094,08) \cdot 0,019287 \\ &= 0 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{32}^L &= (-F_{BFF} - F_{BXF}) \cdot l_{31} + (F_{BXX} - F_{BFX}) \cdot l_{34} \\ &= (-2845,50 - 7,89) \cdot 0,3545 + (150,50 - 149,13) \cdot 0,019287 \\ &= -1011,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_{33}^P = (F_{EFF} - F_{EXF}) \cdot l_{32} = (7074,16 + 6,749) \cdot 0,567 = 4014,87 \text{ Nm}$$

5.7.3 Člen 4 za stavu A v dolní poloze zvedáku (u jednoho nůžkového mechanismu)

5.7.3.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 50: Skutečná orientace na členu 4

5.7.3.2 Velikost jednotlivých sil

$$F_{BX} = 150,71 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 2849,41 \text{ N}$$

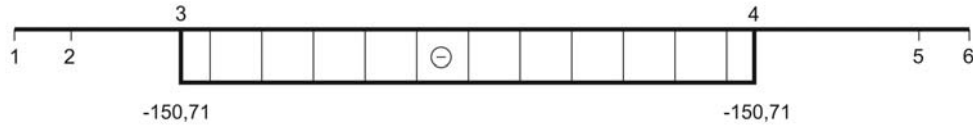
$$F_{HT} = 150,71 \text{ N}$$

$$F_{HN} = 7083,22 \text{ N}$$

$$F_1 = 3543,75 \text{ N}$$

$$F_2 = 6499,125 \text{ N}$$

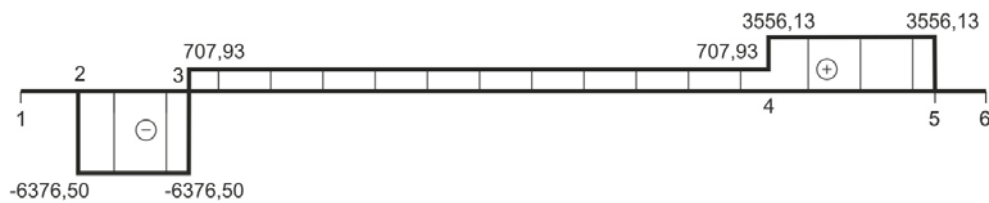
5.7.3.3 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 51: Normálové síly na členu 4

$$N_{43}^L = -F_{BX} = -150,71 \text{ N}$$

$$N_{44}^P = -F_{HT} = -150,71 \text{ N}$$



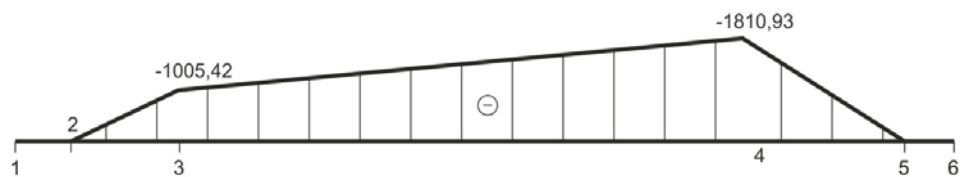
Obrázek 52: Posouvající síly na členu 4

$$T_{42}^L = -F_1 = -3543,75 \text{ N}$$

$$T_{43}^L = T_{42}^L + F_{BY} = -3543,75 + 2849,41 = -694,34 \text{ N}$$

$$T_{44}^L = T_{43}^L - F_{HN} = -694,34 + 7083,22 = 6376,5 \text{ N}$$

$$T_{45}^P = F_2 = 6376,5 \text{ N}$$



Obrázek 53: Momenty na členu 4

$$M_{42}^L = 0 \text{ Nm}$$

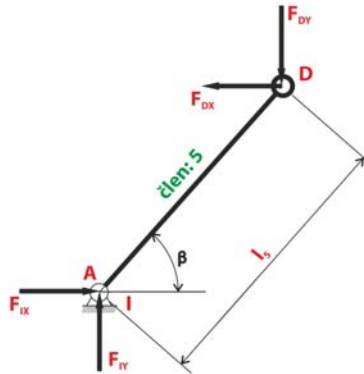
$$M_{43}^L = -F_1 \cdot l_{21} - F_{BX} \cdot l_{44} = -3543,75 \cdot 0,284 - 150,71 \cdot 0,03 = -1001,90 \text{ Nm}$$

$$M_{44}^P = -F_2 \cdot (l_{43} - l_{42}) = -6499,125 \cdot 0,284 = -1845,75 \text{ Nm}$$

$$M_{45}^P = 0 \text{ Nm}$$

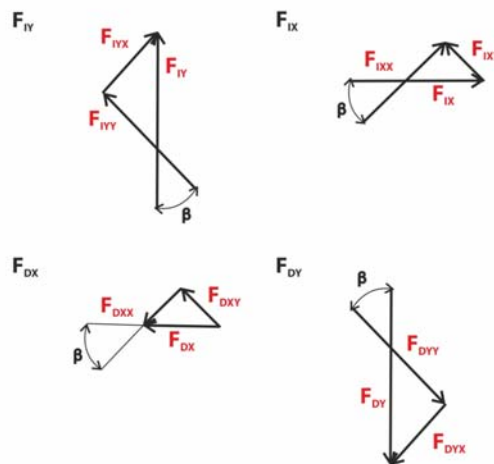
5.7.4 Člen 5 za stavu A v dolní poloze zvedáku

5.7.4.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 54: Skutečná orientace sil na členu 5

5.7.4.2 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému



Obrázek 55: Rozklad sil na členu 5

5.7.4.3 Výpočet jednotlivých sil

$$F_{DXX} = F_{DX} \cdot \cos\beta = 85210,86 \cdot \cos 9,6^\circ = 84017,57 \text{ N}$$

$$F_{DXF} = F_{DX} \cdot \sin\beta = 85210,86 \cdot \sin 9,6^\circ = 14210,51 \text{ N}$$

$$F_{DFY} = F_{DF} \cdot \cos\beta = 14412,34 \cdot \cos 9,6^\circ = 14210,51 \text{ N}$$

$$F_{DFX} = F_{DF} \cdot \sin\beta = 14412,34 \cdot \sin 9,6^\circ = 2403,53 \text{ N}$$

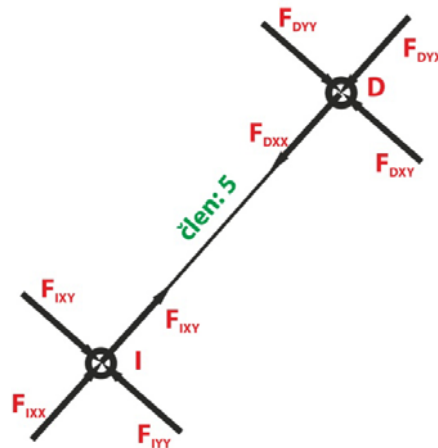
$$F_{IXX} = F_{IX} \cdot \cos\beta = 85210,86 \cdot \cos 9,6^\circ = 84017,57 \text{ N}$$

$$F_{IXF} = F_{IX} \cdot \sin\beta = 85210,86 \cdot \sin 9,6^\circ = 14210,51 \text{ N}$$

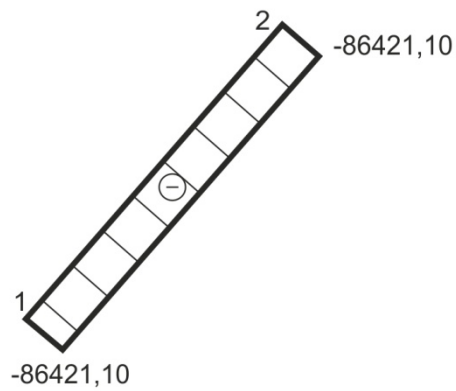
$$F_{IFF} = F_{IF} \cdot \cos\beta = 14412,34 \cdot \cos 9,6^\circ = 14210,51 \text{ N}$$

$$F_{IFX} = F_{IF} \cdot \sin\beta = 14412,34 \cdot \sin 9,6^\circ = 2403,53 \text{ N}$$

5.7.4.1 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 56: Skutečná orientace sil na členu 5



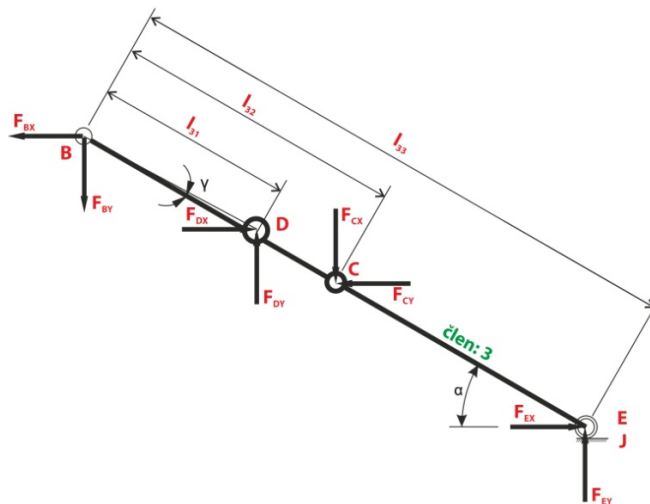
Obrázek 57: Normálové síly na členu 5

$$N_{51}^L = F_{IXX} + F_{IFX} = -84017,57 - 2403,53 = -86421,10 \text{ N}$$

$$N_{52}^P = F_{DXX} - F_{DFX} = -84017,57 - 2403,53 = -86421,10 \text{ N}$$

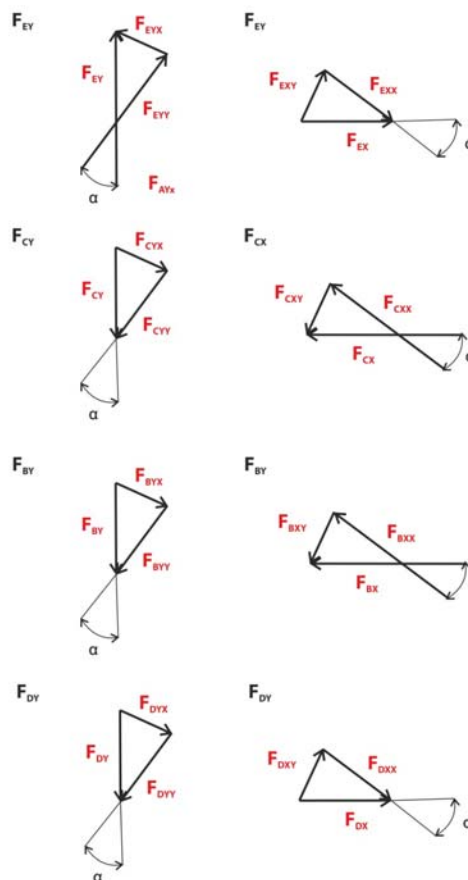
5.7.5 Člen 3 za stavu B v dolní poloze zvedáku

5.7.5.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 58: Skutečná orientace sil na členu 3

5.7.5.2 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému



Obrázek 59: Rozklad sil na členu 3

5.7.5.3 Výpočet jednotlivých sil

$$F_{EXX} = F_{EX} \cdot \cos \alpha = 51,80 \cdot \cos 3^\circ = 51,73 \text{ N}$$

$$F_{EXF} = F_{EX} \cdot \sin \alpha = 128,801,80 = 2,71 \text{ N}$$

$$F_{EFF} = F_{EF} \cdot \cos \alpha = 2848,84 \cdot \cos 3^\circ = 2844,93 \text{ N}$$

$$F_{EFX} = F_{EF} \cdot \sin \alpha = 2848,84 \cdot \sin 3^\circ = 149,10 \text{ N}$$

$$F_{CXX} = F_{CX} \cdot \cos \alpha = 85127,04 \cdot \cos 3^\circ = 85010,37 \text{ N}$$

$$F_{CXY} = F_{CX} \cdot \sin \alpha = 85127,04 \cdot \sin 3^\circ = 4455,20 \text{ N}$$

$$F_{CFF} = F_{CF} \cdot \cos \alpha = 10164,05 \cdot \cos 3^\circ = 10150,12 \text{ N}$$

$$F_{CFX} = F_{CF} \cdot \sin \alpha = 10164,05 \cdot \sin 3^\circ = 531,95 \text{ N}$$

$$F_{BXX} = F_{BX} \cdot \cos \alpha = 60,60 \cos 3^\circ = 60,52 \text{ N}$$

$$F_{BXF} = F_{BX} \cdot \sin \alpha = 60,60 \cdot \sin 3^\circ = 3,17 \text{ N}$$

$$F_{BFF} = F_{BF} \cdot \cos \alpha = 7084,43 \cdot \cos 3^\circ = 7074,72 \text{ N}$$

$$F_{BFX} = F_{BF} \cdot \sin \alpha = 7084,43 \cdot \sin 3^\circ = 370,61 \text{ N}$$

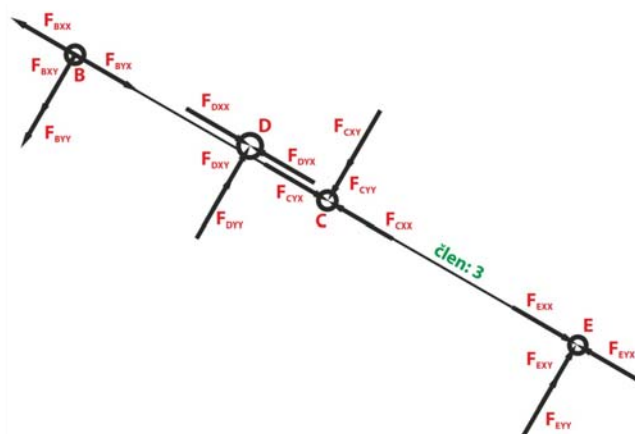
$$F_{DXX} = F_{DX} \cdot \cos \alpha = 85135,84 \cdot \cos 3^\circ = 85019,16 \text{ N}$$

$$F_{DXF} = F_{DX} \cdot \sin \alpha = 85135,84 \cdot \sin 3^\circ = 4455,67 \text{ N}$$

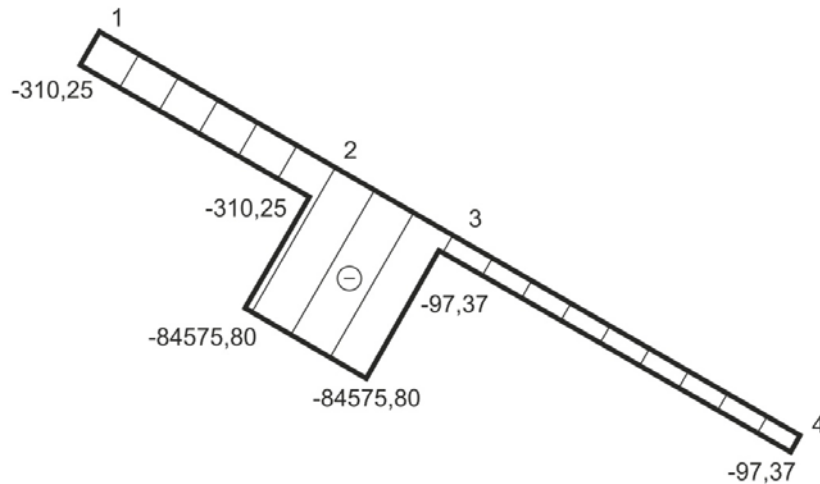
$$F_{DFF} = F_{DF} \cdot \cos \alpha = 14399,65 \cdot \cos 3^\circ = 14379,92 \text{ N}$$

$$F_{DFX} = F_{DF} \cdot \sin \alpha = 14399,65 \cdot \sin 3^\circ = 753,62 \text{ N}$$

5.7.5.4 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 60: Rozklad sil na členu 3



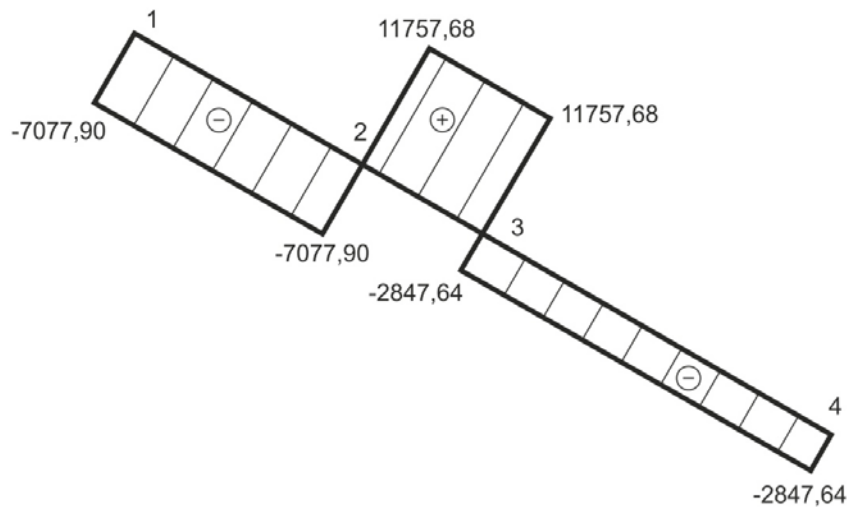
Obrázek 61: Normálové síly na členu 3

$$N_{31}^L = F_{BXX} + F_{BFX} = 60,52 - 370,77 = -310,25 \text{ N}$$

$$N_{32}^L = N_{31}^L - F_{DXX} - F_{DFX} = -310,25 - 85019,16 + 753,62 = -84575,80 \text{ N}$$

$$N_{33}^L = N_{32}^L - F_{CFX} + F_{CXX} = -84575,80 - 531,95 + 85010,37 = -97,37 \text{ N}$$

$$N_{34}^P = F_{EXX} - F_{EFX} = 51,73 - 149,10 = -97,37 \text{ N}$$



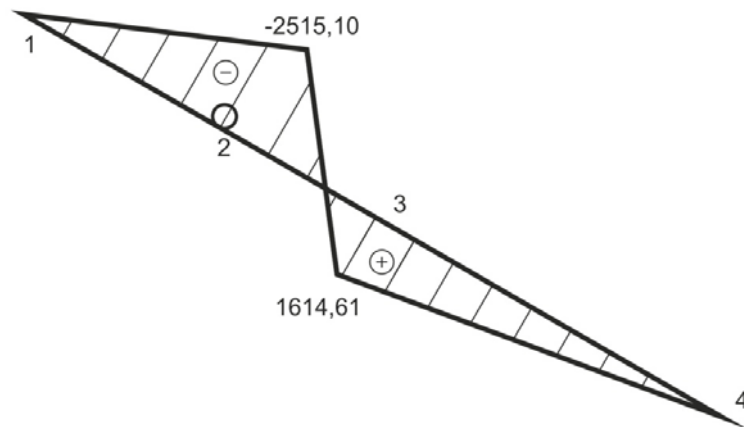
Obrázek 62: Posouvající síly na členu 3

$$T_{31}^L = -F_{BXF} - F_{BFF} = -3,17 - 70714,72 = -7077,90 \text{ N}$$

$$T_{32}^L = T_{31}^L + F_{DXF} + F_{DFF} = -7077,90 + 4455,67 + 14379,92 = 11757,68 \text{ N}$$

$$T_{33}^L = T_{32}^L - F_{CXF} - F_{CFF} = 11757,68 - 4455,20 - 10150,12 = -2847,64 \text{ N}$$

$$T_{34}^P = F_{EFF} - F_{EXF} = -2844,93 - 2,71 = -2847,64 \text{ N}$$



Obrázek 63: Momenty na členu 3

$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{31}^P$$

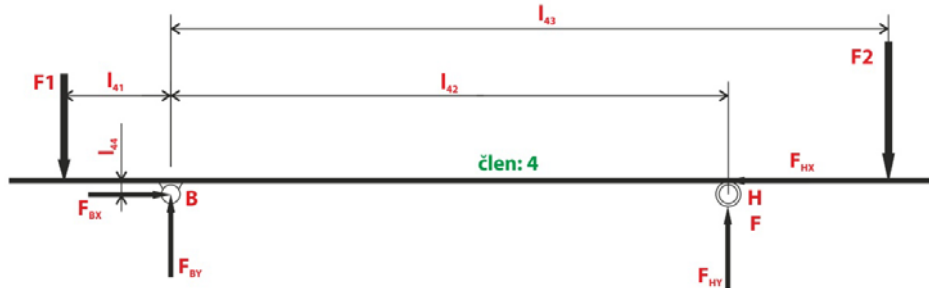
$$\begin{aligned} &= (F_{EFF} - F_{EXF}) \cdot l_{33} + (-F_{CFF} - F_{CXF}) \cdot l_{32} + (F_{DFF} - F_{DXF}) \cdot l_{31} + (F_{DFX} - F_{DXX}) \\ &\quad \cdot l_{34} \\ &= (2844,93 + 2,71) \cdot 1,134 + (-10150,12 - 4455,20) \cdot 0,567 \\ &\quad + (14379,92 + 4455,67) \cdot 0,3545 + (753,62 - 85019,16) \cdot 0,019287 \\ &= 0 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{32}^L &= (-F_{BFF} - F_{BXF}) \cdot l_{31} + (F_{BXX} - F_{BFX}) \cdot l_{34} \\ &= (-7074,92 - 2,71) \cdot 0,3545 + (60,52 - 370,77) \cdot 0,019287 \\ &= -2515,1 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$M_{33}^P = (F_{EFF} - F_{EXF}) \cdot l_{32} = (2844,93 + 149,10) \cdot 0,567 = 1697,62 \text{ Nm}$$

5.7.6 Člen 4 za stavu B v dolní poloze zvedáku (u jednoho nůžkového mechanismu)

5.7.6.1 Skutečná orientace sil na členu dle maticového výpočtu



Obrázek 64: skutečná orientace sil na členu 4

5.7.6.2 Velikost jednotlivých sil

$$F_{BX} = 60,60 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 7084,43 \text{ N}$$

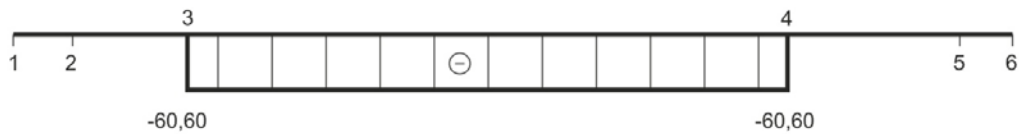
$$F_{HT} = 60,60 \text{ N}$$

$$F_{HN} = 2848,19 \text{ N}$$

$$F_1 = 6499,125 \text{ N}$$

$$F_2 = 3543,75 \text{ N}$$

5.7.6.3 Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 65: Normálové síly na členu 4

$$N_{43}^L = -F_{BX} = -60,60 \text{ N}$$

$$N_{44}^P = -F_{HT} = -60,60 \text{ N}$$



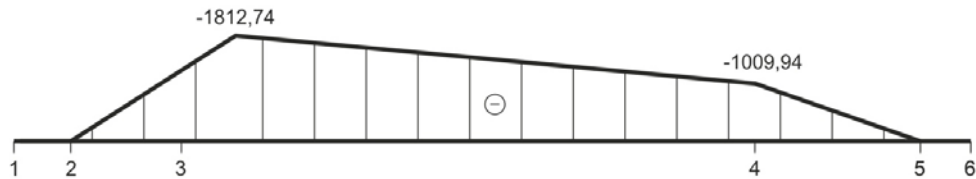
Obrázek 66: Posouvající síly na členu 4

$$T_{42}^L = -F_1 = -6499,125 \text{ N}$$

$$T_{43}^L = T_{42}^L + F_{BY} = -6499,125 + 7084,43 = 585,305 \text{ N}$$

$$T_{44}^L = T_{43}^L - F_{HN} = 585,305 + 2848,19 = 3433,495 \text{ N}$$

$$T_{45}^P = F_2 = 3543,75 \text{ N}$$



Obrázek 67: Momenty na členu 4

$$M_{42}^L = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{43}^L = -F_1 \cdot l_{21} - F_{BX} \cdot l_{44} = -6499,125 \cdot 0,284 - 150,71 \cdot 0,03 = -1850,27 \text{ Nm}$$

$$M_{44}^P = -F_2 \cdot (l_{43} - l_{42}) = -3543,75 \cdot 0,284 = -1006,425 \text{ Nm}$$

$$M_{45}^P = 0 \text{ Nm}$$

5.8 Návrh průřezu

Pro všechny členy zvedáku volím materiál ČSN 11523 (S355J0)

Obdélníkový profil

Dle literatury [33]

$$Re = 450 \text{ MPa} , e = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} , Rm = 600 \text{ MPa}$$

Dle ČSN EN 1493

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{s} = \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

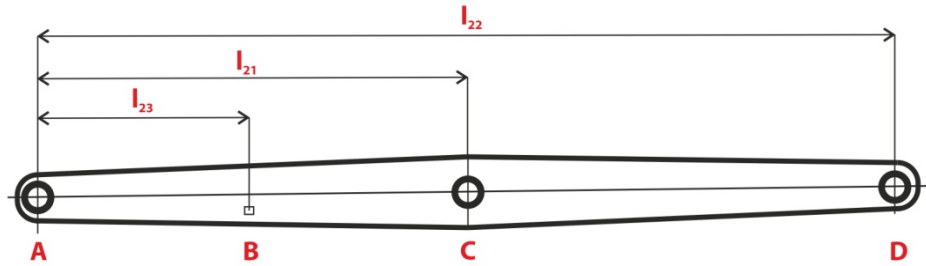
$$\tau_{DOV} = 0,8 \cdot \sigma_{DOV} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ MPa}$$

$s = 1,5$ - viz tab. 1, str. 10 v kombinaci s tab. A.2 viz ČSN EN 1493

Dle literatury [34]

$\lambda_d = 60$ - štíhlost prostého tlaku

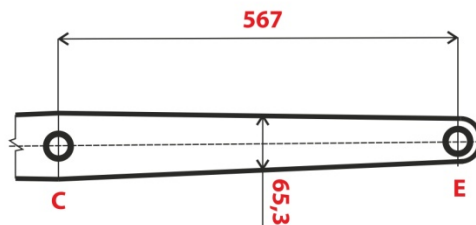
5.8.1 Člen 2



Obrázek 68: Člen 2

5.8.1.1 Kontrola na vzpěr v rovině Y mezi body C-E

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$



Obrázek 69: Průřez C-E

Dle obr. 69

$$l_{22} - l_{21} = 567 \text{ mm}, b_{2C-E} = 20 \text{ mm}, h_{2C-E} = 65,3 \text{ mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{2.C-E} = h_{2C-E} \cdot b_{2C-E} = 65,3 \cdot 20 = 1306 \text{ mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Y^{2.C-E} = \frac{1}{12} \cdot b_{2C-E} \cdot h_{2C-E}^3 = \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot 65,3^3 = 464075,2 \text{ mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Y

$$\lambda_Y = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Y}{S}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{J_Y^{2.C-E}}{S_{2.C-E}}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{464075,2}{1306}}} = 30$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_Y \leq \lambda_D - 30 \leq 60$ - štíhlost λ_Y je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{23}}{S_{2.C-E}}} = \frac{450 \cdot 1306}{4994,36} = 117,7$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Z mezi body C-E

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$

Dle obr. 51

$$l_{22} - l_{21} = 567 \text{ mm}, b_{2C-E} = 20 \text{ mm}, h_{2C-E} = 65,3 \text{ mm}$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Z^{2.C-E} = \frac{1}{12} \cdot b_{2C-E}^3 \cdot h_{2C-E} = \frac{1}{12} \cdot 20^3 \cdot 65,3 = 43533,3 \text{ mm}^3$$

Štíhlost tyče v rovině Z

$$\lambda_Z = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{J_Z^{2.C-E}}{S_{2.C-E}}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{43533,3}{1306}}} = 98,2$$

$\lambda_Z \geq \lambda_K$ - dle EULERA řešíme v oblasti pružného vzpěru

Kritická síla

$$F_{KR} = \alpha^2 \cdot \frac{E \cdot J}{l^2} = \pi^2 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 43533,3}{567^2} = 280656,1 \text{ N}$$

Kritické napětí dle EULERA

$$\sigma_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{98,2^2} = 214,9 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k MSVS

$$k_k = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_{KR}}{\frac{N_{23}}{S_{2C-E}}} = \frac{214,9}{\frac{4994,36}{1306}} = 56,2$$

$N_{23} = 4994,36N$ - větší namáhání v horní poloze zvedáku

5.8.1.2 Kontrola průřezu v bodě C

Průřez je nejvíce namáhán v dolní poloze zvedáku za stavu A, viz obr. 41

Kontrola na tah

Na délce l_{21} ve spodní části je prut namáhán tahem.

Plocha průřezu

$$S_{2C} = S_{p2C} - S_{o2C} = (80 \cdot 20) - (30 \cdot 20) = 1000 \text{mm}^2$$

$$\sigma_{t_2}^C = \frac{F}{S} = \frac{N_{22}}{S_{2C}} = \frac{85827,89}{1000} = 85,8 \text{MPa}$$

$$\sigma_{t_2}^C < \sigma_{DOV} \rightarrow 85,8 < 300 \text{MPa}$$

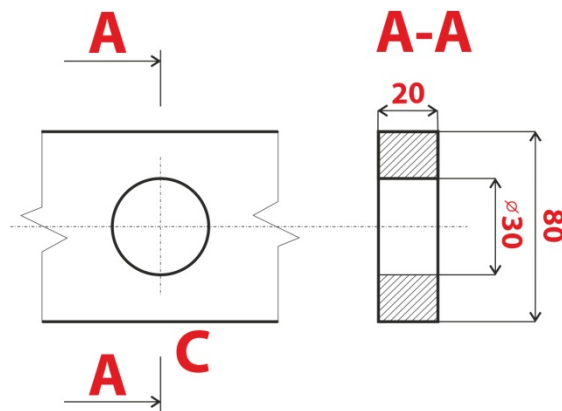
Kontrola na smyk

$$\tau_2^C = \frac{F}{S} = \frac{T_{22}}{S_{2C}} = \frac{7081,40}{1000} = 7,1 \text{MPa}$$

$$\tau_2^C < \tau_{DS} \rightarrow 7,1 < 240 \text{MPa}$$

Kontrola na ohyb

Vliv otvoru pro čep



Obrázek 70: Průřez C

$$\begin{aligned}
 J_F^{2CC} &= J_F^{2CP} - J_F^{2CO} = \frac{1}{12} \cdot b_{2CP} \cdot h_{2CP}^3 - \frac{1}{12} \cdot b_{2CO} \cdot h_{2CO}^3 \\
 &= \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot 80^3 - \frac{1}{12} \cdot 20 \cdot 30^3 = 808333,3 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

$$\sigma_{o_2}^C = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{J_F^{2CC}}{Z}} = \frac{4015,15 \cdot 1000}{\frac{808333,33}{40}} = 198,7 \text{ MPa}$$

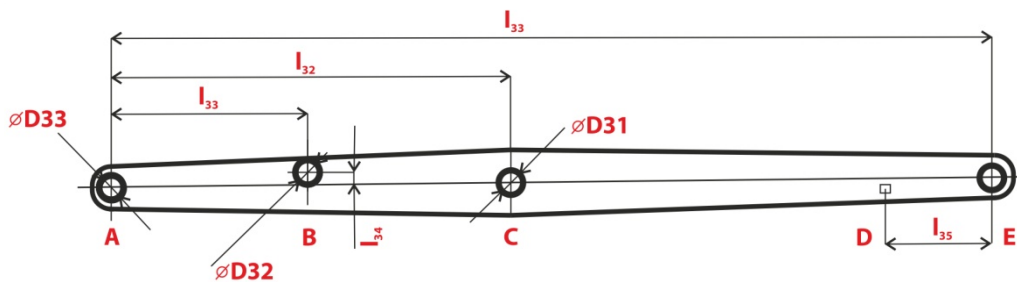
$$\sigma_{o_2}^C < \sigma_{DOV} \rightarrow 198,7 < 300 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\begin{aligned}
 \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(\sigma_{t_2}^C + \sigma_{o_2}^C)^2 + 3 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{(85,8 + 198,7)^2 + 3 \cdot 7,1^2} \\
 &= 284,8 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 284,4 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.8.2 Člen 3

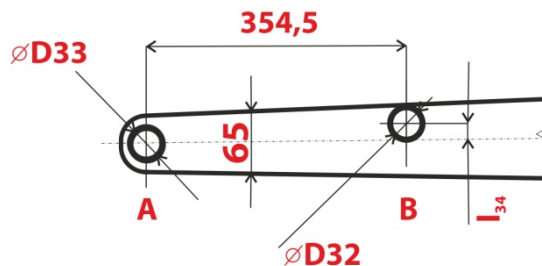


Obrázek 71: Člen 3

5.8.2.1 Kontrola na vzpěr v rovině Y mezi body A-B

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$

Dle obrázku 72



Obrázek 72: Průřez mezi A-B

$$l_{31} = 354,5\text{mm}, b_{3A-B} = 25\text{mm}, h_{3A-B} = 65\text{mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.A-B} = h_{3A-B} \cdot b_{3A-B} = 65 \cdot 20 = 1625\text{mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Y^{3.A-B} = \frac{1}{12} \cdot b_{3A-B} \cdot h_{3A-B}^3 = \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 65^3 = 572134,4\text{mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Y

$$\lambda_Y = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Y}{S}}} = \frac{354,5}{\sqrt{\frac{J_Y^{3.A-B}}{S_{3.A-B}}}} = \frac{354,5}{\sqrt{\frac{572135,4}{1625}}} = 18,9$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_F \leq \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

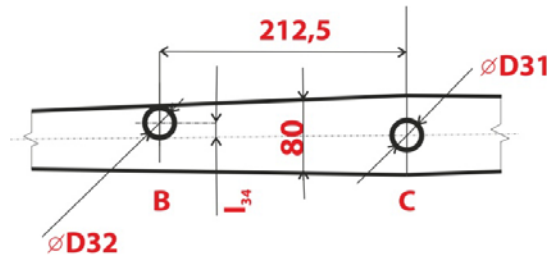
$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{31}}{S_{3.A-B}}} = \frac{450 \cdot 1625}{542,55} = 1347,8$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Y mezi body B-C

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$

Dle obr. 73



Obrázek 73: Průřez mezi B-C

$$l_{32} - l_{31} = 212,5 \text{ mm} , b_{3B-C} = 25 \text{ mm} , h_{3B-C} = 80 \text{ mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.B-C} = h_{3B-C} \cdot b_{3B-C} = 80 \cdot 25 = 2000 \text{ mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Y^{3.B-C} = \frac{1}{12} \cdot b_{3B-C} \cdot h_{3B-C}^3 = \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 80^3 = 1066666,7 \text{ mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Y

$$\lambda_Y = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Y}{S}}} = \frac{212,5}{\sqrt{\frac{J_Y^{3.B-C}}{S_{3.B-C}}}} = \frac{212,5}{\sqrt{\frac{1066666,7}{2000}}} = 9,2$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_F \leq \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

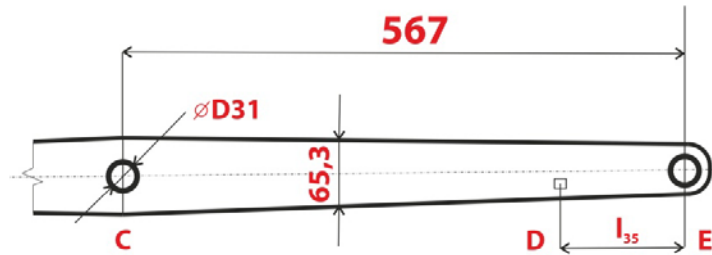
$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{32}}{S_{3.B-C}}} = \frac{450 \cdot 2000}{84338,42} = 10,7$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Y mezi body C-E

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$

Dle obr. 74



Obrázek 74: Průřez mezi C-E

$$l_{33} - l_{32} = 567 \text{ mm}, b_{3C-E} = 25 \text{ mm}, h_{3C-E} = 65,3 \text{ mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.C-E} = h_{3C-E} \cdot b_{3C-E} = 63,5 \cdot 25 = 1632,50 \text{ mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Y^{3.C-E} = \frac{1}{12} \cdot b_{3C-E} \cdot h_{3C-E}^3 = \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 65,3^3 = 580093,9 \text{ mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Y

$$\lambda_Y = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Y}{S}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{J_Y^{3.C-E}}{S_{3.C-E}}}} = \frac{567}{\sqrt{\frac{580093,9}{1632,50}}} = 30$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_F \leq \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

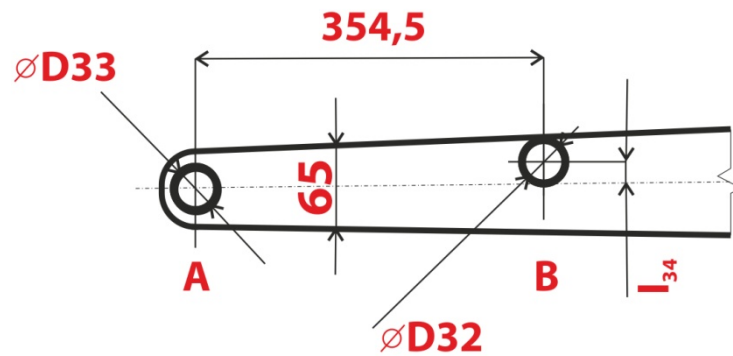
Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{34}}{S_{3.C-E}}} = \frac{450 \cdot 1632,50}{5026,16} = 146,2$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Z mezi body A-B

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$



Obrázek 75: Průřez mezi A-B

Dle obr. 75

$$l_{31} = 354,5\text{mm}, b_{3A-B} = 25\text{mm}, h_{3A-B} = 65\text{mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3A-B} = h_{3A-B} \cdot b_{3A-B} = 65 \cdot 25 = 1625\text{mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Z^{3A-B} = \frac{1}{12} \cdot b_{3A-B}^3 \cdot h_{3A-B} = \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 65 = 84635,4\text{mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Y

$$\lambda_Z = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{354,5}{\sqrt{\frac{J_Z^{3A-B}}{S_{3A-B}}}} = \frac{354,5}{\sqrt{\frac{84635,4}{1625}}} = 49$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_F \leq \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{31}}{S_{3.A-B}}} = \frac{450 \cdot 1625}{3708,83} = 197,2$$

V horní poloze zvedáku za stavu B je největší síla na prutu.

Kontrola na vzpěr v rovině Z mezi body B-C

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi$, $l = l_0$

Dle obr. 73

$$l_{32} - l_{31} = 212,5\text{mm}, b_{3B-C} = 25\text{mm}, h_{3B-C} = 80\text{mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.B-C} = h_{3B-C} \cdot b_{3B-C} = 80 \cdot 25 = 2000\text{mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Z^{3.B-C} = \frac{1}{12} \cdot b_{3B-C}^3 \cdot h_{3B-C} = \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 80 = 104166,7\text{mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Z-Z

$$\lambda_Z = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{212,5}{\sqrt{\frac{J_Z^{3.B-C}}{S_{3.B-C}}}} = \frac{212,5}{\sqrt{\frac{104166,7}{2000}}} = 30$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 67,87$$

$\lambda_F \leq \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

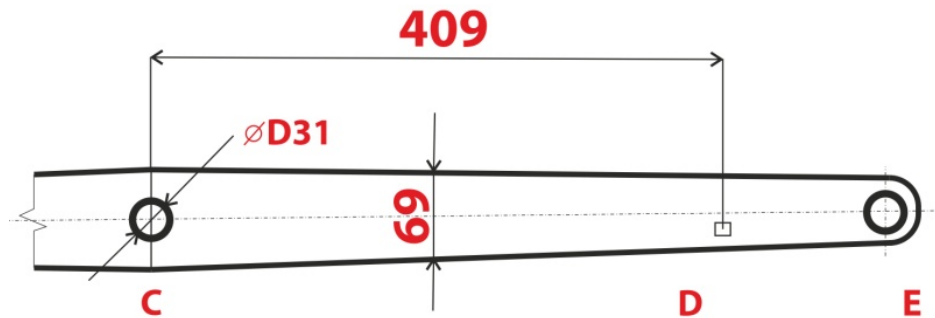
Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{32}}{S_{3.B-C}}} = \frac{450 \cdot 2000}{84338,42} = 10,7$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Z mezi body C-D

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi \cdot \sqrt{2}$, $l_0 = 0,7 \cdot l$



Obrázek 76: Průřez mezi C-D

Dle obr. 76

$$l_{36} = l_{33} - l_{35} - l_{32} = 1134 - 158 - 567 = 409\text{mm}, b_{3C-D} = 25\text{mm}, h_{3C-D} = 69\text{mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.C-D} = h_{3C-D} \cdot b_{3C-D} = 69 \cdot 25 = 1725\text{mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Z^{3.C-D} = \frac{1}{12} \cdot b_{3C-D}^3 \cdot h_{3C-D} = \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 69 = 89843,75\text{mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Z

$$\lambda_Z = \frac{l \cdot 0,7}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{409 \cdot 0,7}{\sqrt{\frac{J_Z^{3.C-D}}{S_{3.C-D}}}} = \frac{286,3}{\sqrt{\frac{89843,75}{1725}}} = 39,7$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 95,98$$

$$\lambda_Z < \lambda_K, \lambda_Z < \lambda_D$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{33}}{S_{3.C-D}}} = \frac{450 \cdot 1725}{5026,16} = 154,4$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

Kontrola na vzpěr v rovině Z mezi body D-E

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi \cdot \sqrt{2}$, $l_0 = 0,7 \cdot l$



Obrázek 77: Průřez mezi D-E

Dle obr. 77

$$l_{35} = 158 \text{ mm}, b_{3D-E} = 25 \text{ mm}, h_{3D-E} = 54 \text{ mm}$$

Střední plocha průřezu

$$S_{3.D-E} = h_{3D-E} \cdot b_{3D-E} = 54 \cdot 25 = 1350 \text{ mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_Z^{3.D-E} = \frac{1}{12} \cdot b_{3D-E}^3 \cdot h_{3D-E} = \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 54 = 70312,5 \text{ mm}^4$$

Štíhlost tyče v rovině Z

$$\lambda_Z = \frac{l \cdot 0,7}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{158 \cdot 0,7}{\sqrt{\frac{J_Z^{3.D-E}}{S_{3.D-E}}}} = \frac{110,6}{\sqrt{\frac{70312,5}{1350}}} = 15$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{450}} = 95,98$$

$\lambda_Z < \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k_k = \frac{Re}{\frac{N_{34}}{S_{3.D-E}}} = \frac{450 \cdot 1350}{5026,16} = 120,9$$

V horní poloze zvedáku za stavu A je prvek nejvíce namáhán.

5.8.2.2 Kontrola průřezu v bodě C

Průřez C je nejvíce namáhán v dolní poloze zvedáku za stavu A, viz obr. 30,31,32

Kontrola na tlak

$$S_{3C} = S_{p3C} - S_{o3C} = (80 \cdot 25) - (35 \cdot 25) = 1125 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{t_3}^C = \frac{F}{S} = \frac{N_{33}}{S_{3C}} = \frac{84338,42}{1125} = 75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_3}^C < \sigma_{DOV} \rightarrow 75 < 300 \text{ MPa}$$

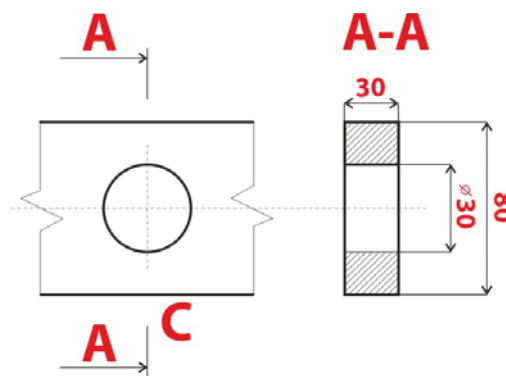
Kontrola na smyk

$$\tau_3^C = \frac{F}{S} = \frac{T_{33}}{S_{3C}} = \frac{15998,79}{1125} = 14,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_3^C < \tau_{DOV} \rightarrow 14,2 < 240 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb

Vliv otvoru pro čep



Obrázek 78: Průřez v bodě C

$$\begin{aligned} J_Y^{3CC} &= J_Y^{3CP} - J_Y^{3CO} = \frac{1}{12} \cdot b_{3CP} \cdot h_{3CP}^3 - \frac{1}{12} \cdot b_{3CO} \cdot h_{3CO}^3 \\ &= \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 80^3 - \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 35^3 = 977343,8 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\sigma_{o_3^C} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_{33}}}{\frac{J_Y^{3CC}}{Z}} = \frac{4014,97 \cdot 1000}{\frac{97734,38}{40}} = 164,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o_3^C} < \sigma_{DOV} \rightarrow 164,3 < 300 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(\sigma t_3^C + \sigma o_3^C)^2 + 3 \cdot \tau_3^C{}^2} = \sqrt{(75 + 164,3)^2 + 3 \cdot 14,2^2} \\ &= 240,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 240,6 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.8.2.3 Kontrola průřezu v bodě B

Průřez B je nejvíce namáhán v dolní poloze zvedáku za stavu B

Kontrola na tlak

$$S_{3B} = S_{p_{3B}} - S_{o_{3B}} = (80 \cdot 25) - (35 \cdot 25) = 1125 \text{ mm}^2$$

$$\sigma t_3^B = \frac{F}{S} = \frac{N_{32}}{S_{3B}} = \frac{84575,8}{1125} = 74,18 \text{ MPa}$$

$$\sigma t_3^B < \sigma_{DOV} \rightarrow 74,18 < 300 \text{ MPa}$$

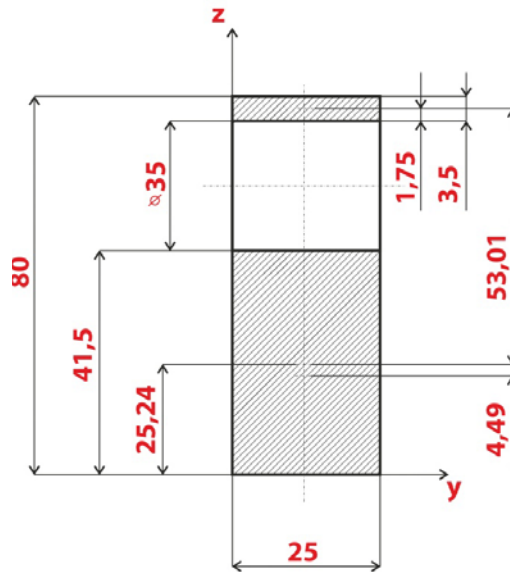
Kontrola na smyk

$$\tau_3^B = \frac{F}{S} = \frac{T_{32}}{S_{3B}} = \frac{11757,7}{1125} = 10,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_3^B < \tau_{DOV} \rightarrow 10,5 < 240 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb

Vliv otvoru pro čep



Obrázek 79: Průřez v bodě B

$$T_Y = \frac{25 \cdot 41,5 \cdot 20,75 + 3,5 \cdot 25 \cdot 78,25}{25 \cdot 41,5 + 3,5 \cdot 25} = 25,24 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} J_Y^{3CB} &= J_Y^{3CB} - J_Y^{3CO} = \frac{1}{12} \cdot b_{3CB} \cdot h_{3CB}^3 + \frac{1}{12} \cdot b_{3CO} \cdot h_{3CO}^3 \\ &= \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 41,5^3 + 25 \cdot 41,5 \cdot 4,49^2 + \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 3,5^3 + 25 \cdot 3,5 \cdot 53,01^2 \\ &= 415788,55 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\sigma_{o_3^B} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_{33}}}{\frac{J_Y^{3CB}}{Z}} = \frac{2515,10 \cdot 1000}{\frac{415788,55}{25,24}} = 152,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o_3^B} < \sigma_{DOV} \rightarrow 152,7 < 300 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(\sigma t_3^B + \sigma o_3^B)^2 + 3 \cdot \tau_3^B{}^2} = \sqrt{(74,18 + 152,7)^2 + 3 \cdot 10,5^2} \\ &= 227,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 227,6 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.8.3 Člen 5 – přímočarý motor

Materiál 11500 (E295)

Kruhový profil $\varnothing d_{PH} = 32 \text{ mm}$

Dle literatury [33]

$$Re = 335 \text{ MPa}, E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Dle literatury [35] - $\alpha = \pi, l = l_0$

Plocha tyče

$$S_{PH} = \frac{\pi \cdot d_{PH}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804,2 \text{ mm}^2$$

Kvadratický moment průřezu

$$J_X^{PH} = J_Y^{PH} = \frac{\pi \cdot d_{PH}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32^4}{64} = 51471,9 \text{ mm}^4$$

Štíhlost tyče v dolní poloze

$$\lambda_X = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{360}{\sqrt{\frac{J_X^{PH}}{S_{PH}}}} = \frac{360}{\sqrt{\frac{51471,9}{804,2}}} = 45$$

Štíhlost tyče v horní poloze

$$\lambda_X = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{J_Z}{S}}} = \frac{558}{\sqrt{\frac{J_X^{PH}}{S_{PH}}}} = \frac{558}{\sqrt{\frac{51471,9}{804,2}}} = 69,75$$

Mezní štíhlost tyče

$$\lambda_K = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{300}} = 83,08$$

$$\lambda_X < \lambda_K, \lambda_X < \lambda_D$$

Štíhlost tyče v dolní poloze λ_X je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

V horní poloze je tyč namáhána vzpěrem dle TETMAJERA a proto provedeme kontrolu.

$\lambda_Z < \lambda_K$ – štíhlost λ_F je menší než štíhlost prostého tlaku λ_d , pak je řešení v oblasti prostého tlaku a namáhání součásti řešíme dle pevnostní podmínky v tlaku.

Kontrola válce

Kritická síla

$$F_{KR} = \alpha^2 \cdot \frac{E \cdot J_X^{PH}}{l^2} = \pi^2 \cdot \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 51471,9}{558^2} = 342626,4 \text{ N}$$

Kritické napětí dle TETMAJERA pro ocel 11500 (E295) dle literatury [34]

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda = a - b \cdot \lambda = 335 - 0,62 \cdot 69,75 = 291,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k MSVS

$$k_k = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{MAX}} = \frac{\sigma_{KR}}{\frac{F}{S_{PH}}} = \frac{291,8}{\frac{14765,1}{804,2}} = 16$$

$F = 14765,1$ – síla působící na přímočarý hydromotor v horní poloze zvedáku za stavu A. V maticovém výpočtu byly uvažovány síly na jeden nůžkový mechanismus a tudíž i na jeden lineární hydromotor. V následném řešení hydraulického obvodu a výpočtu tlaku vycházejí příliš vysoké tlaky a z tohoto důvodu přidáme další hydromotor.

Potom síla na jeden hydromotor v horní poloze bude:

$$F_{1HM} = \frac{N_{52} \cdot 2}{3} = \frac{22147,6 \cdot 2}{3} = 14765,1 \text{ N}$$

Dle (11)

$$F_{MAX} \leq \frac{F_{KR}}{3,5} \quad 14765,1 \leq 97893,1 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

5.9 Pevnostní kontrola čepu

Pro všechny čepy volím stejný materiál – OCEL 11 523 (S355J0)

Dle literatury [35] - $R_e = 450 \text{ MPa}$, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $R_m = 600 \text{ MPa}$

Dle ČSN EN 1493+A1

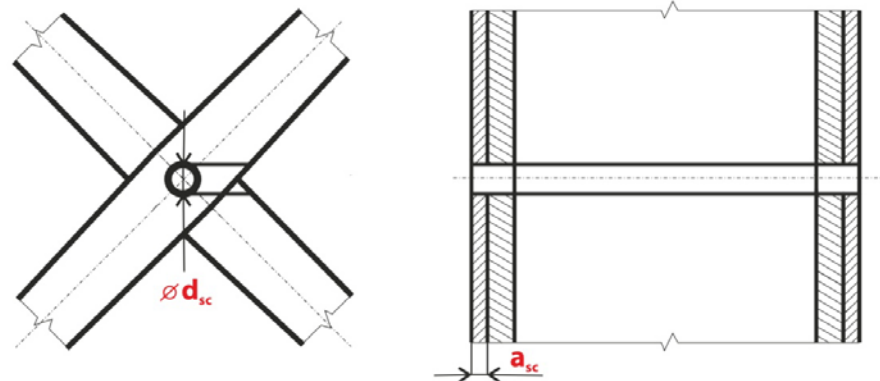
$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{s} = \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DOV} = 0,8 \cdot \sigma_{DOV} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ MPa}$$

$s = 1,5$ - viz tab. 1 v kombinaci s tab. A.2 viz ČSN EN 1493+A1

$$p_{DOV} = 0,66 \cdot R_e = 0,66 \cdot 450 = 297 \text{ MPa}$$

5.9.1 Kontrola středového čepu



Obrázek 80: Středová čep

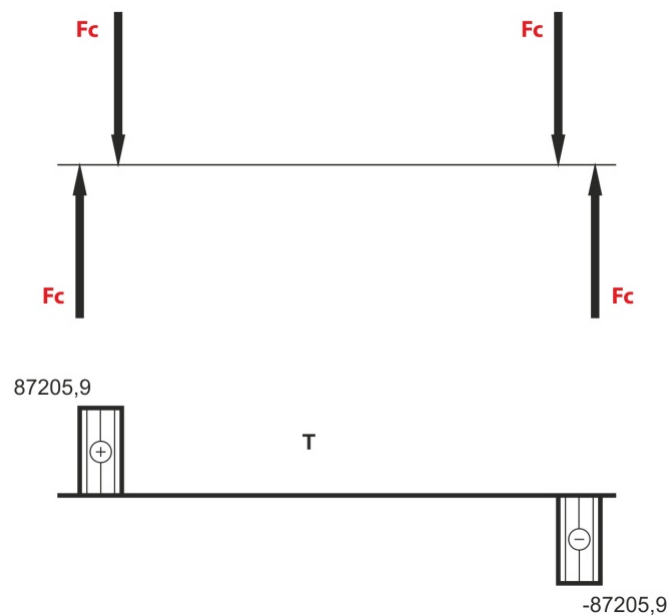
Síla čepu

$$F_C = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2} = \sqrt{85188,95^2 + 18646,8^2} = 87205,9 \text{ N}$$

Volím: $d_{SC} = 30\text{mm}$, $a_{SC} = 20\text{mm}$

V dolní poloze za stavu A, je čep nejvíce namáhán.

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 81: Výsledné vnitřní účinky na středovém čepu

Plocha čepu

$$S_{SC} = \frac{\pi \cdot d_{SC}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{SC} = \frac{F_C}{S_{SC}} = \frac{87205,9}{706,86} = 123,4 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{F_C}{a_{SC} \cdot d_{SC}} = \frac{872005,9}{30 \cdot 20} = 145,3 \text{ MPa}$$

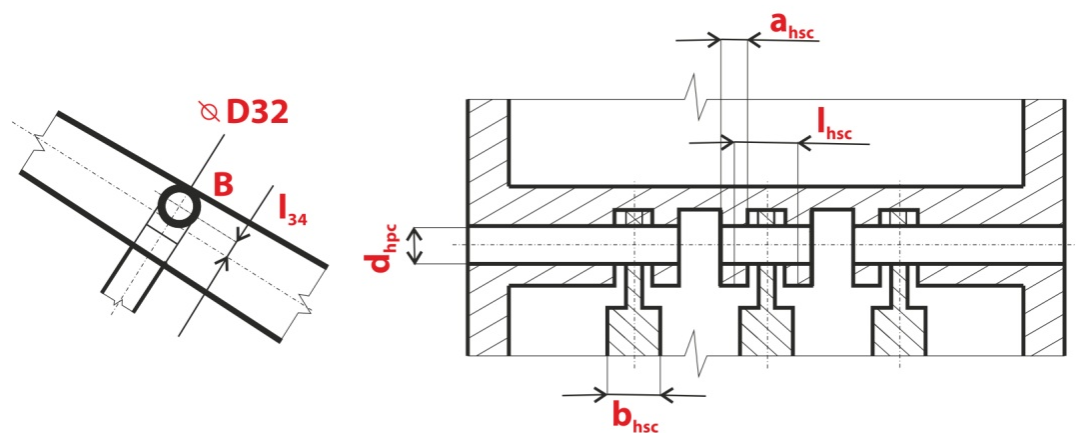
$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 145,3 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola pouzdra na otláčení

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa,

V tomto případě je kontrola stejná jako u čepu, pouzdro vyhovuje.

5.9.2 Horní čep k hydromotoru



Obrázek 82: Horní čep hydromotoru

Výpočet reakcí

V maticové výpočtu byly uvažovány síly najeden nůžkový mechanismus a tudíž i na jeden lineární hydromotor. V následném řešení hydraulického obvodu vycházeli příliš vysoké tlaky, z tohoto důvodu přidáváme další hydromotor.

$$l_{hpc} = 63 \text{ mm}, d_{hpc} = 30 \text{ mm}, a_{hpc} = 20 \text{ mm}, b_{hpc} = 15 \text{ mm}$$

Potom síla na jeden hydromotor a tudíž i čep bude:

$$F_{1HM} = \frac{N_{52} \cdot 2}{3} = \frac{86421,10 \cdot 2}{3} = 57614,1 \text{ N}$$

$$N_{52} = 86421,10 \text{ N}$$

V dolní poloze za stavu A je čep nejvíce namáhán.

Řešení jednoho čepu

$$R_{a_{hpc}} = \frac{F_{1HM}}{2} = 28807,05 \text{ N}, R_{b_{hpc}} = \frac{F_{1HM}}{2} = 28807,05 \text{ N}$$

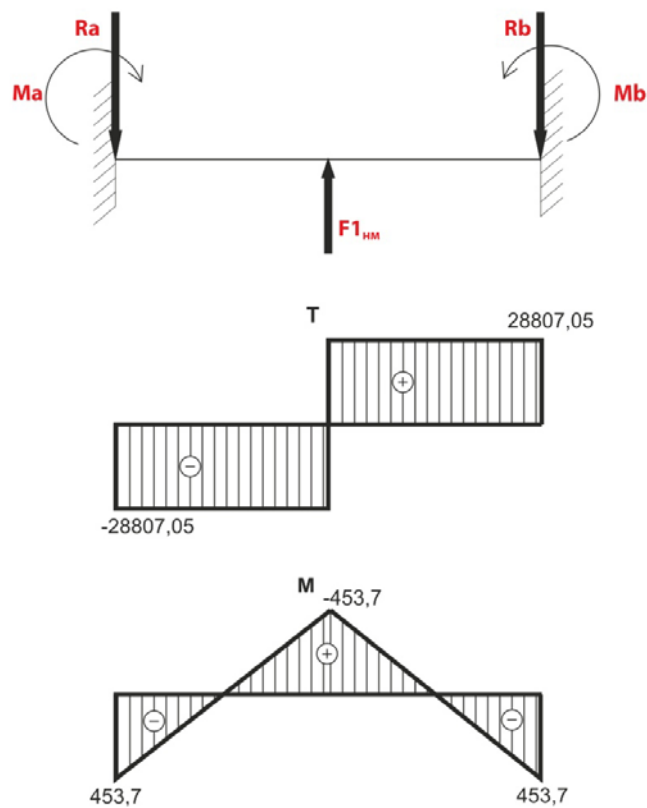
Dle literatury [36]

$$M_{a_{hpc}} = \frac{1}{8} \cdot F \cdot l = \frac{1}{8} \cdot F_{1HM} \cdot l_{hpc} = \frac{1}{8} \cdot 57614,1 \cdot 63 = 453711 \text{ Nmm}$$

$$M_{a_{hpc}} = M_{b_{hpc}}$$

$$M_{S_{hpc}} = -R_{a_{hpc}} \cdot \frac{l_{hpc}}{2} + M_{a_{hpc}} = -28807,05 \cdot 31,5 + 453711 = -453711 \text{ Nmm}$$

Vnitřní výsledné účinky



Obrázek 83: Vnitřní výsledné účinky na horním čepu hydromotoru

Plocha čepu

$$S_{hpc} = \frac{\pi \cdot d_{hpc}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,9 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{hpc} = \frac{F}{S} = \frac{R_{ahpc}}{S_{hpc}} = \frac{28807,1}{706,9} = 40,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{hpc} < \tau_{DOV} \rightarrow 40,1 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na ohyb

$$M_{Ohpc} = M_{ahpc} = M_{bhpc}$$

$$\sigma_{Ohpc} = \frac{M_{Ohpc}}{W_{Ohpc}} = \frac{M_{Ohpc}}{\frac{\pi \cdot d_{hpc}^3}{32}} = \frac{453711}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 171,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Ohpc} < \sigma_{DOV} \rightarrow 171,2 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{Ohpc}^2 + 3 \cdot \tau_{hpc}^2} = \sqrt{171,2^2 + 3 \cdot 40,1^2} = 184,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 184,8 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{1HM}}{2 \cdot a_{hpc} \cdot d_{hpc}} = \frac{57614,1}{2 \cdot 20 \cdot 30} = 48 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 48 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

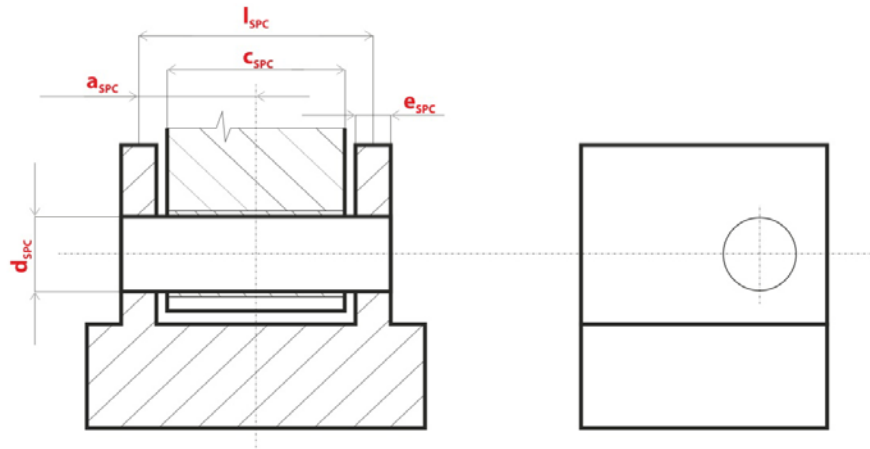
Kontrola zatížení pouzdra

$$p_p = \frac{F_{1HM}}{b_{hpc} \cdot d_{hpc}} = \frac{57614,1}{50 \cdot 30} = 128 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DOV} \rightarrow 128 < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa.

5.9.3 Spodní čep k promotoru



Obrázek 84: Spodní čep hydromotoru

$$l_{spc} = 88\text{mm}, a_{spc} = 44\text{mm}, b_{spc} = 44\text{mm}, c_{spc} = 65\text{mm}, d_{spc} = 30\text{mm}, e_{spc} = 15\text{mm}$$

Liniové zatížení

$$q_{spc} = \frac{F_{1HM}}{c_{spc}} = \frac{57614,1}{65} = 886,4 \text{ Nmm}$$

$F_{1HM} = 57614,1 \text{ N}$ – stejné jako u horního čepu k hydromotoru

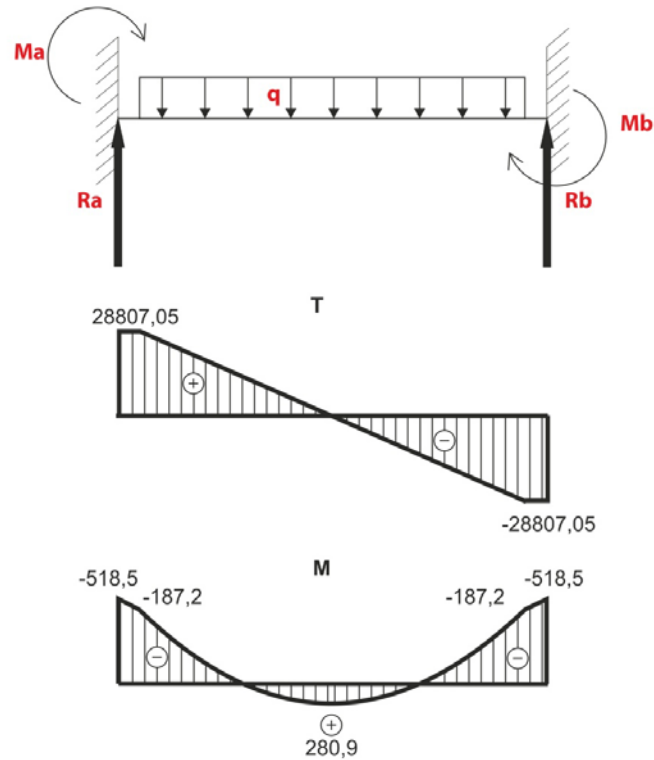
Výpočet výsledné reakce

Dle literatury [36]

$$R_{a_{spc}} = \frac{q_{spc} \cdot c_{spc}}{2 \cdot l_{spc}} \cdot [4 \cdot b_{spc}^2 \cdot (3 \cdot a_{spc} + b_{spc}) + c_{spc}^2 \cdot (a_{spc} - b_{spc})] =$$

$$= \frac{886,4 \cdot 65}{4 \cdot 88^3} \cdot [4 \cdot 44^2 \cdot (3 \cdot 44 + 44) + 65^2 \cdot (44 - 44)] = 28807,1 \text{ N} = -R_{b_{spc}}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 85: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu hydromotoru

Výpočet posouvajících sil

$$T_{1_{spc}} = R_{a_{spc}} = 28807,1 \text{ N}$$

$$T_{2_{spc}} = R_{a_{spc}} = 28807,1 \text{ N}$$

$$T_{3_{spc}} = R_{a_{spc}} - q_{spc} \cdot \frac{c_{spc}}{2} = 28807,1 - 886,4 \cdot \frac{65}{2} = 0 \text{ N}$$

Výpočet momentů

$$\begin{aligned} M_{1_{spc}} &= -\frac{q_{spc} \cdot c_{spc}}{12 \cdot l_{spc}^2} [12 \cdot a_{spc} \cdot b_{spc}^2 + a_{spc} \cdot c_{spc}^2 - 2 \cdot b_{spc} \cdot c_{spc}^2] = \\ &= -\frac{886,4 \cdot 65}{12 \cdot 88^2} [12 \cdot 44 \cdot 44^2 + 44 \cdot 65^2 - 2 \cdot 44 \cdot 65^2] = -518516,7 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{2_{spc}} &= M_{a_{spc}} + R_{a_{spc}} \cdot \left(a_{spc} - \frac{c_{spc}}{2}\right) = -518516,7 + 28807,1 \cdot \left(44 - \frac{65}{2}\right) = \\ &= -187235,1 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$M_{3spc} = M_{a_{spc}} + R_{a_{spc}} \cdot \left(\frac{l_{spc}}{2}\right) - q_{spc} \cdot \left(\frac{c_{spc}^2}{8}\right) =$$

$$= -518516,7 + 28807,1 \cdot \left(\frac{88}{2}\right) - 886,4 \cdot \left(\frac{65^2}{8}\right) = 280865,7 \text{ Nmm}$$

Plocha čepu

$$S_{spc} = \frac{\pi \cdot d_{hpc}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,9 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{spc} = \frac{F}{S} = \frac{R_{a_{hpc}}}{S_{spc}} = \frac{28807,1}{706,9} = 40,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{spc} < \tau_{DOV} \rightarrow 40,1 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na maximální ohyb

$$\sigma_{O_{spc}} = \frac{M_{O_{spc}}}{W_{O_{spc}}} = \frac{M_{a_{spc}}}{\frac{\pi \cdot d_{spc}^3}{32}} = \frac{518516,7}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 195,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{spc}} < \sigma_{DOV} \rightarrow 195,6 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{O_{hpc}}^2 + 3 \cdot \tau_{spc}^2} = \sqrt{195,6^2 + 3 \cdot 40,1^2} = 207,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 207,6 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{1HM}}{2 \cdot e_{hpc} \cdot d_{hpc}} = \frac{57614,1}{2 \cdot 15 \cdot 30} = 64 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 64 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

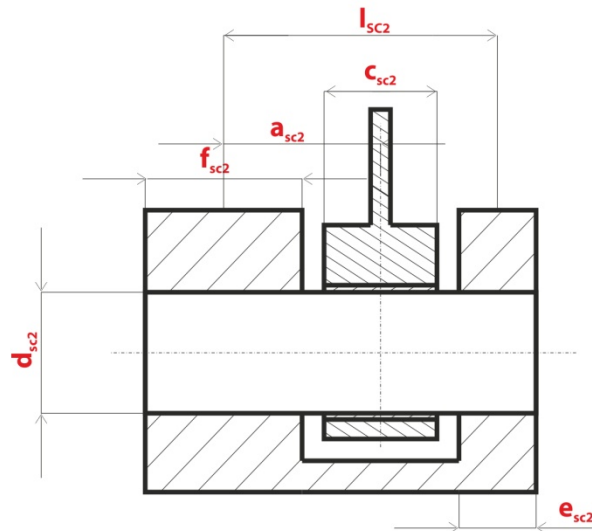
Kontrola zatížení pouzdra

$$p_p = \frac{F_{1HM}}{c_{spc} \cdot d_{spc}} = \frac{57614,1}{65 \cdot 30} = 30 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DOV} \rightarrow 128 < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa.

5.9.4 Spodní čep členu 2



Obrázek 86: Spodní čep členu 2

Zatížení čepu

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{85339,66^2 + 11563,58^2} = 86119,53 \text{ N}$$

V dolní poloze za stavu A je čep nejvíce namáhán.

$$l_{sc2} = 62,5 \text{ mm}, a_{sc2} = 35 \text{ mm}, b_{sc2} = 27,5 \text{ mm}, c_{sc2} = 30 \text{ mm}, d_{sc2} = 30 \text{ mm},$$

$$e_{sc2} = 15 \text{ mm}, f_{sc2} = 30 \text{ mm}$$

Liniové zatížení

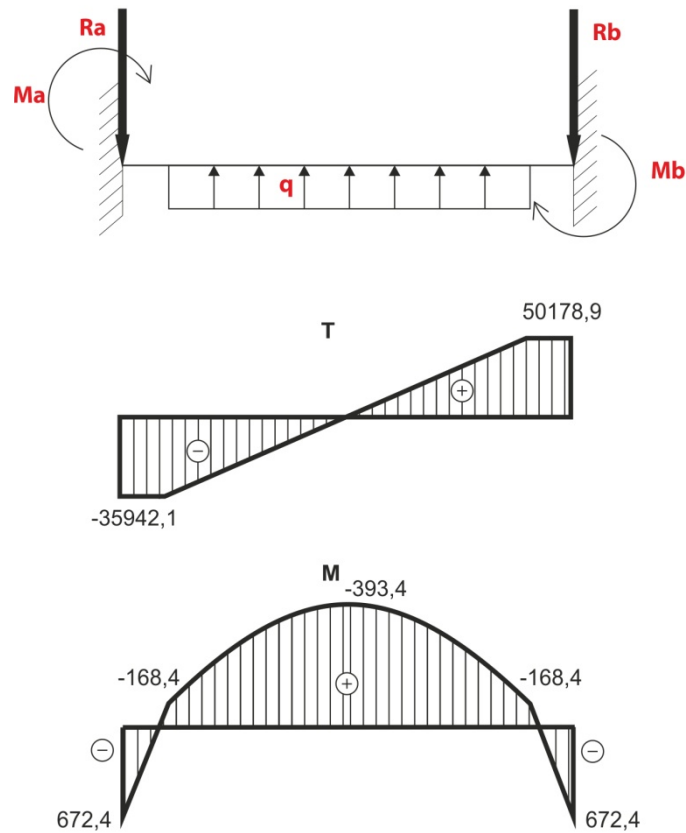
$$q_{sc2} = \frac{F_A}{f_{sc2}} = \frac{86119,53}{30} = 2870,7 \text{ N/mm}$$

Výpočet výsledných reakcí

$$\begin{aligned} R_{a_{sc2}} &= -\frac{q_{sc2} \cdot c_{sc2}}{4 \cdot l_{sc2}^3} \cdot [4 \cdot b_{sc2}^2 \cdot (3 \cdot a_{sc2} + b_{sc2}) + c_{sc2}^2 \cdot (a_{sc2} - b_{sc2})] = \\ &= \frac{2870,7 \cdot 30}{4 \cdot 62,5^3} \cdot [4 \cdot 27,5^2 \cdot (3 \cdot 35 + 27,5) + 30^2 \cdot (35 - 27,5)] = -35942,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{b_{sc2}} &= \frac{q_{sc2} \cdot c_{sc2}}{4 \cdot l_{sc2}^3} \cdot [4 \cdot a_{sc2}^2 \cdot (a_{sc2} + 3 \cdot b_{sc2}) + c_{sc2}^2 \cdot (b_{sc2} - a_{sc2})] = \\ &= \frac{2870,7 \cdot 30}{4 \cdot 62,5^3} \cdot [4 \cdot 35^2 \cdot (35 + 3 \cdot 27,5) + 30^2 \cdot (27,5 - 35)] = 50178,9 \text{ N} \end{aligned}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 87: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu členu 2

Dle literatury [36]

Výpočet posouvajících sil

$$T_{1_{sc2}} = R_{a_{sc2}} = -35942,1 \text{ N}$$

$$T_{2_{sc2}} = -R_{a_{sc2}} = 35942,1 \text{ N}$$

$$T_{2^L_{sc2}} = -R_{a_{sc2}} + q_{sc2} \cdot Xp^L = -35942,1 + 2870,7 \cdot 12,52 = 0 \text{ N}$$

$$T_{2^L_{sc2}} = R_{b_{sc2}} - q_{sc2} \cdot Xp^P = 50178,9 - 2870,7 \cdot 17,48 = 0 \text{ N}$$

Poloha přechodného průřezu

$$Xp = \frac{R}{q}$$

$$Xp^L = \frac{R_{a_{sc2}}}{q_{sc2}} = \frac{35942,1}{2870,7} = 12,52 \text{ mm}$$

$$Xp^P = \frac{R_{b_{sc2}}}{q_{sc2}} = \frac{50178,9}{2870,7} = 17,48mm$$

Výpočet momentů

$$\begin{aligned} M_{1_{sc2}} &= \frac{q_{sc2} \cdot c_{sc2}}{12 \cdot l_{sc2}^2} [12 \cdot a_{sc2} \cdot b_{sc2}^2 + a_{sc2} \cdot c_{sc2}^2 - 2 \cdot b_{sc2} \cdot c_{sc2}^2] = \\ &= \frac{2870,7 \cdot 30}{12 \cdot 62,5^2} [12 \cdot 35 \cdot 27,5^2 + 35 \cdot 30^2 - 2 \cdot 27,5 \cdot 30^2] = 550485,4 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{2_{sc2}} &= M_{a_{sc2}} + R_{a_{sc2}} \cdot \left(a_{sc2} - \frac{c_{sc2}}{2} \right) = 550485,4 - 35942,1 \cdot \left(35 - \frac{30}{2} \right) = \\ &= -168356,6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{3^L_{sc2}} &= M_{a_{sc2}} - R_{a_{sc2}} \cdot \left(a_{sc2} - \frac{c_{sc2}}{2} \cdot Xp^L \right) + q_{sc2} \cdot \left(\frac{Xp^{L^2}}{2} \right) = \\ &= 550485,4 - 35942,1 \cdot (35 - 15 + 12,52) + 2870,7 \cdot \left(\frac{12,52^2}{2} \right) = \\ &= -393360 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{5_{sc2}} &= -\frac{q_{sc2} \cdot c_{sc2}}{12 \cdot l_{sc2}^2} [12 \cdot a_{sc2}^2 \cdot b_{sc2} + b_{sc2} \cdot c_{sc2}^2 - 2 \cdot a_{sc2} \cdot c_{sc2}^2] = \\ &= -\frac{2870,7 \cdot 30}{12 \cdot 62,5^2} [12 \cdot 35^2 \cdot 27,5 + 27,5 \cdot 30^2 - 2 \cdot 35 \cdot 30^2] = -672432,8 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{4_{sc2}} &= M_{a_{sc2}} - R_{a_{sc2}} \cdot \left(b_{sc2} - \frac{c_{sc2}}{2} \right) = 672432,8 - 50178,9 \cdot \left(27,5 - \frac{30}{2} \right) = \\ &= 45196,55 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{3^P_{sc2}} &= M_{b_{sc2}} - R_{a_{sc2}} \cdot \left(b_{sc2} - \frac{c_{sc2}}{2} \cdot Xp^P \right) + q_{sc2} \cdot \left(\frac{Xp^{P^2}}{2} \right) = \\ &= 672432,8 - 50178,9 \cdot (27,5 - 15 + 17,48) + 2870,7 \cdot \left(\frac{17,48^2}{2} \right) = \\ &= -393358,9 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Plocha čepu

$$S_{sc2} = \frac{\pi \cdot d_{sc2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,9mm^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{sc2} = \frac{F}{S} = \frac{R_{b_{sc2}}}{S_{sc2}} = \frac{50178,9}{706,9} = 70,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sc2} < \tau_{DOV} \rightarrow 70,1 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na maximální ohyb

$$\sigma_{O_{sc2}} = \frac{M_{O_{max_{sc2}}}}{W_{O_{sc2}}} = \frac{M_{5_{sc2}}}{\frac{\pi \cdot d_{spc}^3}{32}} = \frac{672432,8}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 253,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{sc2}} < \sigma_{DOV} \rightarrow 253,7 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{O_{sc2}}^2 + 3 \cdot \tau_{sc2}^2} = \sqrt{253,7^2 + 3 \cdot 70,1^2} = 281,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 281,2 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{R_{b_{sc2}}}{e_{sc2} \cdot d_{sc2}} = \frac{50178,9}{15 \cdot 30} = 111,5 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 111,5 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

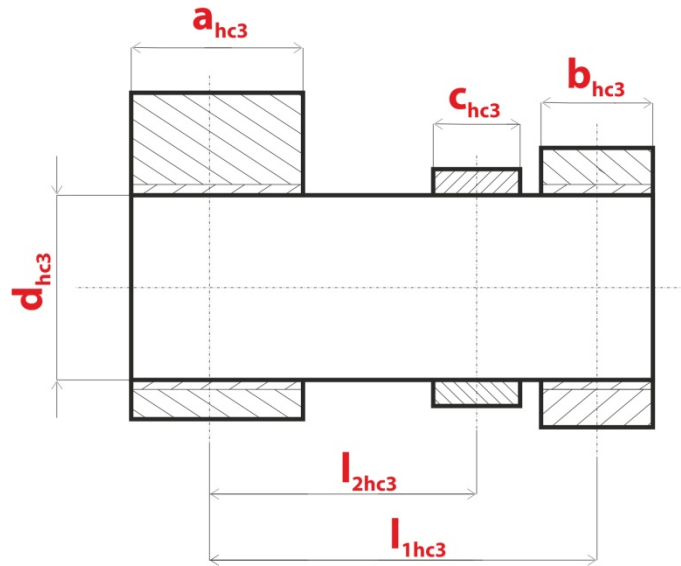
Kontrola zatížení pouzdra

$$p_p = \frac{F_A}{c_{spc} \cdot d_{spc}} = \frac{86119,53}{30 \cdot 30} = 95,7 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DOV} \rightarrow 95,7 < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa.

5.9.5 Horní čep členu 3



Obrázek 88: Horní čep členu 3

Zatížení čepu

$$F_B = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{60,60^2 + 7084,43^2} = 7084,7 \text{ N}$$

V dolní poloze za stavu B, je čep více zatížen.

$$l_{1hc3} = 110 \text{ mm}, l_{2hc3} = 75 \text{ mm}, a_{hc3} = 50 \text{ mm}, b_{hc3} = 30 \text{ mm}, d_{hc3} = 30 \text{ mm},$$

$$c_{hc3} = 25 \text{ mm}$$

Výpočet výsledné reakce

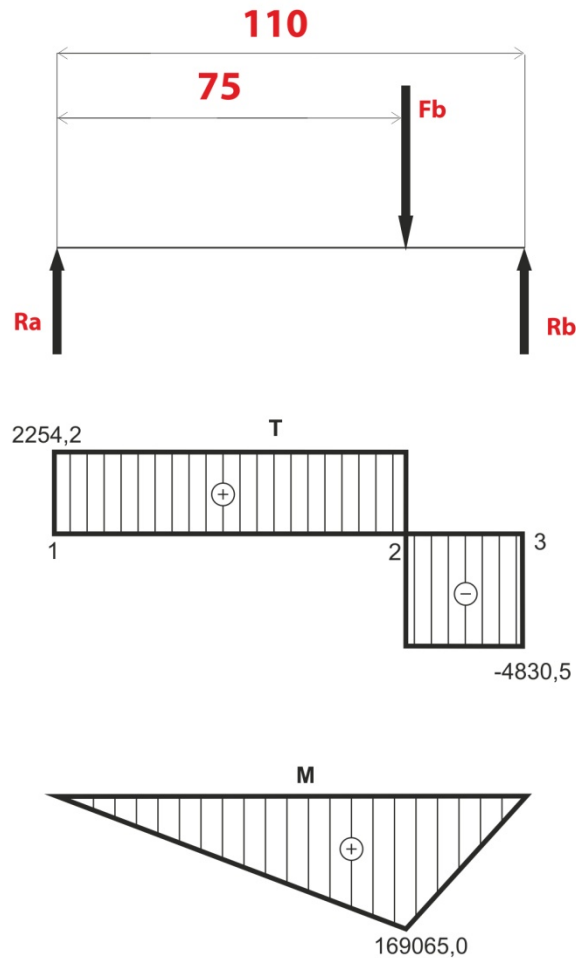
$$R_{a_{hc3}} - F_B + R_{b_{hc3}} = 0$$

$$-F_B \cdot l_{2hc3} + R_{b_{hc3}} \cdot l_{1hc3} = 0$$

$$R_{b_{hc3}} = \frac{F_B \cdot l_{2hc3}}{l_{1hc3}} = \frac{7084,7 \cdot 75}{110} = 4830,5 \text{ N}$$

$$R_{a_{hc3}} = F_B - R_{b_{hc3}} = 7084,7 - 4830,5 = 2254,2 \text{ N}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 89: Výsledné vnitřní účinky na horním čepu členu 3

Výpočet momentů

$$M_{O^1_{hc3}} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{O^2_{hc3}} = R_{a_{hc3}} \cdot l_{2_{hc3}} = 2254,2 \cdot 75 = 169065 \text{ Nmm}$$

$$M_{O^3_{hc3}} = 0 \text{ Nmm}$$

Plocha čepu

$$S_{hc3} = \frac{\pi \cdot d_{hc3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706,9 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{hc3} = \frac{F}{S} = \frac{R_{b_{hc3}}}{S_{hc3}} = \frac{4830,5}{706,9} = 6,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{hc3} < \tau_{DOV} \rightarrow 6,8 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na maximální ohyb

$$\sigma_{O_{hc3}} = \frac{M_{O_{hc3}}}{W_{O_{hc3}}} = \frac{M_{O^2_{hc3}}}{\frac{\pi \cdot d_{spc}^3}{32}} = \frac{169065}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 63,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{hc3}} < \sigma_{DOV} \rightarrow 63,8 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{O_{hc3}}^2 + 3 \cdot \tau_{hc3}^2} = \sqrt{63,8^2 + 3 \cdot 6,8^2} = 65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 65 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{F_B}{c_{hc3} \cdot d_{hc3}} = \frac{7084,7}{25 \cdot 30} = 9,45 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 9,45 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

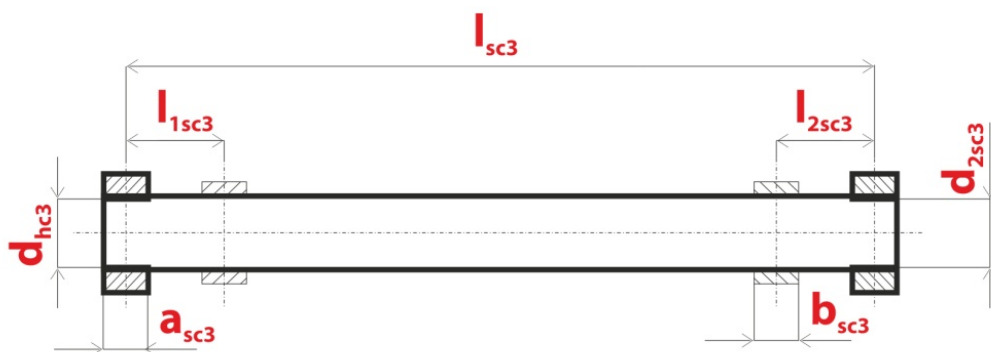
Kontrola zatížení pouzdra

$$p_p = \frac{R_{p_{hc3}}}{b_{spc} \cdot d_{spc}} = \frac{4830,5}{30 \cdot 30} = 5,4 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DOV} \rightarrow 5,4 < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa.

5.9.6 Spodní čep členu 3



Obrázek 90: Spodní čep členu 3

Zatížení čepu

$$F_E = \sqrt{F_{EX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{159,46^2 + 8770,5^2} = 8772 \text{ N}$$

V horní poloze zvedáku za stavu A, je čep nejvíce zatížen.

$$l_{sc3} = 530 \text{ mm}, l_{1sc3} = l_{2sc3} = 43,4 \text{ mm}, d_{2sc3} = 28 \text{ mm}, a_{sc3} = 20 \text{ mm}, b_{sc3} = 20 \text{ mm},$$

Výpočet výsledných reakcí

$$R_{a_{sc3}} = F_E = 8772 \text{ N}$$

$$R_{b_{sc3}} = F_E = 8772 \text{ N}$$

Výpočet posouvajících sil

$$T_{1sc3}^L = F_F = 8772 \text{ N}$$

$$T_{2sc3}^L = R_{a_{sc3}} - F_F = -8772 - 8772 = 0 \text{ N}$$

Výpočet momentů

$$M_{O_{sc3}^1} = 0 \text{ Nmm}$$

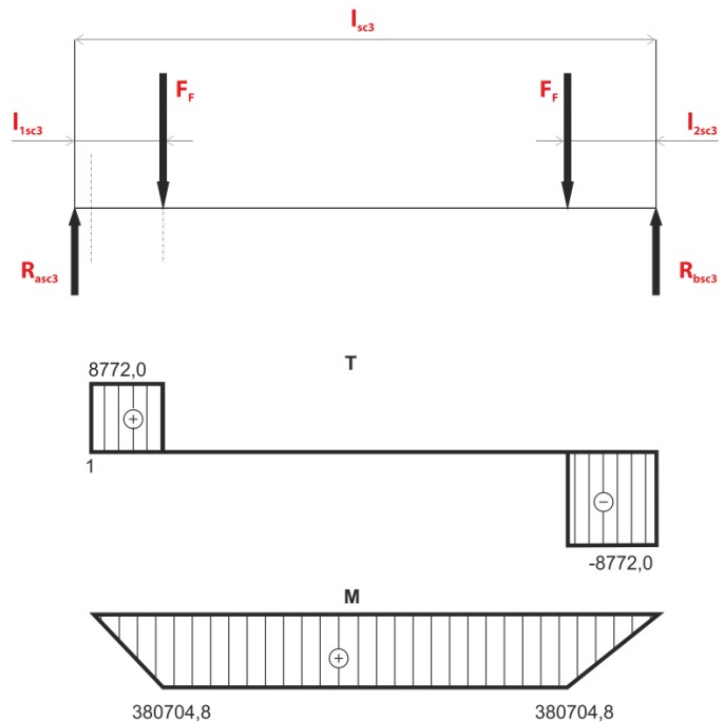
$$M_{O_{sc3}^2} = R_{a_{sc3}} \cdot l_{1sc3} = 8772 \cdot 43,4 = 380704,8 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned} M_{O_{sc3}^3}^L &= R_{a_{sc3}} \cdot \left(\frac{l_{sc3}}{2}\right) - F_F \cdot \left(\frac{l_{sc3}}{2} - l_{1sc3}\right) = 8772 \cdot 265 - 8772 \cdot (265 - 43,4) = \\ &= 380704,8 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$M_{O_{sc3}^4}^P = R_{b_{sc3}} \cdot l_{2sc3} = 8772 \cdot 43,4 = 380704,8 \text{ Nmm}$$

$$M_{O_{sc3}^5}^P = 0 \text{ Nmm}$$

Výsledné vnitřní účinky



Obrázek 91: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu členu 3

Plocha čepu v místě maximálního ohybu

$$S_{sc3} = \frac{\pi \cdot d_{sc3}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{sc3} = \frac{F}{S} = \frac{F_E}{S_{sc3}} = \frac{8772}{962} = 9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sc3} < \tau_{DOV} \rightarrow 9 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na maximální ohyb

$$\sigma_{O_{sc3}} = \frac{M_{O_{sc3}}}{W_{O_{sc3}}} = \frac{M_{O_{sc3}}}{\frac{\pi \cdot d_{sc3}^3}{32}} = \frac{1380704,8}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{sc3}} < \sigma_{DOV} \rightarrow 90 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu v místě změny průřezu**Ohybový moment v místě změny průřezu**

$$M_{O_{sc3}} = R_{a_{sc3}} \cdot \left(\frac{a_{sc3}}{2} \right) = 8772 \cdot 10 = 87720 \text{ Nmm}$$

Plocha čepu v místě maximálního ohybu

$$S_{sc3} = \frac{\pi \cdot d_{2_{sc3}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 28^2}{4} = 616 \text{ mm}^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{sc3} = \frac{F}{S} = \frac{F_E}{S_{sc3}} = \frac{8772}{616} = 14,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sc3} < \tau_{DOV} \rightarrow 14,2 < 240 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_{O_{sc3}} = \frac{M_{O_{sc3}}}{W_{O_{sc3}}} = \frac{M_{O_{sc3}}}{\frac{\pi \cdot d_{2_{sc3}}^3}{32}} = \frac{87720}{\frac{\pi \cdot 28^3}{32}} = 40,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{O_{sc3}} < \sigma_{DOV} \rightarrow 40,7 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Redukované napětí Dle literatury [36]

$\alpha_S = 3$ - je voleno dle [35], $\alpha_O = 1,85$ - je voleno dle [35]

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\alpha_O \cdot \sigma)^2 + 3 \cdot (\alpha_S \cdot \tau)^2} = \sqrt{(\alpha_O \cdot \sigma_{O_{sc3}})^2 + 3 \cdot (\alpha_S \cdot \tau_{sc3})^2} = \\ &= \sqrt{(1,85 \cdot 40,7)^2 + 3 \cdot (3 \cdot 14,2)^2} = 105 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 105 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{\check{c}} = \frac{F_E}{b_{sc3} \cdot d_{sc3}} = \frac{8772}{25 \cdot 35} = 12,5 \text{ MPa}$$

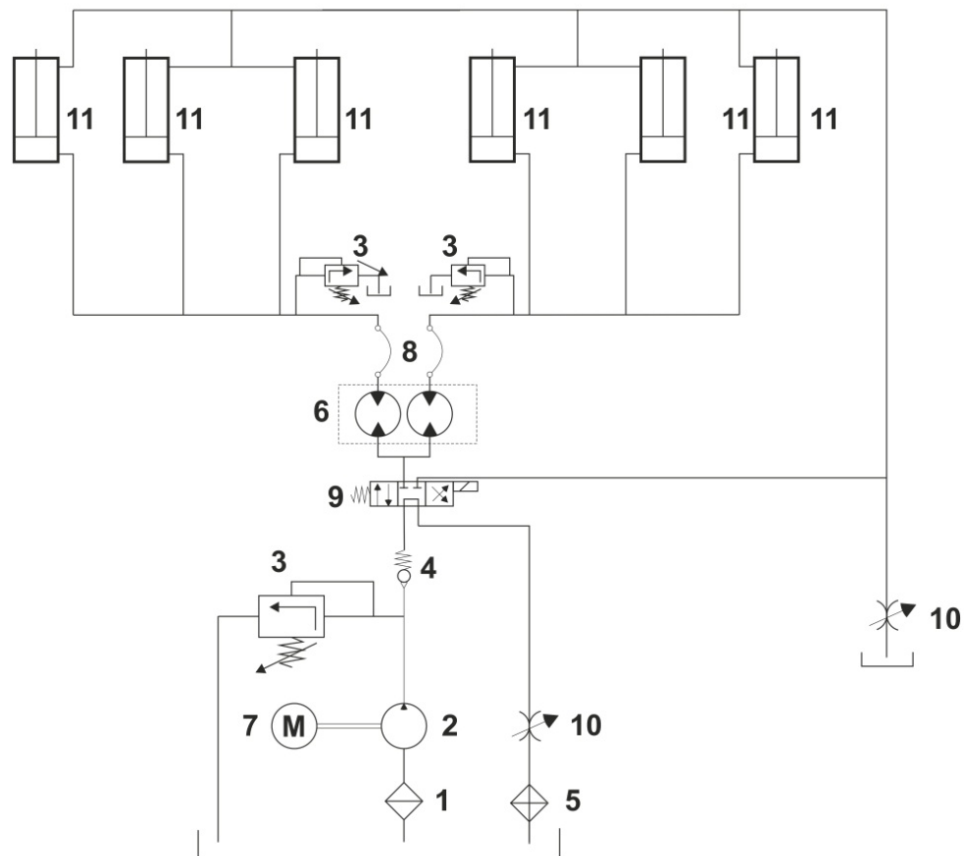
$$p_{\check{c}} \leq p_{DOV} \rightarrow 12,5 < 297 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola zatížení pouzdra

$$p_p = \frac{R_{a_{sc3}}}{a_{sc3} \cdot d_{2_{sc3}}} = \frac{8772}{20 \cdot 28} = 15,7 \text{ MPa}$$

$$p_p \leq p_{DOV} \rightarrow 15,7 < 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální dovolené statické zatížení je 250 MPa.

5.10 Návrh hydraulického obvodu

Obrázek 92: Hydraulický obvod

5.10.1 Prvky hydraulického obvodu

- 1 – sací filtr
- 2 – Zubový hydrogenerátor
- 3 – Pojistný ventil
- 4 – Zpětný ventil
- 5 – Odpadní filtr v hlavní větvi

6 – Zubový dělič průtoku

7 – Elektromotor

8 – Hydraulická hadice

9 – Elektromagnetický ovládaný rozvaděč

10 – Ovládaný škrtkový ventil

11 – Dvoučinný lineární

Z jednotlivých prvků by měl být hydromotor sestavit, nicméně by bylo výhodnější a rozumnější nechat sestavit hydraulický motor specializovanou firmou v daném oboru.

5.10.2 Výpočet hydraulického obvodu

Ze str. 36 volím $v_{HV} = 0,05 \text{ m/s}$, $\varnothing D_{HV} = 0,055 \text{ m}$

Tlak na jeden hydraulický válec

$$P = \frac{Fp}{S_{HV}} = \frac{F_{1HM}}{\frac{\pi \cdot D_{HV}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{1HM}}{D_{HV}^2} = \frac{4 \cdot 57614,1}{55^2} = 24,3 \text{ MPa}$$

Průtok hydraulickým válcem

$$v_{HV} = \frac{Q}{S_{HV}} \Rightarrow Q = v_{HV} \cdot S_{HV} = v_{HV} \cdot \frac{\pi \cdot D_{HV}^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,055^2}{4} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 7,13 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Volba hydrogenerátoru

Zubový hydrogenerátor Parker PGP500 a 0033 Y viz [36]

$$V_o = 3,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{ot}$$

$$Q_G = 8,25 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} = 1,375 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ - při } 2500 \text{ ot/min}$$

$$P_{G_{MAX}} = 35 \text{ MPa}$$

$$n_{G_{MAX}} = 4000 \text{ min}^{-1}$$

$$P_G = 27,5 \text{ MPa}$$

Výkon potřebný pro elektromotor

$$P_{EG} = \frac{Q_G \cdot P_G}{\eta_{CG}} = \frac{1,375 \cdot 10^{-4} \cdot 27,5 \cdot 10^2}{0,95} = 3980W \approx 4kW$$

Rychlost v potrubí

$$v_P = \frac{Q_G}{S_P} = \frac{Q_G}{\frac{\pi \cdot d_P^2}{4}} = \frac{1,375 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 0,016^2} = 0,68 \text{ m/s}$$

$d_P = 0,016m$ – průměr potrubí

Reynoldsovo číslo

$v = 67mm^2 \cdot s^{-1}$ - viz [38]

$\rho = 876kg/m^3$ - hustota oleje viz [38]

$$R_E = \frac{v_P \cdot d_P}{\nu} = \frac{0,38 \cdot 0016}{67 \cdot 10^{-6}} = 163,3$$

λ - pro hadice

$$\lambda = \frac{80 - 85}{R_E} = \frac{83}{163,3} = 0,51$$

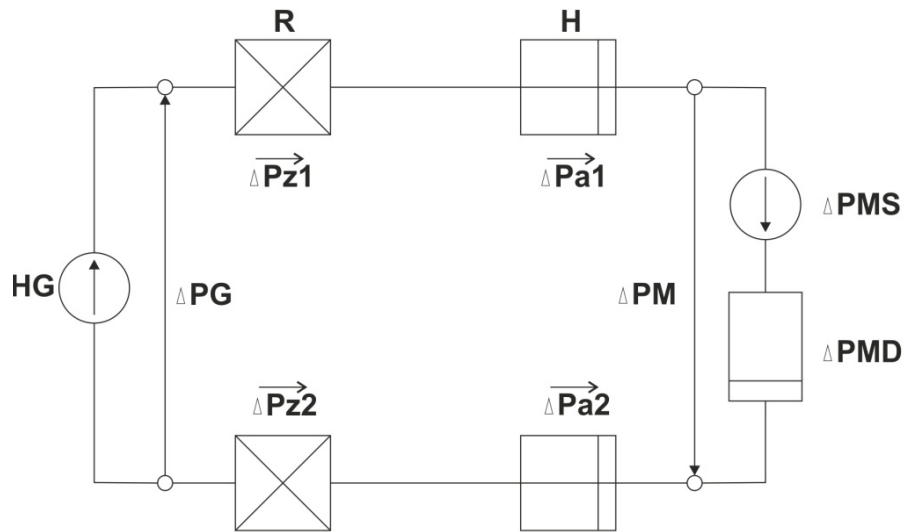
Objem hydromotoru

$$V_{HV} = \left(\frac{\pi \cdot D_{HV}^2}{4} \right) \cdot 6 \cdot Z = \frac{3}{2} \cdot \pi \cdot D_{HV}^2 \cdot Z = \frac{3}{2} \cdot \pi \cdot 0,055^2 \cdot 0,198 = 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot m^3$$

Čas zdvihu

$$t_{HV} = \frac{V_{HV}}{Q_G} = \frac{2,8 \cdot 10^{-3}}{1,375 \cdot 10^{-4}} = 21s$$

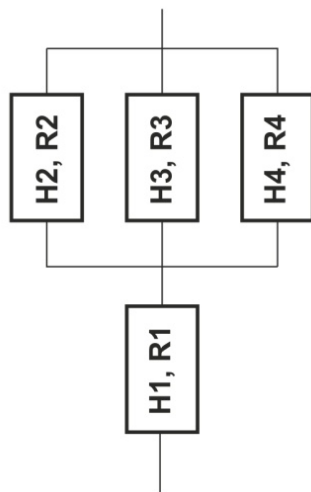
5.10.3 Náhradní schéma hydraulického obvodu



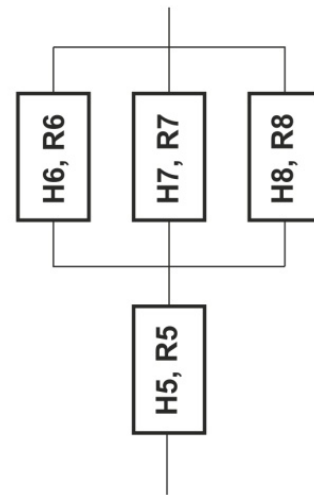
Obrázek 93: Náhradní schéma hydraulického obvodu

Odpor proti zrychlení v potrubí

Vzhledem k umístění hydraulického elektromotoru mimo zvedák, bude výsledné sérioparalelní zapojení:



Obrázek 94: Sérioparalelní zapojení první plošiny



Obrázek 95: Sérioparalelní zapojení druhé plošiny

Odpor proti zrychlení v přírodním potrubí pro zdvih zvedáku

$$H_1 = \frac{m}{Sp^2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{p1} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \cdot 2 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}\right)^2} = 8713733,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům pro zdvih zvedáku

$$H_2 = \frac{m}{Sp^2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{PH1} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 0,3 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}\right)^2} = 1307059,97 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Vzhledem ke stejné délce a průměru hadice - $H_2 = H_3 = H_4$

$$\frac{1}{H_{234}} = \frac{1}{H_2} + \frac{1}{H_3} + \frac{1}{H_4} = \frac{3}{1,31 \cdot 10^6} = 2,295 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}} = 435686,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v přívodním potrubí k druhé plošině zvedáku

$$H_5 = \frac{m}{Sp^2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{P2} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 3,5 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}\right)^2} = 15249032,98 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům u druhé plošiny zvedáku je stejný jako u první plošiny $H_{234} = H_{678}$

Celkový odpor proti zrychlení v potrubí pro zdvih zvedáku

$$\begin{aligned} \frac{1}{H_C^Z} &= \frac{1}{H_1 + H_{234}} + \frac{1}{H_5 + H_{678}} = \frac{1}{8,71 \cdot 10^6 + 4,36 \cdot 10^5} + \frac{1}{1,525 \cdot 10^7 + 4,36 \cdot 10^5} = \\ &= 1,73 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-4}} = 5780346,82 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4} = 5,78 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4} \end{aligned}$$

Výpočet odporu proti zrychlení v potrubí pro zpuštění zvedáku**Odpor proti zrychlení v přívodním potrubí**

$$H_1 = \frac{m}{Sp^2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{PS} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 5,5 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}\right)^2} = 24288500,00 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům

$$H_2 = \frac{m}{Sp^2} = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_{PHS} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\pi \cdot 0,016^2 \cdot 0,7 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}\right)^2} = 3080716,80 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Vzhledem ke stejné délce a průměru hadice - $H_2 = H_3 = H_4 = H_6 = H_7 = H_8$

$$\frac{1}{H_{234678}} = \frac{1}{H_2} + \frac{1}{H_3} + \frac{1}{H_4} + \frac{1}{H_6} + \frac{1}{H_7} + \frac{1}{H_8} = \frac{6}{3,05 \cdot 10^6} =$$

$$= 1,97 \cdot 10^{-6} \frac{1}{kg \cdot m^{-4}} = 507614,21 kg \cdot m^{-4}$$

Celkový odpor proti zrychlení v potrubí pro spouštění zvedáku

$$H_C^S = H_1 + H_{234678} = 24288500,00 + 507614,21 = 2,47 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v hydraulických válcích

$$H_z = \frac{m}{S_{HV}^2 \cdot 6} = \frac{m}{\left(\frac{\pi \cdot d_{HV}^2}{4}\right)^2 \cdot 6} = \frac{4000}{\left(\frac{\pi \cdot 0,055^2}{4}\right)^2 \cdot 6} = 118107702,2 kg \cdot m^{-4}$$

Součet odporů proti zrychlení

$$H = H_C^Z + H_C^S + H_z = 5,78 \cdot 10^6 + 2,45 \cdot 10^7 + 11,8 \cdot 10^8 = 1,483 \cdot 10^8 kg \cdot m^{-4}$$

Odpor proti pohybu v přírodním potrubí pro zdvih zvedáku

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$\lambda = \frac{83}{Re} \Rightarrow Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \Rightarrow v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$$

$$R_1 = \frac{83 \cdot v \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{v \cdot d^2 \cdot 2} = \frac{83 \cdot v \cdot l \cdot \rho}{d^2 \cdot 2} \cdot \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{166 \cdot v \cdot l \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \cdot Q = \frac{166 \cdot v \cdot l_{P1} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} =$$

$$= \frac{166 \cdot 67 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 876}{\pi \cdot 0,016^4} = 9,46 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům pro zdvih zvedáku

$$R_2 = \frac{166 \cdot v \cdot l_{H1} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 67 \cdot 10^{-6} \cdot 0,3 \cdot 876}{\pi \cdot 0,016^4} = 1,42 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Vzhledem ke stejné délce a průměru hadice - $R_2 = R_3 = R_4$

$$\frac{1}{R_{234}} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} = \frac{3}{1,42 \cdot 10^7} = ,11 \cdot 10^{-7} \frac{1}{kg^{-4} \cdot m^{-1}} = 4,73 \cdot 10^6 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Odpor proti pohybu v přírodním potrubí k druhé plošině zvedáku

$$R_5 = \frac{166 \cdot v \cdot l_{P2} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 67 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot 876}{\pi \cdot 0,016^4} = 1,66 \cdot 10^8 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům u druhé plošiny zvedáku je stejný jako u první plošiny $R_{234} = R_{678}$

Celkový odpor proti zrychlení v potrubí pro zdvih zvedáku

$$\begin{aligned} \frac{1}{H_C^Z} &= \frac{1}{R_1 + R_{234}} + \frac{1}{R_5 + R_{678}} = \frac{1}{9,46 \cdot 10^7 + 4,73 \cdot 10^6} + \frac{1}{1,66 \cdot 10^8 + 4,73 \cdot 10^6} = \\ &= 1,59 \cdot 10^{-8} \frac{1}{kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}} = 6,28 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1} \end{aligned}$$

Výpočet odporu proti pohybu v potrubí pro zpuštění zvedáku

Odpor proti pohybu v přírodním potrubí

$$R_1 = \frac{166 \cdot v \cdot l_{PS} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 67 \cdot 10^{-6} \cdot 5,5 \cdot 876}{\pi \cdot 0,016^4} = 2,60 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům

$$R_2 = \frac{166 \cdot v \cdot l_{PHS} \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 67 \cdot 10^{-6} \cdot 0,7 \cdot 876}{\pi \cdot 0,016^4} = 3,3 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Vzhledem ke stejné délce a průměru hadice - $R_2 = R_3 = R_4 = R_6 = R_7 = R_8$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{234678}} &= \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} + \frac{1}{R_6} + \frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_8} = \frac{6}{3,3 \cdot 10^6} = \\ &= 1,82 \cdot 10^{-7} \frac{1}{kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}} = 5,5 \cdot 10^6 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1} \end{aligned}$$

Celkový odpor proti pohybu v potrubí pro spouštění zvedáku

$$R_C^S = R_1 + R_{234678} = 2,60 \cdot 10^7 + 5,5 \cdot 10^6 = 3,15 \cdot 10^7 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Součet odporů proti zrychlení

$$R = R_C^Z + R_C^S = 6,28 \cdot 10^7 + 3,15 \cdot 10^7 = 1,258 \cdot 10^8 kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-1}$$

Časová konstanta

$$T = \frac{H}{R} = \frac{1,483 \cdot 10^8}{1,258 \cdot 10^8} = 1,19 s$$

Ustálený průtok v obvodu

$$Q_U = \frac{(P_G - P)}{R} = \frac{(27,5 - 24,3)}{1,258 \cdot 10^8} = \frac{3,2 \cdot 10^6}{1,258 \cdot 10^8} = 3,16 \cdot 10^{-2} m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_U \gg Q_G$$

Čas rozběhu hydraulického obvodu

$$tr = \frac{Q_G}{Q_U} \cdot T = \frac{1,375 \cdot 10^{-4}}{3,16 \cdot 10^{-2}} \cdot 1,19 = 5,18 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

Odpor proti pohybu nositele energie

$$\Delta P_{a1} = H_C^Z \cdot \frac{dQ_G}{dt} = 5,78 \cdot 10^6 \cdot \frac{1,375 \cdot 10^{-4}}{5,18 \cdot 10^{-3}} = 153426,64 \text{ Pa} = 0,153 \text{ MPa}$$

$$\Delta P_{a2} = H_C^S \cdot \frac{dQ_G}{dt} = 2,45 \cdot 10^7 \cdot \frac{1,375 \cdot 10^{-4}}{5,18 \cdot 10^{-3}} = 650337,84 \text{ Pa} = 0,651 \text{ MPa}$$

Odpor proti zrychlení nositele energie

$$\Delta P_{z1} = \lambda \cdot \frac{l_P}{d_P} \cdot \rho \cdot \frac{v_P^2}{2} = R_C^Z \cdot Q = 6,28 \cdot 10^7 \cdot 1,375 \cdot 10^{-4} = 8635 \text{ Pa} = 0,0086 \text{ MPa}$$

$$\Delta P_{z2} = \lambda \cdot \frac{l_P}{d_P} \cdot \rho \cdot \frac{v_P^2}{2} = R_C^S \cdot Q = 3,85 \cdot 10^7 \cdot 1,375 \cdot 10^{-4} = 5294 \text{ Pa} = 0,0053 \text{ MPa}$$

Přeměna tlakové energie na mechanickou práci

$$\Delta P_{MS} = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{\frac{\pi \cdot D_{HV}^2}{4}} = \frac{5873 \cdot 9,81 \cdot 4}{\pi \cdot 0,055^2} = 24,3 \text{ MPa}$$

Přeměna kinetické energie dopravovaných hmot

$$\begin{aligned} \Delta P_{MD} &= H_z \cdot \frac{dQ_G}{dt} = \frac{m}{S_{HV}^2} \cdot \frac{dQ_G}{dt} = 118107702,2 \cdot \frac{1,375 \cdot 10^{-4}}{5,18 \cdot 10^{-3}} = 3135098,27 \text{ Pa} \\ &= 3,14 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Tlak na generátoru

$$\begin{aligned} \Delta P_G &= \Delta P_{a1} + \frac{\Delta P_{a2}}{\eta_{CG}} \cdot \frac{S_{HV} \cdot S_{PH}}{S_{HV}} + \Delta P_{z1} + \frac{\Delta P_{z2}}{\eta_{CG}} + \frac{\Delta P_{MS}}{\eta_{CG}} + \frac{\Delta P_{MD}}{\eta_{CG}} \\ &= 0,153 + \frac{0,65}{0,95} \cdot 0,572 + 0,0086 + \frac{0,0053}{0,95} + \frac{24,3}{0,95} + \frac{3,14}{0,95} = 29,47 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Čas brzdění hydraulického mechanismu

$$t_b = Q_U \cdot \frac{H}{\Delta P_{MS}} = 3,16 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,483 \cdot 10^8}{29,47 \cdot 10^6} = 0,16 \text{ s}$$

5.11 Návrh zádržného zařízení

Úkolem zádržného zařízení hydraulického zvedáku má za úkol udržet při případné poruše v horní poloze. V běžné praxi se u těchto zvedáků používá zádržné zařízení založené na principu zaseknutí ozubeného kola hřebene umístěné po okrajích hydraulického válce do zubů záchytného zařízení. Vzhledem k malému prostoru pod horní deskou zvedáku ve složeném stavu, použije k vyzvednutí záchytného zařízení miniaturních pneumatických válců.

5.11.1 Vlastní návrh zádržného zařízení

Při návrhu zádržného zařízení hydraulického zvedáku čerpám z nejčastěji používaných komponentů. Zádržné zařízení se bude tedy skládat ze dvou ozubených hřebenů kolem válce, ze dvou spojovacích plechů, ze dvou zachycovačů, pneumatického válce a jeho příslušenství.

Zádržné zařízení hydraulického válce bude použito na jednom ze tří válců na každé plošně, jelikož v horní poloze zvedáku nepůsobí na hydromotory již tak velká síla jako při počátku zdvihání, viz Obrázek 37: Graf závislosti síly na přímočarý hydromotor vzhledem k jeho úhlu

Hmotnost zádržného zařízení

Předpokládaná hmotnost zádržného zařízení $m_z = 2,3 \text{ kg}$. Z důvodu bezpečnosti, tření a hmotnosti dalších prvků navyšuji hmotnost o 25%.

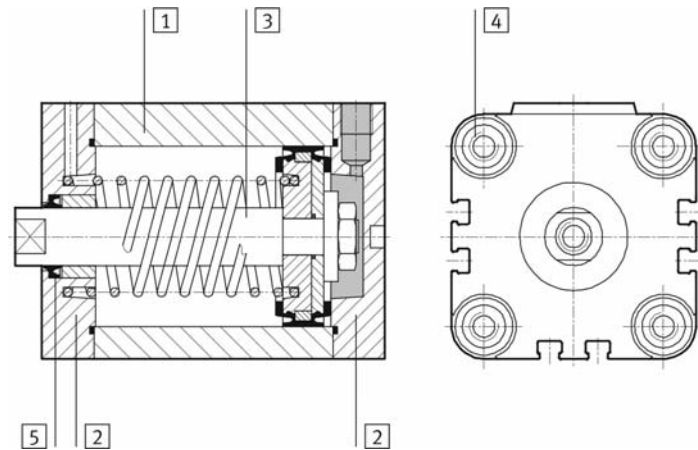
5.11.2 Návrh pneumatického válce

Síla působící na válec

$$F_{PV} = m_z \cdot g = 2,3 \cdot 1,25 \cdot 9,81 = 28,20 \text{ N}$$

Volím jednočinný pneumatický válec s vratnou pružinou od firmy Festo, typ. 156938 AEVU-16-20-P-A [28]

Průměr pístu:	Ø16 mm
Zdvih:	20 mm
Teoretická síla při 6 barech:	111 N
Pohyb vpřed:	81 N
Hmotnost:	89 kg



Obrázek 96: Řez pneumatickým válcem, typ. 156938 AEVU-16-20-P-A [28]

Tlak na jeden pneumatický válec

$$P_{PV} = \frac{F_{PV}}{S_{PV}} = \frac{F_{PV}}{\frac{\pi \cdot D_{PV}^2}{4}} = \frac{28,20 \cdot 4}{\pi \cdot 16^2} = 0,14 \text{ MPa}$$

Průtok vzduchu

$$v_{PV} = \frac{Q_{PV}}{S_{PV}} \Rightarrow Q_{PV} = v_{PV} \cdot S_{PV} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot D_{PV}^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost v potrubí

$$v_{PP} = \frac{Q_{PV}}{S_{PP}} = \frac{Q_{PV}}{\frac{\pi \cdot d_{PP}^2}{4}} = \frac{1 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{\pi \cdot 0,006^2} = 0,35 \text{ m} \cdot \text{s}$$

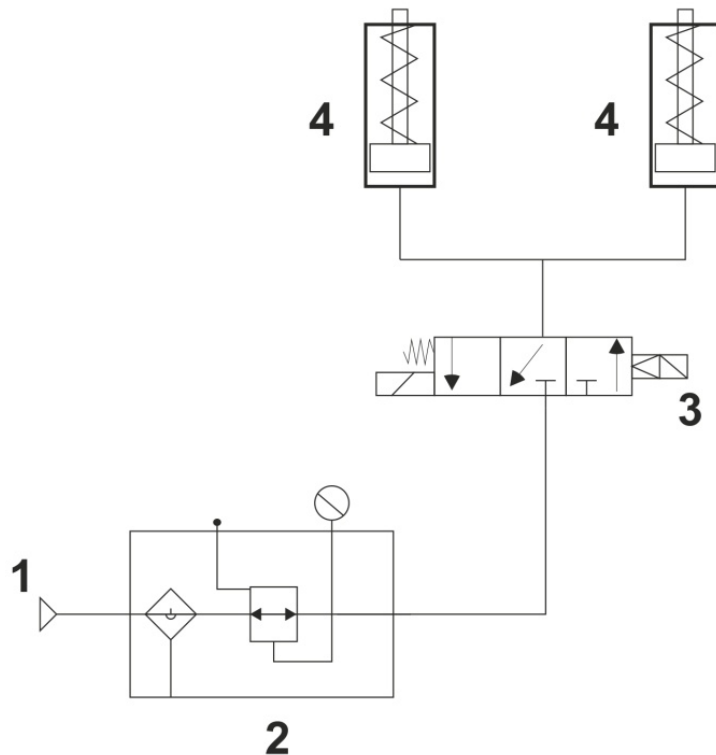
Objem pneumotoru

$$V_{PV} = \left(\frac{\pi \cdot D_{PV}^2}{4} \right) \cdot 2 \cdot Z = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D_{PV}^2 \cdot Z = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 0,016^2 \cdot 0,02 = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Čas zdvihu

$$t_{PV} = \frac{V_{PV}}{Q_{PV}} = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{1 \cdot 10^{-5}} = 0,8 \text{ s}$$

Návrh pneumatického obvodu



Obrázek 97: Pneumatický obvod

1. Kompresor
2. Vzduchový filtr s regulátorem
3. Tří polohový dvoucestný elektromagnetický ventil
4. Vzduchový válec

5.11.3 Pevnostní kontrola zádržného zařízení

Zádržné zařízení musí podržet totožnou váhu jako hydromotory ve vysunutém stavu.

Z maticového výpočtu je zřejmé, že větší zatížení je za stavu A v horní poloze zvedáku.

Pro stav A v horní poloze zvedáku je proveden průběh vnitřních sil v příloze A z něhož zjistím sílu na jeden válec. Jelikož je zádržné zařízení složeno ze dvou zachycovačů, tak je síla na jeden válec rovna síle na jeden zachycovač.

Síla na jeden zachycovač

$$F_{1Z} = 22147,6 \text{ N}$$

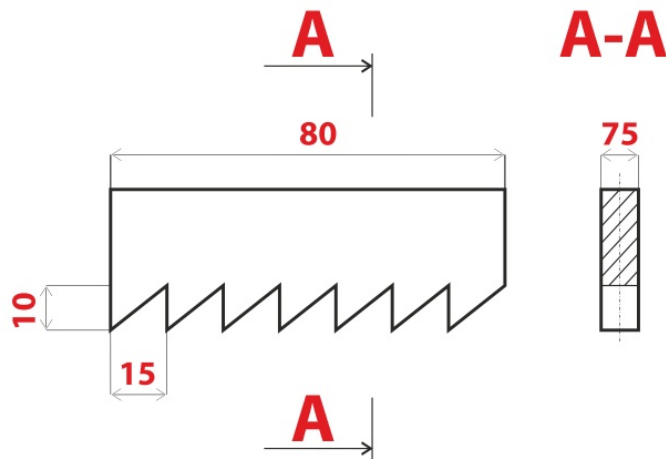
Síla na jeden zub zachycovače

Zachycovač je vybaven 5-ti zuby.

$$F_{1ZZ} = \frac{F_{1Z}}{5} = \frac{22147,6}{5} = 4429,52 \text{ N}$$

Kontrola zubu na smyk

$$\tau_Z = \frac{F_{1ZZ}}{S_Z} = \frac{4429,52}{5 \cdot 15} = 59 \text{ MPa}$$



Obrázek 98: Zuby zachycovače

Kontrola zubu na ohyb

$$\sigma_{OZ} = \frac{F_{1ZZ} \cdot z}{\frac{1}{12} \cdot b_Z \cdot h_Z^3 \cdot \frac{h_Z}{2}} = \frac{F_{1ZZ} \cdot z}{\frac{1}{6} \cdot b_Z \cdot h_Z^2} = \frac{4429,52 \cdot 5}{\frac{1}{6} \cdot 5 \cdot 15^2} = 118,1 \text{ MPa}$$

Redukované namáhání

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{OZ}^2 + 3 \cdot \tau_Z^2} = \sqrt{118,1^2 + 3 \cdot 59^2} = 156,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 156,2 < 300 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola svaru pro upevnění zubů**Napětí ve smyku**

$$\tau_{S1} = \frac{F_{1Z}}{S_{SZ}} = \frac{22147,6}{75 \cdot 5} = 59 \text{ MPa}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{OS} = \frac{6 \cdot M_S}{a_S \cdot L_S^2} = \frac{6 \cdot 22147,6}{5 \cdot 75^2} = 11,8 \text{ MPa}$$

Výsledné kombinované namáhání svaru

$$\sigma_{komb} = \sqrt{\sigma_{OS}^2 + 3 \cdot \tau_S^3} = \sqrt{11,8^2 + 3 \cdot 59^3} = 102,9 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí ve svaru

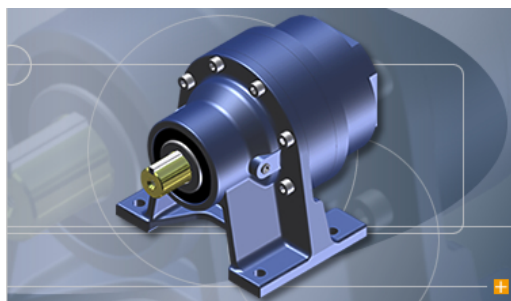
$k_S = 3$ – dle Joseph P. Visidoviv

$$\sigma_{DOV} \approx \frac{Re}{k_S} \approx \frac{450}{3} = 150 \text{ MPa}$$

$\sigma_{komb} < \sigma_{DOV} \rightarrow 102,9 < 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$

5.12 Návrh mechanismu mechanického zdvihu

Při návrhu mechanického zdvihu jsem se snažil nahradit přímočarý hydromotor šroubovou převodovkou např. od firmy STROMAG, viz. obr 99, popřípadě od firmy Servo-Drive, viz obr. 100



Obrázek 99: Převodovka od firmy STROMAG [29]



Obrázek 100: Servopřevodovka od firmy SERVO-DRIVE [30]

Z důvodů velkých rozměrů však nelze šroubovou převodovku použít. Pro potřebnou sílu jsou převodovky vyšší jak 120 mm, což je výška zvedáku ve sklopeném (nejnižším) stavu, proto není jejich použití možné.

5.12.1 Pohon zvedáku pomocí tlačných řetězů

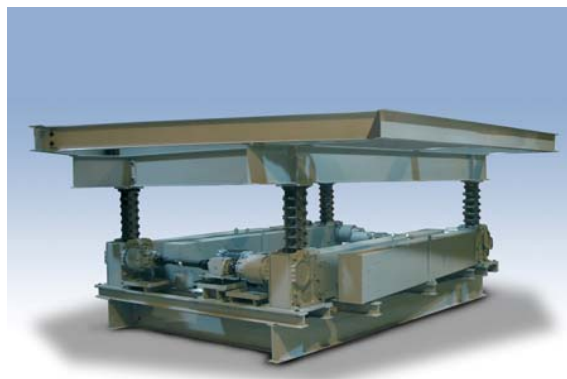
Vzhledem k zadání práce, použijeme při návrhu mechanického zdvihu tlačných řetězů od firmy Serapid, které budou umístěny vedle zvedáku. Při umístění vedle zvedáku nebudou tedy překážet pro přejezd zvedáku, navíc dosáhne maximální výšky plošiny ve sklopeném stavu (120 mm).

5.12.2 Funkce lineárního teleskopického zvedacího zařízení

Zvedací systémy firmy Serapid poskytují mechanický způsob k vyzvednutí těžkých břemen, například vozidel. Princip je založen na zamykání a odemykání flexibilních připojení spojovacích elementů. Při zvedání břemene se speciálně tvarovanými řetězy navzájem zamknou a vytvoří pevné sloupce. Při spouštění břemene se řetězy postupně ve spodní části odemykají a skládají.

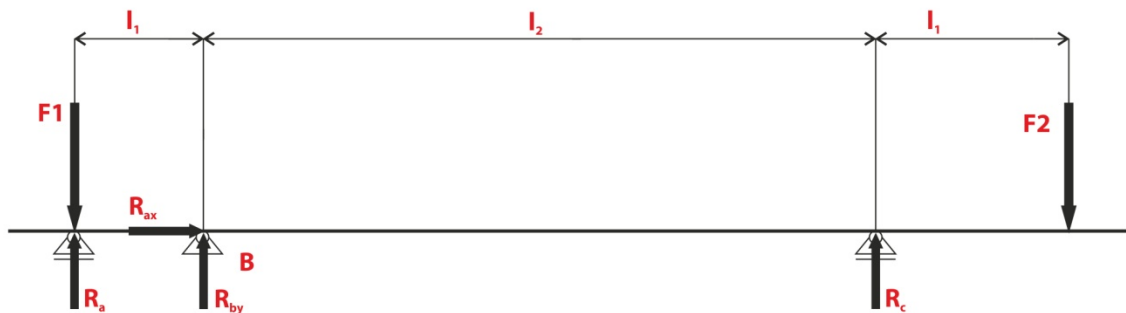
Výhody:

- opakované zdvihy s velkou přesností i při vysokých rychlostech
- rychlost zdvihu až 300 mm/s
- kapacita až 10 tun
- malý rozměr
- jednoduchá konfigurace
- 80 % účinnost
- dlouhá životnost
- minimální údržba



Obrázek 101: Zvedací systémy
firmy Serapid

5.12.3 Výpočet plošiny pro mechanický zdvih v horní poloze zvedáku za stavu A



Obrázek 102: Statický rozbor

$$l_1 = 0,284 \text{ m}$$

$$l_2 = 0,916 - 1,132 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,5 - 0,284 \text{ m}$$

$$F_1 = 7112,5 \text{ N}$$

$$F_2 = 12753 \text{ N}$$

Stupeň statické neurčitosti

$$4 - 3 = 1NS$$

Volba staticky neurčité veličiny



Obrázek 103: Volba staticky neurčitých veličin

Přetvárné podmínky

$$\Phi_{b,a} = -\Phi_{b,c} \Rightarrow \Phi_{b,a} + \Phi_{b,c} = 0$$

$$\varphi_{b,a} = 0$$

$$\varphi_{b,c} = \frac{-M \cdot l_2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{-F_2 \cdot l_3 \cdot l_2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{-12753 \cdot 0,5 \cdot 0,916}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,07 \cdot 10^{-6}} = -2,28 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\alpha_{b,a} = \frac{l_1}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{0,284}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,07 \cdot 10^{-6}} = 1,11 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

$$\alpha_{b,c} = \frac{l_2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{0,916}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,07 \cdot 10^{-6}} = 3,57 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

$$\beta_{b,a} = \frac{l_1}{6 \cdot E \cdot I} = \frac{0,284}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,07 \cdot 10^{-6}} = 5,54 \cdot 10^{-8} \text{ rad}$$

$$\beta_{b,c} = \frac{l_2}{6 \cdot E \cdot I} = \frac{0,916}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,07 \cdot 10^{-6}} = 1,78 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

$$\Phi_{b,a} = \varphi_{b,a} + X \cdot \alpha_{b,a} + \beta_{b,a}$$

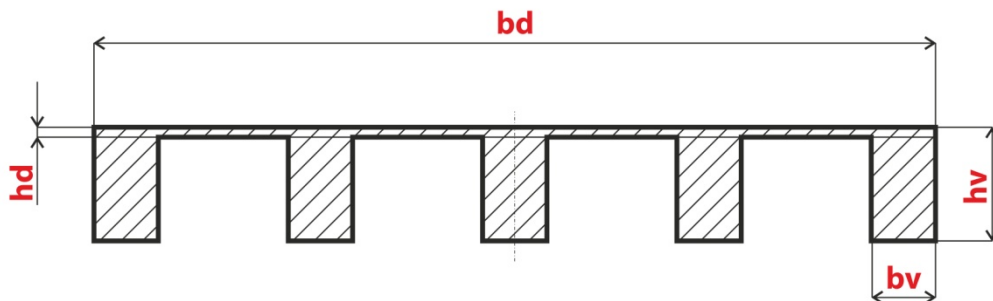
$$\Phi_{b,c} = \varphi_{b,c} + X \cdot \alpha_{b,c} + \beta_{b,c}$$

$$X \cdot \alpha_{b,a} + X \cdot \alpha_{b,c} = -\varphi_{b,c} - \varphi_{b,a} - \beta_{b,c} - \beta_{b,a}$$

$$X = \frac{-\varphi_{b,c} - \varphi_{b,a} - \beta_{b,c} - \beta_{b,a}}{\alpha_{b,a} + \alpha_{b,c}} = \frac{-2,28 \cdot 10^{-3} - 0 - 1,78 \cdot 10^{-7} - 5,54 \cdot 10^{-8}}{1,11 \cdot 10^{-7} + 3,57 \cdot 10^{-7}} =$$

$$= -4872,30 \text{ Nm}$$

Kvadratický moment průřezu



Obrázek 104: Profil horní plošiny

$$b_d = 0,6 \text{ m}$$

$$h_d = 0,005 \text{ m}$$

$$b_v = 0,03 \text{ m}$$

$$h_v = 0,055 \text{ m}$$

$$Y_T = \frac{b_d \cdot h_d \cdot Y_{dT} \cdot b_v \cdot h_v \cdot Y_{vT} \cdot 5}{b_d \cdot h_d} = \frac{0,6 \cdot 0,005 \cdot 0,0575 \cdot 0,03 \cdot 0,055 \cdot 0,0275 \cdot 5}{b_d \cdot h_d} =$$

$$= 0,0355 \text{ m}$$

$$I_{PM} = \frac{1}{12} \cdot b_d \cdot h_d^3 + b_d \cdot h_d \cdot (Y_{dT} - Y_T)^2 + \frac{1}{12} \cdot b_v \cdot h_v^3 + b_v \cdot h_v \cdot (Y_T - Y_{vT})^2 \cdot 5 =$$

$$= \frac{1}{12} \cdot 0,6 \cdot 0,005^3 + 0,6 \cdot 0,005 \cdot (0,0575 - 0,0355)^2 + \frac{1}{12} \cdot 0,03 \cdot 0,055^3 =$$

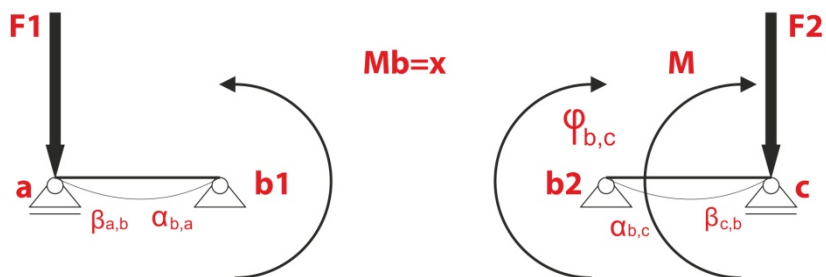
$$+ 0,03 \cdot 0,055 \cdot (0,0355 - 0,0275)^2 \cdot 5 = 4,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Stav 0



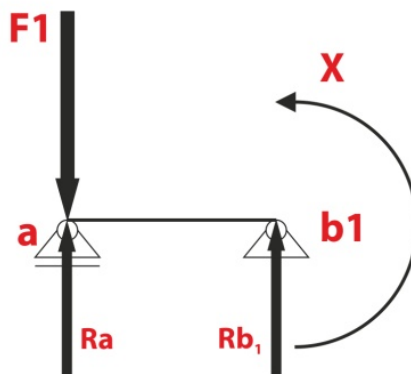
Obrázek 105: Stav 0

Stav 1



Obrázek 106: Stav 1

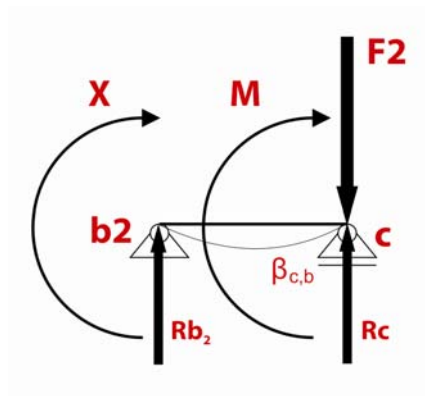
Výpočet reakcí



Obrázek 107: Prostý nosník 1/2

$$\sum M_a = 0 \Rightarrow R_{b1} \cdot l_1 + X \Rightarrow R_{b1} = \frac{-X}{l_1} = \frac{-4872,30}{0,284} = -17156 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum M_b = 0 \Rightarrow -R_a \cdot l_1 + F_1 \cdot l_1 + X \Rightarrow R_a &= \frac{X + F_1 \cdot l_1}{l_1} = \frac{4872,30 + 7112,25 \cdot 0,284}{0,284} = \\ &= 24268,24 \text{ N} \end{aligned}$$



Obrázek 108: Prostý nosník 2/2

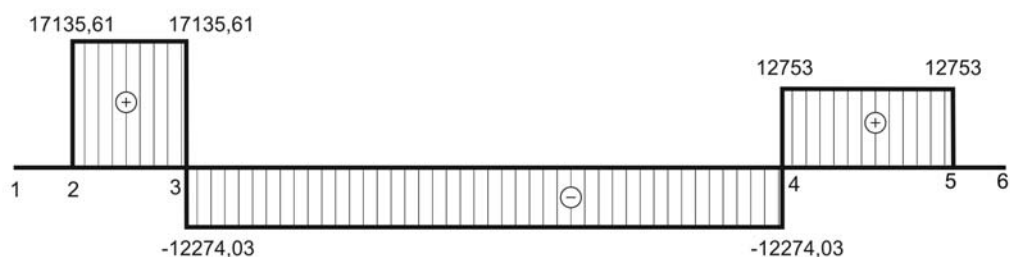
$$\begin{aligned} \sum M_b = 0 \Rightarrow R_c \cdot l_2 - F_2 \cdot l_2 - X - M \Rightarrow R_c &= \frac{X + F_2 \cdot l_2 + M}{l_2} = \frac{X + F_2 \cdot l_2 + F_2 \cdot l_3}{l_2} = \\ &= \frac{4872,30 + 12753 \cdot 0,916 + 12753 \cdot 0,5}{0,916} = 25033,35 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_c = 0 \Rightarrow -R_{b2} \cdot l_2 - X - M \Rightarrow R_{b2} &= \frac{-X - M}{l_2} = \frac{-X - F_2 \cdot l_3}{l_2} = \\ &= \frac{-4872,30 - 12753 \cdot 0,5}{0,916} = -12280,35 \end{aligned}$$

Reakce R_a a R_c jsou již známy, R_b dopočítáme součtem na jednotlivých prostých nosnících

$$R_b = R_{b1} + R_{b2} = -17156 - 12280,35 = -29436,35 \text{ N}$$

Průběhy vnitřních sil



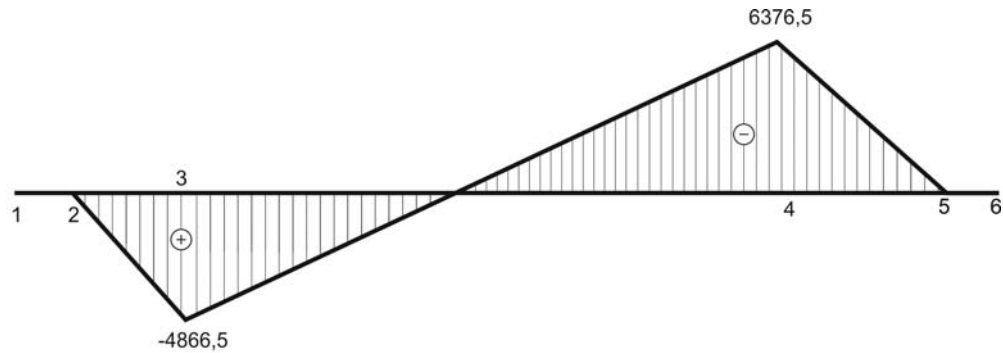
Obrázek 109: Průběh posouvajících sil (N)

$$T_1 = R_a - F_1 = 24268,24 - 7112,25 = 17155,99N$$

$$T_2 = T_1 + R_b = 17155,99 - 29436,35 = -12280,36N$$

$$T_3 = T_2 + R_c = -12280,36 + 25033,35 = 12573N$$

$$T_4 = T_3 - F_2 = 12752,99 - 12573 = 0N$$



Obrázek 110: Průběh momentů (Nm)

$$M_1 = M_5 = 0N$$

$$M_2^L = (R_a - F_1) \cdot l_1 = (24268,24 - 7112,25) \cdot 0,284 = 4872,30N$$

$$M_4^P = F_2 \cdot l_3 = 12573 \cdot 0,5 = 6286,5N$$

Tabulka hodnot pro polohy a stavy zvedáku

	HORNÍ POLOHA		DOLNÍ POLOHA	
	A	B	A	B
Ra (N)	24247,86	22308,02	17304,28	18435,6
Rb (N)	-29409,64	-16399,73	-15948,55	-8892,63
Rc (N)	25027,03	13956,96	18509,53	10322,27
T1 (N)	17135,61	9555,02	10192,03	5682,6
T2 (N)	-12274,03	-6844,71	-5756,52	-3210,03
T3 (N)	12753	7112,25	12753	7112,25
M2 (Nm)	4866,5	2713,63	2894,54	1613,86
M3 (Nm)	6376,5	3556,125	3621,85	2019,88

Tabulka 2: Hodnoty pro určité stavy zvedáku

Z tabulky je patrné, že největší zatížení plošiny je za stavu A, v horní poloze zvedáku, které je způsobeno vlivem velkého ohybového momentu v horní poloze na pravé straně. U této plošiny mohou být výztuhy přes celou délku plošiny, což není možné u hydraulického zdvihu z důvodu umístění přímočarých hydromotorů pod plošinou.

Při výpočtu plošiny pro mechanický zdvih počítáme s dvojnásobným zatížením oproti plošině pro hydraulický zdvih, kde je zatížení počítáno vzhledem k jednomu nůžkovému mechanismu, jelikož hledáme výslednou reakci R_a , pro kterou budeme navrhovat tlačný řetěz.

Pevnostní kontrola v bodě 4

Plocha průřezu

$$S_{PM} = b_d \cdot h_d + 5 \cdot b_v \cdot h_v = 0,6 \cdot 0,005 + 5 \cdot 0,03 \cdot 0,055 = 0,01125 m^2 = 11250 mm^2$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{PM} = \frac{F}{S} = \frac{F_2}{S_{PM}} = \frac{12753}{11250} = 1,34 MPa$$

$$\tau_{PM} < \tau_{DOV} \rightarrow 1,34 < 240 MPa \rightarrow \text{VYHOVUJE} - \text{viz str. 64}$$

Kontrola na maximální ohyb

$$\sigma_{OPM} = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{M_{Omax}}{\frac{I_{PM}}{Z}} = \frac{6376,5 \cdot 1000}{\frac{4,07 \cdot 10^6}{30}} = 47 MPa$$

$$\sigma_{OPM} < \sigma_{DOV} \rightarrow 47 < 300 MPa \rightarrow \text{VYHOVUJE} - \text{viz str. 64}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{\sigma_{OPM}^2 + 3 \cdot \tau_{PM}^2} = \sqrt{47^2 + 3 \cdot 1,34^2} = 47 MPa$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{DOV} \rightarrow 47 < 300 MPa \rightarrow \text{VYHOVUJE} - \text{viz str. 64}$$

5.12.4 Výpočet potřebného výkonu

Celkové zatížení jedné zvedací plošiny

$$m_{1ZP} = 2000 kg$$

Zátěžná síla

$$F_G = m_{1ZP} \cdot g = 2000 \cdot 9,81 = 19620N$$

Třecí síla

$f = 0,1$ - volím součinitel tření (ocel-ocel)

$$F_t = F_G \cdot f = 19620 \cdot 0,1 = 1962N$$

Extrémní síly

Nastávají při rázové zatížení, například při mechanickém zastavení.

$f_e = 0,2$ – koeficient rázu

$$F_e = F_G \cdot f_e = 19620 \cdot 0,2 = 3924N$$



Obrázek 111: Model tlačného řetězu [31]

Celková síla

$$F_C = F_G + F_t + F_e = 19620 + 1962 + 3924 = 25506N$$

Výpočet momentu

$p = 50$ – vzdálenost čepů tlačného řetězu; $0,8$ – konstanta účinnosti

$$M_p = \frac{F_C \cdot 10^{-3} \cdot p}{0,8} = \frac{25506 \cdot 10^{-3} \cdot 50}{0,8} = 1594,13 Nm$$

Otáčky

$v = 0,08 m/s$ - volím

$$n_p = \frac{v}{6 \cdot 10^{-3} \cdot p} = \frac{0,08 \cdot 60}{6 \cdot 10^{-3} \cdot 50} = 16 ot/min$$

Výkon

$$P_p = \frac{M_p \cdot n_p}{9550} = \frac{1594,13 \cdot 16}{9550} = 2,7 \text{ kW}$$

Volba elektropotřebiče

Dle parametrů volím čelní elektropřevodovku Nord-drive systém, typ: sk SK5282-100LA/4 [32]

Výkon převodovky: $P_e = 3 \text{ kW}$

Otáčky: $n_E = 17 \text{ ot/min}$

Moment: $M_E = 1685 \text{ Nm}$

Výstup dutá hřídel: $d_E = \varnothing 60 \text{ mm}$



Obrázek 112: Elektropřevodovka Nord-drive systém, typ: sk SK5282-100LA/4 [32]

ZÁVĚR

Dle předem zvolených parametrů jsem navrhl plošinový zvedák s hydraulickým i mechanickým pohonem. Na začátku práce jsem se věnoval obecným zvedacím zařízením, pohonům zvedacích zařízení a automobilovým zvedákům. Poté jsem přistoupil k návrhu plošinového zvedáku s hydraulickým pohonem a s nůžkovým mechanismem. Ten jsem navrhl a pevnostně zkontroloval.

V rámci kontroly pevnosti jsem se věnoval jednotlivým členům nůžkového mechanismu, vč. čepů. Vycházel jsem z normy ČSN 1493+A1 - zvedáky vozidel, která předepisuje bezpečnost pro jednotlivé členy mechanismu. Kontrolou bylo zjištěno, že hodnoty plně vyhovují normě.

Dále jsem se zabýval návrhem hydraulického obvodu včetně jeho členů a jeho výpočtem.

Z jednotlivých prvků by měl jít hydromotor sestavit, nicméně by bylo výhodnější a rozumnější nechat sestavit hydraulický motor specializovanou firmou v daném oboru.

Pro případ závady na mechanismu jsem použil zádržných zařízení pracujících na principu zaseknutí zubů zachycovačů, do ozubených hřebenů, které jsou umístěny na okraji hydraulických válců. V poslední části jsem provedl návrh mechanického zdvihu nůžkového zvedáku pomocí tlačných řetězů.

V současné době je zvedák pro osobní automobily konstruován a připravován do výroby.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DRAŽEN, František. KUPKA, Ladislav. Jeřáby. 1.vyd. Praha: SNTL, 1974. 645 s.
- [2] BUKOVČAN, Pavol. Stavební stroje. 1. vyd. Praha: SNTL Praha, 1982. 184 s.
- [3] DRAŽEN, František. KUPKA, Ladislav. Jeřáby. 2.vyd. Praha: SNTL, 1975. 563 s.
- [4] INTERNETOVÉ STRÁNKY – www.cisar-autotechnika.cz
- [5] INTERNETOVÉ STRÁNKY – www.rpj.cz
- [6] INTERNETOVÉ STRÁNKY – www.autotech-chotebor.cz
- [7] NORMA ČSN 270808 Zdvihací zařízení
- [8] EVROPSKÁ NORMA ČSN EN 1493+A1 Zvedáky vozidel
- [9] EVROPSKÁ NORMA ČSN EN 1493+A1 Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení
- [10] MONTECO.CZ [online] – Hřebenový zvedák
<http://www.monteco.cz/shop/hrebenovy-zvedak-1500-kg/pro2284.html#2>
- [11] AGRIFAIR.CZ [online] – Šroubový zvedák
<http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=158&icid=22>
- [12] MONTECO.CZ [online] –Hydraulický zvedák
<http://www.e-automotive.cz/hydraulicke-zvedaky-prevodovek/hydraulicky-zvedak-prevodovky-0-5t-automotive-p151996.html?cPath=202826&PHPSESSID=9fiatir4sihaisquvu2hm6fa96>
- [13] PROFO.CZ [online] – Pneumatický zvedák
<http://www.profo.cz/cattini-yak-215n-612.html>
- [14] [online] – navíjedla
<http://nakladni-auta-74.maxportal.cz/inzerat/69604/elektricke-lanove-navijaky-golemwinch>
- [15] VSHUMPOLEC.CZ [online] – Jednosloupový zvedák
http://www.vshumpolec.cz/zvedak1_1.html
- [16] MTAPLUS.CZ [online] – Mobilní zvedák
<http://www.mtaplus.cz/381-vybaveni-autodilna-autoservis-mobilni-jednosloupovy-zvedak-2500-kg.html>
- [17] PROFO.CZ [online] – Pístový zvedák
<http://www.profo.cz/ravaglioli-rav1110k-767.html>
- [18] PROFO.CZ [online] – Pístový zvedák
<http://www.profo.cz/ravaglioli-rav1131-1726.html>

- [19] AUTOTECH.CZ [online] – Jámový zvedák
<http://www.autotech-chotebor.cz/cs/rucni-hydraulicky-jamovy-zvedak>
- [20] VYBAVENISERVISU.CZ [online] – Jámový zvedák pro osobní a nákladní automobily
<http://www.vybaveniservis.cz/eshop/p/649-pneumaticko-hydraulicky-zvedak-20tun--800mm/>
- [21] CISAR-AUTOTECHNIKA.CZ [online] – Jámový zvedák kanálový
<http://www.cisar-autotechnika.cz/zvedaky/jamove/jamove.htm>
- [22] TECHNOLOGY-GARAGE.CZ [online] – Jámový zvedák pneumatický
<http://www.technology-garage.cz/jamovy-zvedak-jz-p-2500-2-t-do-montazni-jamy-zdvih-500-mm-pneumaticky-pohon>
- [23] TECHNOLOGY-GARAGE.CZ [online] – Jámový zvedák ruční
<http://www.technology-garage.cz/jamovy-zvedak-jz-rh-16500-16-t-do-montazni-jamy-zdvih-500-mm-rucni-hydraulicky-pohon>
- [24] VYBAVENISERVISU.CZ [online] – Elektro-hydraulický zvedák
<http://www.vybaveniservis.cz/eshop/p/6-eurolift-z61/>
- [25] SERVIS.RPJ.CZ [online] – Čtyřsloupový zvedák
<http://servis.rpj.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaky/4-sloupove/721541-4-sl.zvedak-pro-3d-geo5t526m-152615/>
- [26] STROJE.VYPRODEJE.CZ [online] – Mobilní nůžkový zvedák
<http://stroje.vyprodeje.cz/ostatni-stroje/inzerat/hydraulicky-zvedak-golemtech--i2154/>
- [27] BENONE.CZ [online] – Nad/podpodlahový nůžkový zvedák
<http://www.benone.cz/nuzkovy-zvedak-3-0-t-1/>
- [28] FESTO.COM [online]
http://www.festo.com/cat/en-us_us/data/doc_enus/PDF/US/ADVU_ENUS.PDF
- [29] STROMAG.CZ [online]
<http://www.stromag.cz/cs/c/prevodovky/servo-6000.htm>
- [30] SERVO-DRIVE.COM [online]
http://www.servo-drive.com/linearni_zdizne_servo_prevodovky_vysokych_vykonu.php
- [31] SERAPID.COM [online]
- [32] NORD.COM [online]
http://www2.nord.com/cms/en/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1541.jsp

[33] Leinveber J., Řasa J., Vávra J.: Strojírenské tabulky, Scientia Praha, 2000, 985 s. ISBN 80-7183-164-6

[34] SPŠ Kratochvíl J., Prokop J.: Pružnost pevnost 2009 (online)

http://www.sps-ko.cz/data/MEC_PRU_kratichvil.html

[35] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost VUT Brno, 1992

[36] Kadlčák J., Kytýr J.: Statika stavebních konstrukcí II VUTIUM Brno, 2004, 431 s, ISBN 80-214-2631-4

[37] http://www.seall.cz/upload/stranky/users/seall/File/produkty/hydraulika/HY11-3302_UK.pdf

[38] OLEJE.CZ [online]

www.oleje.cz

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

OZNAČENÍ	JEDNOTKA	NÁZEV
a_{hc3}	mm	Délka čepu v pouzdře
a_{hpc}	mm	Délka horního čepu k hydromotoru v držáku
a_{sc}	mm	Délka středového čepu v jednom pouzdře
a_{sc2}	mm	Vzdálenost středu čepu od reakční síly
a_{sc3}	mm	Délka čepu v pouzdře
a_{spc}	mm	Polovina délky horního čepu k hydromotoru
b_d	mm	Šířka horní desky
b_{hpc}	mm	Délka horního čepu v jednom pouzdře
b_{hc3}	mm	Šířka uložení čepu
d_{PH}	mm	Průměr pístní tyče
b_{sc2}	mm	Vzdálenost středu čepu od reakční síly
b_{sc3}	mm	Šířka členu 3 na čepu
b_{spc}	mm	Polovina délky horního čepu k hydromotoru
b_v	mm	Šířka výstupy
b_{2C-E}	mm	Šířka profilu mezi body C-E na členu 2
b_{3A-B}	mm	Šířka profilu mezi body A-B na členu 3
b_{3B-C}	mm	Šířka profilu mezi body B-C na členu 3
b_{3C-D}	mm	Šířka profilu mezi body C-D na členu 3
b_{3C-E}	mm	Šířka profilu mezi body C-E na členu 3
b_{3D-E}	mm	Šířka profilu mezi body D-E na členu 3
c_{hc3}	mm	Šířka členu 3 na čepu
c_{sc2}	mm	Délka pouzdra členu 2
c_{spc}	mm	Délka pouzdra
D_{PH}	m	Průměr hydraulického válce
D_{PV}	m	Průměr pneumatického válce
d_{hc3}	mm	Průměr horního čepu na členu 3
d_{hpc}	mm	Průměr horního čepu k hydromotoru
d_p	m	Průměr potrubí
d_{pp}	m	Průměr pneumatického potrubí
d_{sc}	mm	Průměr středového čepu
d_{sc2}	mm	Průměr spodního čepu členu 2

d_{sc3}	mm	Průměr spodního čepu členu 3
d_{spc}	mm	Průměr spodního čepu k hydromotoru
E	MPa	Modul pružnosti
e_{sc2}	mm	Délka čepu v držáku na pravé straně
e_{spc}	mm	Délka čepu v držáku
f_{sc2}	mm	Délka čepu v držáku na levé straně
F_{AX}	N	Síla v podpoře A ve směru osy x
F_{AXX}	N	Rozklad sil F_{AX} do lokálního souřadnicového systému
F_{AXY}	N	Rozklad sil F_{AX} do lokálního souřadnicového systému
F_{AY}	N	Síla v podpoře A ve směru osy y
F_{AYX}	N	Rozklad sil F_{AY} do lokálního souřadnicového systému
F_{AYY}	N	Rozklad sil F_{AY} do lokálního souřadnicového systému
F_{BX}	N	Síla v podpoře B ve směru osy x
F_{BXX}	N	Rozklad sil F_{BX} do lokálního souřadnicového systému
F_{BXY}	N	Rozklad sil F_{BX} do lokálního souřadnicového systému
F_{BY}	N	Síla v podpoře B ve směru osy Y
F_{BYX}	N	Rozklad sil F_{BY} do lokálního souřadnicového systému
F_{BYY}	N	Rozklad sil F_{BY} do lokálního souřadnicového systému
F_{CX}	N	Síla v podpoře C ve směru osy x
F_{CXX}	N	Rozklad sil F_{CX} do lokálního souřadnicového systému
F_{CXY}	N	Rozklad sil F_{CX} do lokálního souřadnicového systému
F_{CY}	N	Síla v podpoře C ve směru osy y
F_{CYX}	N	Rozklad sil F_{CY} do lokálního souřadnicového systému
F_{CYY}	N	Rozklad sil F_{CY} do lokálního souřadnicového systému
F_{DX}	N	Síla v podpoře D ve směru osy x
F_{DXX}	N	Rozklad sil F_{DX} do lokálního souřadnicového systému
F_{DXY}	N	Rozklad sil F_{DX} do lokálního souřadnicového systému
F_{DY}	N	Síla v podpoře D ve směru osy y
F_{DYX}	N	Rozklad sil F_{DY} do lokálního souřadnicového systému
F_{DYY}	N	Rozklad sil F_{DY} do lokálního souřadnicového systému
F_{EX}	N	Síla v podpoře E ve směru osy x
F_{EXX}	N	Rozklad sil F_{EX} do lokálního souřadnicového systému
F_{EXY}	N	Rozklad sil F_{EX} do lokálního souřadnicového systému
F_{EY}	N	Síla v podpoře E ve směru osy y

F_{EYX}	N	Rozklad sil F_{EY} do lokálního souřadnicového systému
F_{EYY}	N	Rozklad sil F_{EY} do lokálního souřadnicového systému
F_e	N	Externí zatížení
F_{FX}	N	Síla v podpoře F ve směru osy x
F_{FXX}	N	Rozklad sil F_{FX} do lokálního souřadnicového systému
F_{FXY}	N	Rozklad sil F_{FX} do lokálního souřadnicového systému
F_{FY}	N	Síla v podpoře F ve směru osy y
F_{FYX}	N	Rozklad sil F_{FY} do lokálního souřadnicového systému
F_{FYY}	N	Rozklad sil F_{FY} do lokálního souřadnicového systému
F_G	N	Zátěžná síla
F_{Ht}	N	Síla v podpoře H ve směru osy x
F_{Hn}	N	Síla v podpoře H ve směru osy y
F_{IX}	N	Síla v podpoře I ve směru osy x
F_{IXX}	N	Rozklad sil F_{IX} do lokálního souřadnicového systému
F_{IY}	N	Síla v podpoře I ve směru osy y
F_{IYX}	N	Rozklad sil F_{IY} do lokálního souřadnicového systému
F_{IYY}	N	Rozklad sil F_{IY} do lokálního souřadnicového systému
F_{Jt}	N	Síla v podpoře J ve směru osy x
F_{Jn}	N	Síla v podpoře J ve směru osy y
F_P	N	Síla na jeden hydraulický válec
F_{PV}	N	Síla na pneumatický válec
F_t	N	Třecí síla
F_1	N	Síla na levé straně zvedáku
F_{1A}	N	Síla na jeden nůžkový mech. na levé straně zvedáku za stavu A
F_{1B}	N	Síla na jeden nůžkový mech. na levé straně zvedáku za stavu B
F_{1CA}	N	Celková síla na levé straně zvedáku za stavu A
F_{1CB}	N	Celková síla na levé straně zvedáku za stavu B
F_{1HM}	N	Síla na jeden hydromotor
F_{1Z}	N	Síla na jeden zachycovač
F_{1ZZ}	N	Síla na jeden zub zachycovače
F_2	N	Síla na pravé straně zvedáku
F_{2A}	N	Síla na jeden nůžkový mech. na pravé straně zvedáku za stavu A
F_{2B}	N	Síla na jeden nůžkový mech. na pravé straně zvedáku za stavu B
F_{2CA}	N	Celková síla na pravé straně zvedáku za stavu A

F_{2CB}	N	Celková síla na pravé straně zvedáku za stavu B
G_{1A}	N	Zatížení na levé straně zvedáku na straně A
G_{2B}	N	Zatížení na levé straně zvedáku na straně B
G_{1A}	N	Zatížení na levé straně zvedáku na straně A
G_{2B}	N	Zatížení na levé straně zvedáku na straně B
g	$m \cdot s^{-2}$	Tíhové zrychlení
H	$kg \cdot s^{-4}$	Celkový odpor proti zrychlení
H_Z	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v hydraulických válcích
H_1	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v přívodním potrubí
H_2	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_3	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_4	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_5	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v přívodním potrubí k druhé plošině zvedáku
H_6	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_7	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_8	$kg \cdot s^{-4}$	Odpor proti zrychlení v potrubí k hydromotorům
H_C^Z	$kg \cdot s^{-4}$	Celkový odpor proti zrychlení v potrubí pro zdvih zvedáku
H_C^S	$kg \cdot s^{-4}$	Celkový odpor proti zrychlení v potrubí pro spouštění zvedáku
h_d	m	Výška horní desky
h_v	m	Výška výstupy
h_{2C-E}	mm	Výška profilu mezi body C-E na členu 2
h_{3A-B}	mm	Výška profilu mezi body A-B na členu 3
h_{3B-C}	mm	Výška profilu mezi body B-C na členu 3
h_{3C-D}	mm	Výška profilu mezi body C-D na členu 3
h_{3C-E}	mm	Výška profilu mezi body C-E na členu 3
h_{3D-E}	mm	Výška profilu mezi body D-E na členu 2
I_{PM}	m^4	Kvadratický moment průřezu plošiny pro mechanický zdvih
i	-	Stupeň volnosti
i_v	-	Počet stupňů volnosti v rovině
J_X^{PH}	mm^4	Kvadratický moment průřezu přímočarého hydromotoru
J_Y^{2CC}	mm^4	Celkový kvadratický moment průřezu na členu 2 v bodě C
J_Y^{2CP}	mm^4	Kvadratický moment průřezu na členu 2 v bodě C
J_Y^{2CO}	mm^4	Kvadratický moment průřezu otvoru na členu 2 v bodě C
$J_Y^{2,C-E}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Y mezi body C-E na členu 2

$J_Z^{2,C-E}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Z mezi body C-E na členu 2
$J_Y^{3,A-B}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Y mezi body A-B na členu 3
$J_Z^{3,A-B}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Z mezi body A-B na členu 3
$J_Y^{3,B-C}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Y mezi body B-C na členu 3
$J_Z^{3,B-C}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Z mezi body B-C na členu 3
$J_Z^{3,C-D}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Z mezi body C-D na členu 3
$J_Y^{3,C-E}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Y mezi body C-E na členu 3
$J_Z^{3,D-E}$	mm^4	Kvadratický moment průřezu v rovině Z mezi body D-E na členu 3
J_Y^{3CB}	mm^4	Celkový kvadratický moment průřezu na členu 3 v bodě B
J_Y^{3CC}	mm^4	Celkový kvadratický moment průřezu na členu 3 v bodě C
J_Y^{3CP}	mm^4	Kvadratický moment průřezu na členu 3 v bodě C
J_Y^{3CO}	mm^4	Kvadratický moment průřezu otvoru na členu 3 v bode C
k_k	-	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
k_s	-	Bezpečnost ve svaru
l_{hpc}	mm	Délka horního čepu k hyromotoru
l_{PHS}	m	Délka přívodního potrubí k hydromotorům pro spouštění zvedáku
l_{PH1}	m	Délka přívodního potrubí k hydromotorům pro zdvih zvedáku
l_{PS}	m	Délka přívodního potrubí pro spouštění zvedáku
l_{P1}	m	Délka přívodního potrubí pro zdvih zvedáku
l_{P2}	m	Délka přívodního potrubí k druhé plošině pro zdvih zvedáku
l_{spc}	mm	Délka spodního čepu k hydromotoru
l_{sc2}	mm	Délka spodního čepu členu 2
l_{sc3}	mm	Délka spodního čepu členu 3
$l1_{hc3}$	mm	Délka na horním čepu členu 3
$l1_{sc3}$	mm	Délka na spodním čepu členu 3
$l1$	m	Délka na plošině pro mechanický zdvih
$l2_{hc3}$	mm	Délka horního čepu členu 3
$l2_{sc3}$	mm	Délka spodního čepu členu 3
$l2$	m	Délka na plošině pro mechanický zdvih
l_{21}	m	Délka na členu 2
l_{22}	m	Délka členu 2
$l3$	m	Délka na plošině pro mechanický zdvih
l_{31}	m	Délka na členu 3

l_{32}	m	Délka na členu 3
l_{33}	m	Délka členu 3
l_{34}	m	Délka na členu 3
l_{41}	m	Délka na členu 4
l_{42}	m	Délka na členu 4
l_{43}	m	Délka na členu 4
l_{44}	m	Délka na členu 4
l_5	m	Délka členu 5
Ma_{hpc}	$N \cdot mm$	Ohybový moment v podpoře a
Ma_{spc}	$N \cdot mm$	Ohybový moment v podpoře a
$M5_{hpc}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment ve středu čepu
M_P	$N \cdot mm$	Potřebný moment převodovky
M^1_{hc3}	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 1 na horním čepu členu 3
M^2_{hc3}	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 2 na horním čepu členu 3
M^3_{hc3}	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 3 na horním čepu členu 3
$M_O^1_{sc3}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 1 na spodním čepu členu 3
$M_O^2_{sc3}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 2 na spodním čepu členu 3
$M_O^3_{sc3}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 3 na spodním čepu členu 3
$M_O^4_{sc3}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 4 na spodním čepu členu 3
$M_O^5_{sc3}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 5 na spodním čepu členu 3
$M2_{spc}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 2 na čepu
$M3_{spc}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 3 na čepu
$M1_{sc2}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 1 na spodním čepu členu 2
$M2_{sc2}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 2 na spodním čepu členu 2
$M3_{sc2}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 3 na spodním čepu členu 2
$M4_{sc2}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 4 na spodním čepu členu 2
$M5_{sc2}$	$N \cdot mm$	Ohybový moment v bodě 5 na spodním čepu členu 2
M_{21}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 2 v bodě 1
M_{22}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 2 v bodě 2
M_{23}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 2 v bodě 3
M_{31}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 3 v bodě 1
M_{32}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 3 v bodě 2
M_{33}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 3 v bodě 3
M_{34}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 3 v bodě 4

M_{42}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 4 v bodě 2
M_{43}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 4 v bodě 3
M_{44}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 4 v bodě 4
M_{45}	$N \cdot m$	Ohybový moment na členu 4 v bodě 5
m_Z	kg	Hmotnost zádržného zařízení
m_{1ZP}	kg	Celková zvedaná hmotnost jedné plošiny
N_{21}	N	Normálová síla na členu 2 v bodě 1
N_{22}	N	Normálová síla na členu 2 v bodě 2
N_{23}	N	Normálová síla na členu 2 v bodě 3
N_{31}	N	Normálová síla na členu 3 v bodě 1
N_{32}	N	Normálová síla na členu 3 v bodě 2
N_{33}	N	Normálová síla na členu 3 v bodě 3
N_{34}	N	Normálová síla na členu 3 v bodě 4
N_{43}	N	Normálová síla na členu 4 v bodě 3
N_{44}	N	Normálová síla na členu 4 v bodě 4
N_{51}	N	Normálová síla na členu 5 v bodě 1
N_{52}	N	Normálová síla na členu 5 v bodě 2
n	-	Počet členů soustavy
n_{Gmax}	min^{-1}	Maximální otáčky generátoru
n_P	min^{-1}	Potřebné otáčky převodovky
P	MPa	Tlak na jeden hydraulický válec
P_{ζ}	MPa	Tlak na čep
P_{DOV}	MPa	Dovolený tlak
P_{BG}	kW	Potřebný výkon elektromotoru
P_{Gmax}	MPa	Maximální tlak generátoru
P_G	MPa	Pracovní tlak generátoru
P_P	MPa	Potřebný výkon převodovky
P_{PV}	MPa	Tlak na jeden pneumatický válec
ΔP_G	MPa	Tlak na generátoru
ΔP_{a1}	MPa	Odpor proti pohybu nositele energie
ΔP_{MD}	MPa	Přeměna kinetické energie dopravovaných hmot
ΔP_{MS}	MPa	Přeměna tlakové energie na mechanickou práci
ΔP_{Z1}	MPa	Odpor proti zrychlení nositele energie
q_{spc}	mm	Liniové zatížení

q_{sc2}	mm	Liniové zatížení
Q	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Průtok v hydraulickém válci
Q_G	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Průtok generátoru
Q_u	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Ustálený průtok v obvodu
Q_{PV}	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Průtok v pneumatickém válci
R_e	MPa	Mez pevnosti v kluzu
R_m	MPa	Mez pevnosti
R_6	m	Poloměr horního kolečka
R_7	m	Poloměr dolního kolečka
R	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu
Re	-	Reynoldsovo číslo
Ra_{hpc}	N	Reakční síla v podpoře a
Ra_{hc3}	N	Reakční síla v podpoře a
Ra_{spc}	N	Reakční síla v podpoře a
Ra_{sc2}	N	Reakční síla v podpoře a
Ra_{SC3}	N	Reakční síla v podpoře a na spodním čepu členu 3
Rb_{hpc}	N	Reakční síla v podpoře b
Rb_{hc3}	N	Reakční síla v podpoře b
Rb_{spc}	N	Reakční síla v podpoře b
Rb_{sc2}	N	Reakční síla v podpoře b
Rb_{SC3}	N	Reakční síla v podpoře b na spodním čepu členu 3
R_C^Z	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí pro zdvih zvedáku
R_C^S	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí pro spouštění zvedáku
R_1	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v přívodním potrubí
R_2	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům
R_3	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům
R_4	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům
R_5	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v přívodním potrubí druhé plošiny zvedáku
R_{678}	$kgm^{-4} \cdot s^{-1}$	Odpor proti pohybu v potrubí k hydromotorům
S_{HV}	mm^2	Plochy hydraulického válce
S_{hpc}	mm^2	Plocha horního čepu k hydromotorům
S_{PM}	m^2	Plocha průřezu plošiny pro mechanický zdvih
S_{PP}	mm^2	Plocha pneumatického potrubí
S_{PV}	mm^2	Plocha pneumatického válce

S_{PH}	mm^2	Plocha přímočarého hydromotoru
S_{SC}	mm^2	Plocha středového čepu
S_{SPC}	mm^2	Plocha spodního čepu k hydromotoru
S_{Sc3}	mm^2	Plocha spodního čepu členu 3
S_{Sc2}	mm^2	Plocha spodního čepu členu 2
S_{hc3}	mm^2	Plocha horního čepu členu 3
S_{O2C}	mm^2	Plocha průřezu otvoru na členu 2 v bodě C
S_{2C}	mm^2	Celková plocha průřezu otvoru na členu 2 v bodě C
S_{P2C}	mm^2	Plocha průřezu na členu 2 v bodě C
S_{O3B}	mm^2	Plocha průřezu otvoru na členu 3 v bodě C
S_{O3C}	mm^2	Plocha průřezu otvoru na členu 3 v bodě B
S_{P3B}	mm^2	Plocha průřezu na členu 3 v bodě B
S_{P3C}	mm^2	Plocha průřezu na členu 3 v bodě C
$S_{2.C-E}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body C-E na členu 2
$S_{3.A-B}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body A-B na členu 3
$S_{3.B-C}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body B-C na členu 3
$S_{3.C-E}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body C-E na členu 3
$S_{3.C-D}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body C-D na členu 3
$S_{3.D-E}$	mm^2	Střední plocha průřezu mezi body D-E na členu 3
S_{3B}	mm^2	Celková plocha průřezu na členu 3 v bodě B
S_{3C}	mm^2	Celková plocha průřezu na členu 3 v bodě C
s	-	Koeficient bezpečnosti
T	s	Časová konstanta
T_{21}	N	Posouvající síla na členu 2 v bodě 1
T_{22}	N	Posouvající síla na členu 2 v bodě 2
T_{23}	N	Posouvající síla na členu 2 v bodě 3
T_{31}	N	Posouvající síla na členu 3 v bodě 1
T_{32}	N	Posouvající síla na členu 3 v bodě 2
T_{33}	N	Posouvající síla na členu 3 v bodě 3
T_{34}	N	Posouvající síla na členu 3 v bodě 4
T_{42}	N	Posouvající síla na členu 4 v bodě 2
T_{43}	N	Posouvající síla na členu 4 v bodě 3
T_{44}	N	Posouvající síla na členu 4 v bodě 4
T_{45}	N	Posouvající síla na členu 4 v bodě 5

t_b	s	Čas brždění hydraulického mechanismu
t_r	s	Čas rozběhu hydraulického obvodu
t_{HV}	s	Čas zdvihu
t_{PV}	s	Čas zdvihu pneumotorů
V_{HV}	m^3	Objem přímočarých hydromotorů
V_o	m^3	Geometrický objem
V_{PV}	m^3	Objem pneumotorů
v_{HV}	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Rychlost vysunutí hydraulického válce
v_P	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Rychlost kapaliny v potrubí
v_{PP}	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Rychlost v pneumatickém obvodu
v_{PV}	$m^{-3} \cdot s^{-1}$	Rychlost vysunutí pneumatického válce
X	$N \cdot m$	Moment v reakci b
X_P	N	Plocha přechodného průřezu
X_P^L	N	Plocha přechodného průřezu z levé strany
X_P^P	N	Plocha přechodného průřezu z pravé strany
Y_T	m	Výška těžiště celého průřezu
Y_{dT}	m	Výška těžiště horní desky
Y_{vT}	m	Výška těžiště výstupy
α	$^\circ$	Úhel sklonu nůžkového mechanismu
$\alpha_{b,a}$	rad	Koncové pootočení od jednotkových účinků
$\alpha_{b,c}$	rad	Koncové pootočení od jednotkových účinků
α_o	-	Tvarový součinitel
α_s	-	Tvarový součinitel
β	$^\circ$	Úhel sklonu hydraulického válce
$\beta_{b,a}$	rad	Koncové pootočení od jednotkového účinku
$\beta_{b,c}$	rad	Koncové pootočení od jednotkového účinku
$\varphi_{b,a}$	rad	Koncové pootočení od jednotkového účinku
$\varphi_{b,c}$	rad	Koncové pootočení od jednotkového účinku
γ	$^\circ$	Úhel na členu 3 k uchycení hydraulického válce
η	-	Počet předpokládaných deformačních parametrů
η_{CG}	-	Celková účinnost generátoru
λ	-	Ztráta třením v potrubí
λ_K	-	Mezní štíhlost tyče
λ_Y	-	Štíhlost tyče v rovině Y

λ_Z	-	Štíhlost tyče v rovině Z
μ	-	Neznámé parametry
μ_F	-	Neznámé silové parametry
μ_M	-	Neznámé momentové parametry
ν	$mm^2 \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita
ρ	kgm^{-1}	Hustota oleje
σ_{DOV}	<i>MPa</i>	Dovolené napětí
σ_{komb}	<i>MPa</i>	Kombinované napětí ve svaru pro upevnění zubů zachycovače
σ_{KR}	<i>MPa</i>	Kritické napětí
σ_{red}	<i>MPa</i>	Redukované napětí
$\sigma_{O_{hpc}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na horním čepu hydromotoru
$\sigma_{O_{hc3}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na horním čepu členu 3
$\sigma_{O_{PM}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu v plošině pro mechanický zdvih
σ_{O_S}	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu ve svaru pro upevnění zubů zachycovače
$\sigma_{O_{spc}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na spodním čepu hydromotoru
$\sigma_{O_{sc2}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na spodním čepu členu 2
$\sigma_{O_{sc3}}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na spodním čepu členu 3
σ_{O_Z}	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na jednom členu zachycovače
$\sigma_{O_2^C}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na členu 2 v bodě C
$\sigma_{O_3^C}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na členu 3 v bodě C
$\sigma_{O_2^B}$	<i>MPa</i>	Napětí v ohybu na členu 2 v bodě B
$\sigma_{t_2^C}$	<i>MPa</i>	Napětí v tahu na členu 2 v bodě C
$\sigma_{t_2^B}$	<i>MPa</i>	Napětí v tahu na členu 2 v bodě B
$\sigma_{t_3^C}$	<i>MPa</i>	Napětí v tahu na členu 3 v bodě C
τ_{DOV}	<i>MPa</i>	Dovolené napětí ve smyku
τ_{hpc}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na horním čepu hydromotoru
τ_{hc3}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na horním čepu členu 3
τ_{PM}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku v plošině pro mechanický zdvih
τ_{sc}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na středovém čepu
τ_{spc}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na spodním čepu hydromotoru
τ_{sc2}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku spodním čepu členu 2
τ_{sc3}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku spodním čepu členu 3
τ_{S1}	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku ve svaru pro upevnění zubů zachycovače
τ_z	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na jeden zub zachycovače

τ_2^C	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na členu 2 v bodě C
τ_3^B	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na členu 3 v bodě B
τ_3^C	<i>MPa</i>	Napětí ve smyku na členu 3 v bodě C
v	-	Použitelné podmínky rovnováhy
v_F	-	Použitelné silové podmínky rovnováhy
v_M	-	Použitelné momentové podmínky rovnováhy
ξ	<i>m</i>	Rameno valivého odporu
ξ	-	Počet odebraných stupňů volnosti od vazby

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 1: Mostový jeřáb [1]</i>	12
<i>Obrázek 2: Portálový jeřáb [1]</i>	13
<i>Obrázek 3: Hřebenový zvedák [10]</i>	14
<i>Obrázek 4: Šroubový zvedák [11]</i>	14
<i>Obrázek 5: Hydraulický zvedák [12]</i>	15
<i>Obrázek 6: Pneumatický zvedák [13]</i>	16
<i>Obrázek 7: Elektrický lanový naviják [14]</i>	17
<i>Obrázek 8: Jednosloupový zvedák [15]</i>	21
<i>Obrázek 9: Mobilní zvedák [16]</i>	22
<i>Obrázek 10: Pístový zvedák [17]</i>	23
<i>Obrázek 11: Pístový zvedák [18]</i>	23
<i>Obrázek 12: Pístový zvedák (robustní) [18]</i>	24
<i>Obrázek 13: Pístový zvedák (flexibilní) [18]</i>	25
<i>Obrázek 14: Pístový zvedák (víceúčelový) [18]</i>	26
<i>Obrázek 15: Jámový zvedák [19]</i>	27
<i>Obrázek 16: Jámový zvedák pro osobní a nákladní automobily [20]</i>	28
<i>Obrázek 17: Jámový zvedák (kanálový) [21]</i>	28
<i>Obrázek 18: Jámový zvedák (pneumatický) [22]</i>	29
<i>Obrázek 19: Jámový zvedák (ruční) [23]</i>	29
<i>Obrázek 20: Elektro-hydraulický zvedák [24]</i>	30
<i>Obrázek 21: Pístový zvedák [24]</i>	31
<i>Obrázek 22: Elektro-hydraulický zvedák s plochými platformami [25]</i>	32
<i>Obrázek 23: Elektro-hydraulický zvedák pro seřizování geometrie [25]</i>	32
<i>Obrázek 24: Elektro-hydraulický zvedák se zabudovaným nápravovým zvedák [25]</i>	33
<i>Obrázek 25: Elektro-hydraulický zvedák pro seřizování geometrie se zabudovaným nápravovým zvedákem [25]</i>	33
<i>Obrázek 26: Mobilní nůžkový zvedák [26]</i>	34
<i>Obrázek 27: Podpodlahový nůžkový zvedák [27]</i>	34
<i>Obrázek 28: Nadpodlahový nůžkový zvedák [27]</i>	34
<i>Obrázek 29: Statické schéma</i>	37
<i>Obrázek 30: Rozložení sil na členu 2</i>	38
<i>Obrázek 31: Rozložení sil na členu 3</i>	39

<i>Obrázek 32: Rozložení sil na členu 4</i>	40
<i>Obrázek 33: Rozložení sil na členu 5</i>	40
<i>Obrázek 34: Rozložení sil na členu 6</i>	41
<i>Obrázek 35: Rozložení sil na členu 7</i>	41
<i>Obrázek 36: Délky a úhly jednotlivých členů</i>	43
<i>Obrázek 37: Graf závislosti síly na přímočarý hydromotor vzhledem k jeho úhlu</i>	48
<i>Obrázek 38: Skutečná orientace sil na členu 2</i>	49
<i>Obrázek 39: Rozklad sil na členu 2</i>	49
<i>Obrázek 40: Rozklad sil na členu 2</i>	50
<i>Obrázek 41: Normálové síly na členu 2</i>	51
<i>Obrázek 42: Posouvající síly na členu 2</i>	51
<i>Obrázek 43: Momenty na členu 2</i>	52
<i>Obrázek 44: Skutečná orientace na členu 3</i>	52
<i>Obrázek 45: Rozklad sil na členu 3</i>	53
<i>Obrázek 46: Rozklad sil na členu 3</i>	54
<i>Obrázek 47: Normálové síly na členu 3</i>	54
<i>Obrázek 48: Posouvající síly na členu 3</i>	55
<i>Obrázek 49: Momenty na členu 3</i>	55
<i>Obrázek 50: Skutečná orientace na členu 4</i>	56
<i>Obrázek 51: Normálové síly na členu 4</i>	57
<i>Obrázek 52: Posouvající síly na členu 4</i>	57
<i>Obrázek 53: Momenty na členu 4</i>	57
<i>Obrázek 54: Skutečná orientace na členu 5</i>	58
<i>Obrázek 55: Rozklad sil na členu 5</i>	58
<i>Obrázek 56: Skutečná orientace sil na členu 5</i>	59
<i>Obrázek 57: Normálové síly na členu 5</i>	59
<i>Obrázek 58: Skutečná orientace sil na členu 3</i>	60
<i>Obrázek 59: Rozklad sil na členu 3</i>	60
<i>Obrázek 60: Rozklad sil na členu 3</i>	61
<i>Obrázek 61: Normálové síly na členu 3</i>	62
<i>Obrázek 62: Posouvající síly na členu 3</i>	62
<i>Obrázek 63: Momenty na členu 3</i>	63
<i>Obrázek 64: skutečná orientace sil na členu 4</i>	64

<i>Obrázek 65: Normálové síly na členu 4</i>	64
<i>Obrázek 66: Posouvající síly na členu 4</i>	65
<i>Obrázek 67: Momenty na členu 4</i>	65
<i>Obrázek 68: Člen 2</i>	66
<i>Obrázek 69: Průřez C-E</i>	66
<i>Obrázek 70: Průřez C</i>	68
<i>Obrázek 71: Člen 3</i>	69
<i>Obrázek 72: Průřez mezi A-B</i>	69
<i>Obrázek 73: Průřez mezi B-C</i>	71
<i>Obrázek 74: Průřez mezi C-E</i>	72
<i>Obrázek 75: Průřez mezi A-B</i>	73
<i>Obrázek 76: Průřez mezi C-D</i>	75
<i>Obrázek 77: Průřez mezi D-E</i>	76
<i>Obrázek 78: Průřez v bodě C</i>	77
<i>Obrázek 79: Průřez v bodě B</i>	79
<i>Obrázek 80: Středová čep</i>	82
<i>Obrázek 81: Výsledné vnitřní účinky na středovém čepu</i>	82
<i>Obrázek 82: Horní čep hydromotoru</i>	83
<i>Obrázek 83: Vnitřní výsledné účinky na horním čepu hydromotoru</i>	84
<i>Obrázek 84: Spodní čep hydromotoru</i>	86
<i>Obrázek 85: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu hydromotoru</i>	87
<i>Obrázek 86: Spodní čep členu 2</i>	89
<i>Obrázek 87: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu členu 2</i>	90
<i>Obrázek 88: Horní čep členu 3</i>	93
<i>Obrázek 89: Výsledné vnitřní účinky na horním čepu členu 3</i>	94
<i>Obrázek 90: Spodní čep členu 3</i>	95
<i>Obrázek 91: Výsledné vnitřní účinky na spodním čepu členu 3</i>	97
<i>Obrázek 92: Hydraulický obvod</i>	99
<i>Obrázek 93: Náhradní schéma hydraulického obvodu</i>	102
<i>Obrázek 94: Sérioparalelní zapojení první plošiny</i>	102
<i>Obrázek 95: Sérioparalelní zapojení druhé plošiny</i>	102
<i>Obrázek 96: Řez pneumatickým válcem, typ. 156938 AEVU-16-20-P-A [28]</i>	108
<i>Obrázek 97: Pneumatický obvod</i>	109

<i>Obrázek 98: Zuby zachycovače</i>	110
<i>Obrázek 99: Převodovka od firmy STROMAG [29]</i>	111
<i>Obrázek 100: Servopřevodovka od firmy SERVO-DRIVE [30]</i>	111
<i>Obrázek 101: Zvedací systémy firmy Serapid</i>	112
<i>Obrázek 102: Statický rozbor</i>	113
<i>Obrázek 103: Volba staticky neurčitých veličin</i>	113
<i>Obrázek 104: Profil horní plošiny</i>	114
<i>Obrázek 105: Stav 0</i>	115
<i>Obrázek 106: Stav 1</i>	115
<i>Obrázek 107: Prostý nosník 1/2</i>	115
<i>Obrázek 108: Prostý nosník 2/2</i>	116
<i>Obrázek 109: Průběh posouvajících sil (N)</i>	116
<i>Obrázek 110: Průběh momentů (Nm)</i>	117
<i>Obrázek 111: Model tlačného řetězu [31]</i>	119
<i>Obrázek 112: Elektropřevodovka Nord-drive systém, typ: sk SK5282-100LA/4 [32]</i>	120

SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1: Kombinace zatížení [8]</i>	<i>36</i>
<i>Tabulka 2: Hodnoty pro určité stavy zvedáku</i>	<i>117</i>