



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DÍLENSKÝ PORTÁLOVÝ JEŘÁB NOSNOSTI 300 KG

WORKSHOP GANTRY CRANE WITH A LOAD CAPACITY OF 300 KG

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Vícha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Ondřej Vícha
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2020/21

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

Dílenský portálový jeřáb nosnosti 300 kg

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritická rešerše malých dílenských jeřábů s nosností do 1500 kg. Konstrukční návrh dílenského portálového jeřábu nosnosti 300 kg, umožňujícího příležitostnou manipulaci s břemeny v menších opravárenských provozech.

Pohon pojezdu jeřábu i pojezdu kladkostroje ruční, pohon zdvihu elektrický.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritickou rešerši obdobných konstrukčních řešení,
- zdůvodněný konstrukční návrh vlastní koncepce,
- základní funkční a rozměrové výpočty,
- pevnostní kontrola a případné další potřebné výpočty.

Celková sestava zařízení.

Podsestavy a výrobní výkresy vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

KULKA Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

SHIGLEY Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-
4-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na návrh konstrukce malého dílenského portálového jeřábu s nosností do 300kg. V první části práce je provedena rešerše konstrukčních řešení menších dílenských jeřábů s nosností do 1500kg. V druhé části práce je proveden kompletní konstrukční návrh dílenského jeřábu. Součástí návrhu je výpočet navržené konstrukce a výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dílenský portálový jeřáb, kladkostroj, nosná konstrukce

ABSTRACT

This Bachelor thesis deals with worktop gantry crane with a load capacity of 300kg. In the research part of the thesis there is an overview of existing construction solutions for smaller worktop cranes with load capacity up to 1500 kg. In second part there is a design, construction solution and construction plan of the specific crane. The construction plan includes various calculations used during the design phase of the crane as well as drawings of crane parts.

KEYWORDS

Workshop gantry crane, hoist, supporting structure

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÍCHA, O. *Dílenský portálový jeřáb nosnosti do 300Kg*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2021 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, ochotu a zkušenosti při psaní mé bakalářské práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Jeřáby	12
1.1 Mostové Jeřáby	12
1.1.1 Mostové jeřáby jednonosníkové.....	12
1.2 Portálové Jeřáby.....	13
1.2.1 Portálové jeřáby kotvené	13
1.2.2 Portálové jeřáby pojizdné	14
1.3 Poloportálové Jeřáby.....	15
1.4 Konzolové Jeřáby.....	16
1.5 Sloupové Jeřáby	16
1.6 Hydraulické Jeřáby	17
2 Navíjedla.....	19
2.1 Navijáky	19
2.2 Vrátky	20
3 Kladkostroje.....	22
3.1 Druhy kladkostrojů dle konstrukce.....	22
3.2 Elektrické kladkostroje	23
3.2.1 Kladkostroje LIFTKET	23
3.2.2 Kladkostroje PROCAT300.....	26
4 Koncepční návrh.....	27
5 Pevnostní výpočet hlavních komponent	30
5.1 Portál jeřábu	30
5.1.1 Vstupní hodnoty	30
5.1.2 Silová metoda	33
5.1.3 Výpočet staticky určité konstrukce	50
5.1.4 Porovnání metod.....	56
5.1.5 Kontrola správnosti výpočtu.....	57
5.1.6 Lokální napětí.....	58
5.1.7 Bezpečnost vůči MSP.....	62
5.1.8 Bezpečnost vůči MSVS	64
5.2 Podvozek jeřábu.....	67
5.2.1 Vstupní hodnoty	67
5.2.2 Posouzení statické určitosti	67
5.2.3 Statická rovnováha	68
5.2.4 Určení výsledných vnitřních účinků.....	69
5.2.5 Bezpečnost vůči MSP	71
6 Výpočet spojovacího materiálu	72
6.1 Výpočet šroubů	72
6.2 Výpočet svaru žebro a sloup.....	75
6.3 Výpočet svaru žebro, sloup a spojovací plech.....	79

6.4	Výpočet svaru I-profil a spojovací plech	86
6.5	Ostatní svary.....	90
7	Volba dalších komponent	91
7.1	Volba kladkostroje	91
7.2	Volba pojezdových kladek	91
7.3	Kolejničky pro kabeláž.....	92
7.4	Kladky pro kabeláž.....	92
7.5	Elektrická zásuvka.....	93
7.6	Kabelová lišta	94
	Závěr	95
	Použité informační zdroje	96
	Seznam použitých zkratk a symbolů	102
	Seznam příloh.....	108

ÚVOD

Jeřáby jsou nedílnou a důležitou součástí strojírenských výrobních závodů či opravárenských hal. Slouží zejména k transportu těžkých břemen v rámci závodu, například z obrobny na svařovnu. Jeřáby mohou sloužit také k prosté manipulaci, například chceme-li zvednout motor z auta, potřebujeme-li zkontrolovat zmíněný motor mimo auto či kontrolu dalších zařízení v automobilu.

První část práce je věnována rešerši současných a již existujících jeřábů. Bude věnována zejména menším dílenským jeřábům o nosnosti do 1500kg. Dále bude obsahovat rozdělení jeřábů podle konstrukce. Samozřejmostí je popis konkrétních typů jeřábů, výhod i nevýhod a zmíní se také některé firmy, které tyto jeřáby vyrábějí. Na závěr této části bude zhodnocení poznatků vzhledem k zadaným parametrům a provede se koncepční návrh.

Druhá část se bude zabývat konkrétním konstrukčním návrhem. Tato část bude obsahovat výpočty, kontrolu na jednotlivá namáhání. Samozřejmostí je také návrh materiálu. Tato práce se však bude zabývat pouze návrhem rámu, v našem případě tedy portálu jeřábu. Kladkostroj bude řešen subdodávkou stejně tak brzděné pojezdové kladky. Závěrem bude také zpracována výkresová dokumentace a vložena do přílohy práce.

Cílem této práce je zpracovat rešerši konstrukčních řešení menších dílenských jeřábů s nosností do 1500kg a zrealizovat konstrukční návrh malého dílenského jeřábu s nosností do 300kg.



Obr. 1 Dílenský portálový jeřáb [45]

1 JEŘÁBY

Jeřáb je definován jako zařízení, které přemísťuje břemena ve vodorovném i svislém směru ve vymezeném prostoru. Jeřáby lze rozdělovat podle různých hledisek. Hlediska jsou dle jejich celkové konstrukce (mostové, portálové, poloportálové...), dle druhu pohonu (elektrické, hydraulické, ruční), dále dle způsobu uchopení břemena (hákem, drapákem, magnetem...), dle možností pojezdu (stabilní, radiální, pojízdné...) a dle způsobu natočení (plně otočné, částečně otočné a neotočné). [1]

Tato práce bude na rozdělení dle celkové konstrukce a zaměřená speciálně na ty, které se běžně používají v opravárenských či výrobních dílnách. Jsou to tedy jeřáby mostové, portálové, poloportálové, hydraulické...

1.1 MOSTOVÉ JEŘÁBY

Pro mostové jeřáby je typická nosná konstrukce, kterou tvoří jeřábový most. Ten se většinou pohybuje po vyvýšené jeřábové dráze s dvěma větvemi. Na mostě či pod ním se pohybuje jeřábová kočka nebo kladkostroj s hákem. Mostové jeřáby lze rozdělit podle několika hledisek: Dělíme je dle pohonu, tvaru či účelu a podle pracovního místa. Pohon je nejčastěji elektrický a může být s mechanickým anebo hydraulickým převodem. Dle pracovního místa jsou pro tuto práci nejpodstatnější jeřáby dílenské, ale existují například i montážní a hutnické. [1]

Mostové jeřáby mají také své základní parametry a těmi jsou nosnost, modulové rozpětí haly či jeřábu a pracovní rychlost. Ta nás zajímá u komponentů jako je rychlost pojezdu mostu, jeřábové kočky či kladkostroje a rychlost zdvihu včetně výšky zdvihu. [2]

Výrobou mostových dílenských jeřábů se zabývá řada firem. Nejznámější jsou to například firma JEŘÁBY – SERVIS s.r.o. která vyrábí mostové jeřáby do nosnosti 12 500 kg.[3] Dalšími příklady jsou pak firmy Adamec crane system, jež nabízí jeřáby jednonosníkové s rozpětím až 30m a s nosností do 16t někdy až do 25t. [4] Posledním uvedeným příkladem je firma Jeřáby Kučera s.r.o.. Ta nabízí jednonosníkové jeřáby s nosností do 12 500kg.[5]

1.1.1 MOSTOVÉ JEŘÁBY JEDNONOSNÍKOVÉ

Tyto jeřáby se rozdělují do dvou skupin, a to jeřáby s nosností od a do 1000kg. Jedná se o ruční mostové jednonosníkové jeřáby, které se uplatňují v lehkých provozech. Při nosnostech do 1000 kg nemají většinou mechanické pojízdné ústrojí. Jeřáb se tedy pohybuje pomocí zátahu lanka, jež je uchyceno na jeřábovém mostě. [2]

Při nosnostech větších než 1000 kg je již jeřáb obvykle vybaven mechanickým pojízdným ústrojím. Mechanický pohon je pak ovládán z obou stran řetízky z podlahy. Většinou jsou rovněž vybaveny kladkostrojem s mechanickým nebo elektrickým posuvem. [2]



Obr. 2 Dílenský mostový jednonosníkový jeřáb [46]

Toto řešení však pro občasnou manipulaci není úplně vhodné, i přesto, že mobilita tohoto jeřábu je poměrně dobrá a dostat jej k břemenu není problém. Nevýhodou je nutnost budování jeřábových drah, po kterých most jeřábu projíždí. Vzhledem k umístění je taky nutné dlouhé lano. Z těchto nevýhod plyne velká finanční náročnost tohoto řešení. Mostové jeřáby najdou v dílně lepší uplatnění při vyšších nosnostech a při častějším užívání.

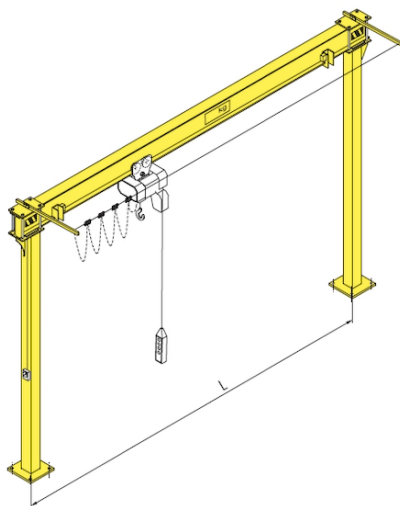
1.2 PORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Pro portálové jeřáby je charakteristický portál, který plní funkci nosné konstrukce a skládá se z jeřábového mostu a dvou podpor. Tyto jeřáby bývají nejčastěji vybaveny hákem, drapákem či magnetem. Pracovní pohyb konají zpravidla jeřábová kočka či otočný výložník. Tyto jeřáby lze rozdělit na pojízdné a nepojízdné, dle pohonu ruční a elektrické a také dle způsobu ovládní. Způsob ovládní je dálkovým či zvěšeným ovladačem, nebo z kabiny jeřábníka. Tyto jeřáby se vyrábějí v různých nosnostech, dílenské se pohybují v řádů jednotek tun. Existují také portálové jeřáby o nosnostech v řádu desítek tun a používají se zejména na překladištích kontejnerů nákladní dopravy, avšak se zadaným problémem příliš nesouvisí. [1]

Výrobou portálových jeřábů se zabývá řada firem. Jsou to: TEDOX s.r.o., Kaiser+Kraft či Jeřáby Kučera. Na obrázcích níže lze vidět konstrukční možnosti a různá řešení samotného portálu jeřábu. Za zmínku pak stojí ještě firmy BZ-cranes a samozřejmě Královopolská a.s..

1.2.1 NEPOJÍZDNÉ PORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Portálové jeřáby nepojízdné jsou pevně ukotveny, což má za následek omezený pracovní prostor. Z toho plyne dost zásadní nevýhoda, břemeno je nutno dopravit do pracovního prostoru jeřábu. Jejich použití v dílenském či opravárenském provozu tedy není úplně vhodné a tyto jeřáby mají nejlepší využití na překladištích nákladní dopravy například překlád břemena z železničního vozu do nákladního automobilu. [1]



Obr. 3 Kotvený portálový jeřáb firmy BZ CRANES. [47]

Na obrázku 3 je příklad kotveného portálového jeřábu, jeho využití v dílenském prostředí je však vcelku problematické, kvůli omezenému pracovnímu prostoru, což je zmíněno výše. Kotvený portálový jeřáb by však teoreticky mohl dobře sloužit v masovější výrobě či pro pravidelnou manipulaci na jednom místě. Výhodou je také jednoduchá konstrukce složená z portálku ve tvaru I-profilu a dvou tyčí čtvercového průřezu.

1.2.2 POJÍZDNÉ PORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Tyto jeřáby se běžně užívají v dílenských či opravárenských provozech. Jejich hlavní předností je snadná manipulace v rámci dílny. Pohybují se ručním posunem, který umožňují kolečka po rovném a tvrdém povrchu. Pohon jeřábu je pak ruční nebo elektrický. Elektrický pohon se používá pro větší nosnosti až 5000 kg. Ruční pohon se pak zpravidla využívá u nosností do 3200 kg. Tyto jeřáby mohou manipulovat s různými břemeny, například zvedat motor auta v autoservisu. Pro jeřáby menších rozpětí se využívá I-profil, pro větší pak trojúhelníkové konstrukce. Most portálu pro malý dílenský jeřáb bude tedy zkonstruován z I-profilu, protože například trojúhelníkové konstrukce jsou pro velká rozpětí a nosnosti. [1]

Výhodou pojízdných portálových jeřábů je jejich mobilita, čili schopnost snadného pohybu v rámci závodu a rovněž z toho plyne i univerzálnost použití, lze je použít kdekoliv. Další výhodou je jednoduchá konstrukce, oproti mostovému jeřábu odpadá nutnost budovat jeřábové dráhy.



Obr. 4 a Obr.5 Dílenský portálový jeřáb firmy TEDOX s.r.o. [48,49]

Na obrázcích 4 a 5 můžeme vidět dvě lehce rozdílná konstrukční řešení portálu jeřábu. Na obrázku 4 lze vidět výztuhy ve tvaru V, které se používají zejména u větších nosností. Na obrázku 5 je pak vidět pouze malá výztuha. Firma TEDOX tyto jeřáby vyrábí jak s elektrickým, tak ručním kladkostrojem. Tento výrobce poskytuje tyto jeřáby o nosnostech od 500 do 2000 kg a s rozpětím 3000 až 6000mm. [6]

1.3 POLOPORTÁLOVÉJEŘÁBY

Poloportálový jeřáb je charakteristický poloportálem, který tvoří jeřábový most a pouze na jedna podpora. Místo druhé podpory je jeřáb zpravidla umístěn na stěně haly či libovolné opěrné stěně. Jedna strana mostu jeřábu je tedy umístěna na sloupu a druhá zpravidla na stěně výrobní haly či dílny. [7]

Hlavní nevýhodou tohoto jeřábu je vazba na stěnu haly, ve které pracuje. Z toho vyplývá zhoršená mobilita, zejména v případě, je-li potřeba manipulovat s břemenem uprostřed haly, kam tento jeřáb nedosáhne. Z konstrukčního hlediska je zde výhoda v podobě pořád jednoduché konstrukce, obdobná jako u portálových, avšak je nutno na jedné straně vybudovat jeřábovou dráhu, jedná-li se o pohyblivý poloportálový jeřáb.

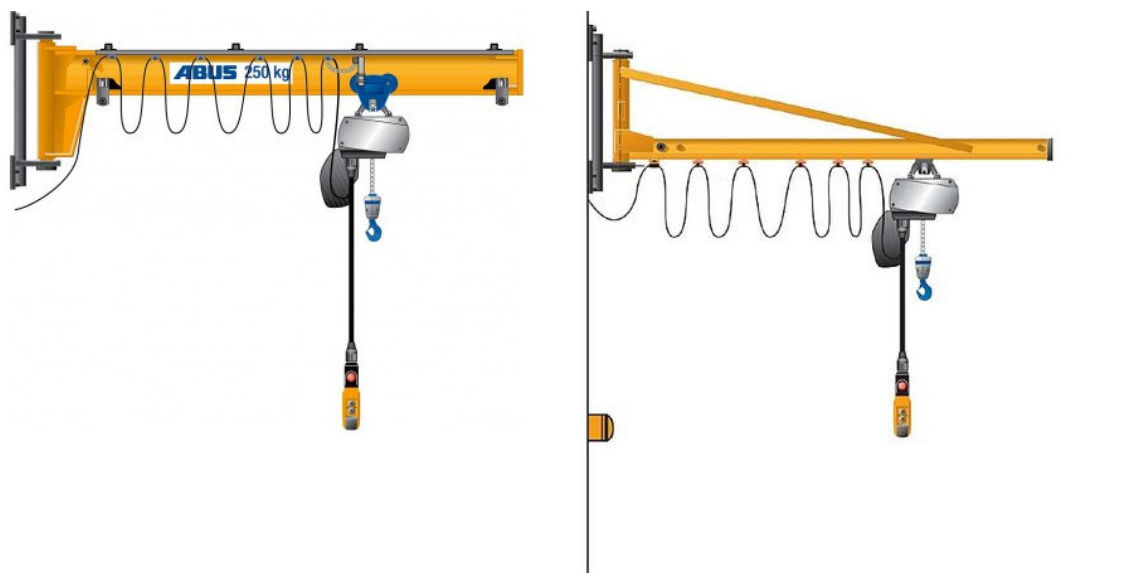


Obr. 6 3D model Poloportálového jeřábu firmy GIGA spol. s.r.o. [50]

1.4 KONZOLOVÉ JEŘÁBY

Konzolové jeřáby jsou zpravidla tvořeny konzolou, která plní nosnou funkci a otočným ramenem. Konzola jeřábu je pevně ukotvena na zeď nebo sloup haly. Základem jsou dva rozměry, a to vyložení ramene a celková výška jeřábu. Vyložení ramene je maximální možná vzdálenost od osy otáčení ramene. Celková výška jeřábu pak představuje výšku konzoly. Tento parametr je důležitý vzhledem k celkové výšce haly. Podmínkou instalace takového jeřábu je statický posudek haly. Poslední zásadním konstrukčním parametrem je rozsah otočení. Firma Tedox nabízí rozsah otáčení do 180° a nosnost od 125 do 2500 kg. Výrobou těchto jeřábů se zabývá i firma K-technik s.r.o., Niko nebo ITECO ABUS. [8]

Rozsah otáčení ovlivňuje pracovní prostor jeřábu. Jeřáby neotočné mají nejomezenější mobilitu z konzolových jeřábů. Jsou pevně fixované ke stěně, a navíc se nemohou ani otáčet. Otočné konzolové jeřáby mají pracovní prostor o něco větší díky otáčení, avšak mobilita je stále omezená a pro příležitostnou manipulaci není tento typ jeřábů vhodný. Tyto jeřáby se hodí spíše na pravidelné překládání břemen v rámci výrobního procesu. Například otočný konzolový jeřáb, který se umí otáčet o 360° může přenést výrobek s jedné haly do druhé, například z obrobny do svařovny.



Obr. 7 a 8 Zde lze vidět dvě podobná řešení konstrukce konzolových jeřábů [51,52]

Na obrázku 7 lze vidět konzolový jeřáb firmy ITECO ABUS a vpravo řešení formy TEDOX s.r.o.. Oba jeřáby mají řešení ovládání ovladačem, jsou vybaveny obdobnou jeřábovou kočkou, liší se však konzolou. Na levém obrázku je vyšší konzole, pravá konstrukce využívá konzolu nižšího I-profilu a podpůrného žebra. Konstrukce dle obrázku 7 se tedy jeví jednodušší, nepotřebuje podpůrné žebro jako konstrukce dle obrázku 8.

1.5 SLOUPOVÉ JEŘÁBY

Tyto jeřáby patří mezi nejstarší jeřáby a zároveň jsou podobné jeřábům konzolovým. Rozdíl je v tom, že výložník se otáčí, resp. může otáčet na sloupu, kdežto konzolový jeřáb je připevněn ke zdi či sloupu haly. Možnost otáčení je zde taky stejná tedy od neotočných až po plně otočné o 360°. Výložník je se u sloupových jeřábů otáčí se sloupem, ale vůči sloupu

nekoná žádný pohyb na rozdíl od jeřábů konzolových. Sloupové jeřáby existují nepohyblivé a pohyblivé. [2,9]



Obr. 9 Pojízdný otočný jeřáb firmy KPC [53]

Na obrázku 9 je vidět pojízdný otočný jeřáb výrobce KPC, určený pro manipulaci s menšími břemeny v horizontálním i vertikálním směru v dílenském prostředí. Výrobce jej nabízí s ručním i elektrickým kladkostrojem. Ruční manipulace s jeřábem je možná pouze bez břemena. Mezi hlavní části jeřábu patří podstavec se závažím, sloup a otočné rameno vyrobené z I-profilu.[10]

Zatímco neotočné a zároveň nepohyblivé jeřáby nejsou pro příležitostnou manipulaci s břemeny vhodné, z důvodu špatné mobility, pak řešení mobilního a otočného jeřábu se jeví jako vcelku vhodné řešení. Nevýhodou však je složitější konstrukce. Je nutno konstruovat sloup, pojezd a otočný mechanismus. Rovněž je třeba řádně dimenzovat nosnou konstrukci po které pojíždí kladkostroj vzhledem k tomu, že na rozdíl od jeřábu portálového chybí podpora i na druhé straně nebo oproti poloportálovému není zakotven ke stěně haly. Pro složitější konstrukci se tedy nejvíce jeví jako lepší řešení než jeřáb portálový. Hodil by se spíše pro pravidelnější manipulaci.

1.6 HYDRAULICKÉ JEŘÁBY

Nejběžnějším typem hydraulického jeřábu je tzv. žirafa. Tyto jeřáby jsou obvykle používány a vyráběny pro nosnosti do 2000 kg. Hydraulické jeřáby jsou určeny pro manipulační práce s díly, zejména s agregáty a další. Vzhledem k vyšší nosnosti jsou schopny unést i motory. Výhodou tohoto jeřábu je snadná manipulace a skladnost. Pojezd se skládá ze dvou hlavních a dvou pomocných koleček a lze s tímto jeřábem manipulovat i ve složeném stavu. Není nutné jej na místě skládat a rozkládat. Díky nízké výšce pojezdu je možné s ním zajet pod opravované vozidlo či pod polici při uskladnění. [11]

Na obrázku 10 lze vidět hydraulický pojízdný dílenský jeřáb firmy AHProfí. Tento výrobce nabízí tyto jeřáby ve dvou provedeních, a to s nosností 1000 a 2000 kg. Na obrázku je hydraulický jeřáb s nosností 2000kg, vybavený hákem s pojistkou a hydraulický systém má

rovněž pojistný ventil proti přetížení. Rozsah zdvihu je od 25 do 2300mm. Jeřáb je vybaven šesti kolečky pro snadnou manipulaci v rámci dílny a samotný jeřáb váží jen 90 kg. [12]



Obr. 10 Hydraulický jeřáb firmy AHProfí [54]

Hydraulické jeřáby splňují požadavky pro mobilitu, manipulace v rámci závodu je možná a snadná. Jsou také cenově dostupné a výhodné řešení. Nevyrábí se jen zakázkově, ale jsou skladem u některých distributorů např. MojeDílna.cz. Čili potřebujeme-li akutně menší dílenský jeřáb či manipulátor je hydraulický jeřáb vhodné řešení. Nevýhodou je složitější konstrukce složená z více tyčí. I počet koleček je zde větší než u jeřábu portálového. Asi klíčovým rozdílem je nutnost vybudování hydraulického systému u tohoto jeřábu. Hydraulický jeřáb je tedy vhodný pro dílenské občasné použití, ale jeho složitější konstrukce jej znevýhodňuje oproti portálovému jeřábu.

2 NAVÍJEDLA

Navíjedla, neboli vrátky či navijáky jsou zdvihací zařízení velmi podobná zdvihacím mechanismům jeřábů. Hlavní částí těchto zařízení je buben, na který se namotává lano či řetěz. Hlavní předností navíjedel oproti jeřábům je jejich nízká vlastní hmotnost a schopnost zvedat břemeno na několik desítek metrů, například vytahovat vodu ze studní. V menších provozech se používají vrátky ruční, existují však i elektrické. Jejich nosnost se pohybuje mezi 500 až 5000 kg. Používají se hlavně ve stavebnictví, skladech, při montážích nebo k tažení vozidel.[13,14]

2.1 NAVIJÁKY

Navijáky lze rozdělit na mobilní, lze je kamkoli přemístit a pevné, jež jsou pevně připevněny například ke stěně montážní haly. Pohon může být ruční nebo elektrický. [13,14]



Obr. 11 Elektrický naviják firmy GÜDE [55]

Na obrázku 11 je zobrazen naviják firmy GÜDE, který je firmou GÜDE vyráběn ve dvou provedeních, a to s vratnou kladkou i bez ní. Maximální tíha břemene je ve variantě s vratnou kladkou 600 kg, bez ní je pak poloviční. Stejně je to s rychlostí zdvihu, ta činí 10m/min ve verzi s vratnou kladkou bez ní pak pouze 5m/min. Využívá se pro dopravu břemen ve svislém směru zejména na větší vzdálenosti. Využití najde ve stavebnictví, možnost dopravovat materiál například na střechu stavěného domu. Mohly by teoreticky také sloužit v dílně a zvedat komponenty (třeba pantograf) na střechu vozidel, například v lokomotivním depu. Tento naviják by mohl také suplovat funkci kladkostroje, avšak je zde problém ve složitější manipulaci v horizontálním směru. Ačkoli naviják vypadá, že by mohl suplovat funkci kladkostroje, tak absence pojezdu odporuje zadání této práce.[15]



Obr. 12 ruční univerzální naviják výrobce festav [56]

Na obrázku 12 výše, lze vidět ručně poháněný naviják se zcela univerzálním použitím. Nejlepšího uplatnění najde ve stavebnictví, vhodný je zejména na přenos břemen z přívěsu či nakládání materiálu na přívěs. V případě potřeby jím lze vybavit vozidlo odtahové služby a může porouchaný automobil snadno naložit. Pro manipulaci s nepojízdným automobilem jej lze využít i pro manipulaci v rámci servisní dílny. Je to lehký univerzální manipulátor. Lano dosahuje délky 10 metrů a nosnost tohoto navijáku je 1350 kg. [16]

Pro řešení problém, tedy zdvihání ve vertikálním směru, je tento naviják sám o sobě k ničemu. Teoreticky by mohl být alternativou ke kladkostroji. Jednalo by se o řešení, kde by byl naviják připevněn k portálu. Nevýhodou tohoto řešení by byla zhoršená mobilita, protože by nebylo možné navijákem horizontálně pojezdět po portálu a bylo by nutné pojezdět s celým jeřábem.

2.2 VRÁTKY

Vrátky lze rozdělit podle konstrukce a dělba je téměř totožná s jeřáby. Existují vrátky portálové, konzolové, pozemní, pozemní otočné a lešenářské. [17]



Obr. 13,14 a 15 představují různá konstrukční řešení konzolového elektrického vrátku [57,58,59]

Na obrázcích 13,14 a 15 lze vidět různá konstrukční řešení konzolového elektrického vrátku. Obrázek 15 představuje nejsložitější konstrukci, která je složena i se zaoblených dílů.

Konstrukce 13 a 14 jsou velmi podobné až totožné s konzolovými či sloupovými jeřáby. Nevýhodou vrátků je, že zdvihací mechanismus nemůže pojíždět v horizontálním směru, což omezuje jejich pracovní prostor, proto jejich použití v dílně či opravárenství je problematické, i když jejich cena je nižší než u jeřábů. I z tohoto důvodu jsou vrátky mnohem více využívány ve stavebnictví pro vytahování stavebního materiálu na staveništi. Uvedené vrátky mají nosnost od 100 do 325 kilogramů. [18]



Obr. 16 elektrický otočný lanový vrátek firmy CAMAC [60]

Elektrický vrátek firmy CAMAC je vybaven otočnou konstrukcí, umožňuje otáčení až o 360°. Je tvořen robustní konstrukcí se třemi opěrkami a ukotvení je možno provést dvěma způsoby. První způsob je užití kotevních šroubů, tou druhou použitím tzv. protiváhy, která musí být alespoň trojnásobkem nosnosti zařízení. Výrobce poskytuje tento vrátek ve dvou variantách, a to s nosností 325 kg resp. 500 kg. Vybaven je také kabelovým ovladačem. [19]

Využití najde tento vrátek opět zejména ve stavebnictví. Výrobce uvádí nejvhodnější využití zejména na střechách, avšak i dílenské použití je teoreticky možné. Problémem může být mobilita, protože například oproti pojízdnému portálovému jeřábu není vybaven kolečky, je zde však možnost jej sestavit přímo na místě. Nevýhodou je také složitější konstrukce oproti zde již zmíněnému portálovému jeřábu, který se skládá z jednoduchého portálu, kdežto vrátek má konstrukci v podobě základního sloupu a třech podpěr. I přes nižší pořizovací cenu najde tento vrátek lepší uplatnění ve stavebnictví například při hloubení studní. [19]

3 KLADKOSTROJE

Kladkostroje jsou zdvihací zařízení, jež slouží ke zvedání a rovněž spouštění zavěšených břemen. Hlavním cílem kladkostrojů je snížit potřebnou sílu ke zvednutí daného břemena. Kladkostroje mohou být pohyblivé i nepohyblivé. Pohyblivé pak popojíždějí po dráze sestavené z I-profilu. Pohon kladkostrojů bývá ruční nebo elektrický. Kladkostroje lze také rozdělit dle konstrukce, a to na diferenciální, šnekové, násobné a s čelními koly. [13]

Tab. 1 Parametry kladkostrojů [13,20]

Druh kladkostroje	Nosnost Q [t]	Účinnost η [%]
Diferenciální	0,1-1	až 95
Násobné	0,1-3 (konopné lano) 1-8 (ocelové lano)	až 97 pro $i=2$
Šnekové	0,5-25	55-77
S čelními koly	0,25-10	75-85
Šroubové	0,5-25	55-70

3.1 DRUHY KLADKOSTROJŮ DLE KONSTRUKCE

Kladkostroje lze rozdělit podle konstrukce:

- a) diferenciální
- b) násobné
- c) šnekové
- d) s čelními koly
- e) šroubové

Diferenciální kladkostroj se skládá z horní zavěšené kladnice, jež je tvořena dvojitou kladkou různých průměrů, kdežto dolní kladnice je tvořena jen jednou kladkou. Přes kladky je vedeno lano nebo řetěz. Pohon zdvihu může být ruční nebo elektrický. [13]

Násobné kladkostroje se velmi podobají těm diferenciálním, avšak jsou zde rozdíly. Tím hlavním je použití kladek stejných průměrů, jež jsou součástí horní kladnice. Další součástí tohoto kladkostroje je pohyblivý člen, jedná se například o hák s kočkou zavěšený na laně či řetězu, následován členem nepohyblivým, který je zavěšen přímo na nosné konstrukci, např. visuté kočce. Nosnost je závislá na materiálu lana či řetězu. Na účinnost má pak přímý vliv počet kladek. Neplatí zde, že čím více kladek, tím účinnost roste, je to přesně naopak, s rostoucím počtem kladek klesá. [13]

Základním konstrukčním prvkem u šnekových kladkostrojů je šnekový převod. Šnekové kolo se spojuje s řetězovým kolem, po kterém se řetěz odvíjí. Oproti předchozím typům kladkostrojů mají nižší účinnost. [13]

Kladkostroje s čelními koly jsou tvořeny dvěma či třemi páry ozubených kol. Disponují obdobným principem jako kladkostroje šnekové, avšak místo šnekového převodu mají převod ozubený. Oproti šnekovým převodům mají vyšší účinnost. [13,20]

Posledním typem jsou kladkostroje šroubové. Jejich hlavní předností je schopnost dosáhnout při malé vlastní hmotnosti a rozměrech velkého převodu a tím ulehčit práci s břemenem. Přidáním volné kladky lze tuto přednost zdvojnásobit. Nevýhodou však je nízká účinnost těchto kladkostrojů. Ta závisí také na použitém materiálu. Funkci zvedacího členu plní nejčastěji řetěz. [20]

3.2 ELEKTRICKÉ KLADKOSTROJE

Pro zadaný problém je vzhledem k nízké požadované nosnosti (300 kg) preferován kladkostroj s elektrickým pohonem zdvihu a ručním pohonem pojezdu. Elektrický pohon je volen zejména kvůli snadnější a rychlejší manipulaci s břemeny.

3.2.1 ELEKTRICKÉ KLADKOSTROJE STAR LIFTKET

Firma TEDOX s.r.o. dodává tyto kladkostroje nejen samostatně, ale i jako součást jeřábů vlastní výroby. Hodí se ke všem možným typům dílenských jeřábů od konzolových po portálové. Jsou schopné se pohybovat nejen po přímých jeřábových drahách, ale také po drahách zakřivených. Výrobce poskytuje 4 způsoby uchycení kladkostroje k požadovanému stoju. Jedná se o uchycení pomocí hákového závěsu (nejjednodušší způsob), druhá možnost je pomocí příruby, další možnost je pojezd s ručním pohonem a nejsložitější je pojezd s elektrickým pohonem. Ten však pro zadaný problém je zbytečný, z důvodu větší finanční náročnosti. Také tento pohon kladkostroje je vhodný spíše pro větší nosnosti. [21]

Tab. 2 Parametry kladkostrojů LIFTKET [21,22]

Nosnost [kg]	Zdvih [m]	Rychlost zdvihu [m/min]	Délka řetězu [m]	Výkon motoru zdvihu [w]	Napájecí napětí [V/Hz]	Parametry nosníku	
						Výška [mm]	Šířka [mm]
160	3- 25	1,5 6	dle zdvihu	80 320	400/50	min 100	50-106
250	3-25	3-24	dle zdvihu	80-1100	400/50	min 100	50-106
320	3-25	0,75 3 10	dle zdvihu	80 320 550	400/50	min 100	50-106 50-106 66-135
400	3-25	10	dle zdvihu	750	400/50	min 100	66-135

Pozn. „ Elektrické kladkostroje STAR LIFTKET jsou dodávány v nosnostech: 125, 160, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3200, 5000, 6300 kg.“ [21]
Tabulka 2 ukazuje pouze výňatek parametrů k nosnostem blízkým požadované nosnosti.

Tab. 3 Parametry zvoleného kladkostroje LIFTKET [21,22]

Nosnost [kg]	Zdvih [m]	Rychlost zdvihu [m/min]	Délka řetězu [m]	Výkon motoru zdvihu [w]	Napájecí napětí [V/Hz]	Parametry nosníku	
						Výška [mm]	Šířka [mm]
320	3	3	4	320	400/50	min 100	50-106

Tabulka 3 obsahuje zvolené parametry požadovaného kladkostroje. Vzhledem k faktu, že výrobce nenabízí nosnost 300 kg je zvolena nosnost nejbližší vyšší, tedy 320 kg. Řešený jeřáb bude sloužit zejména v autoservisu a auta nebývají vyšší než 2 m, byla zvolena výška 3 m a z důvodu rezervy prostoru a pohodlnější manipulace s břemeny. Vzhledem k občasnému použití postačí rychlost 3 m/min a výkon 320 w. Šířka a výška nosníku bude upřesněna u pevnostního výpočtu konstrukce v další kapitole této práce.

3.2.1.1 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ STAR LIFTKET S HÁKOVÝM ZÁVĚSEM



Obr. 17 elektrický kladkostroj LIFTKET s hákovým závěsem [61]

Na sedmnáctém obrázku lze vidět elektrický kladkostroj vybavený řetězem. Na první pohled je zřejmé, že tento kladkostroj není vybaven pojezdem, což je pro řešený problém značná nevýhoda. Jediný způsob jak by mohl konat horizontální pohyb po portálu jeřábu je taková, že portál nebude z I-profilu, což je nejběžnější, ale z tyče kulatého průřezu. Z toho vyplývá, že tento kladkostroj není zcela vhodný pro řešený jeřáb.

3.2.1.2 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ STAR LIFTKET S PŘÍRUBOVÝM UCHYCENÍM



Obr. 18 elektrický kladkostroj LIFTKET s přírubovým uchycením [62]

Druhá možnost uchycení kladkostroje je pomocí příruby. Je to možné pomocí jedné nebo dvou děr. Pro nosnost 320 kg postačí pouze jedná díra. Ovšem i toto řešení není zcela vhodné pro řešený jeřáb, a to zejména z důvodu absence pojezdu. Kladkostroj by tedy musel viset na nějakém popruhu viz. obrázek 18 a horizontální manipulace po portálu by byla složitější než u pojezdu. Jedná se tedy o lepší řešení než pomocí hákového závěsu, ale není zcela vhodný pro řešený jeřáb. [21]

3.2.1.3 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ STAR LIFTKET S RUČNÍM POJEZDEM



Obr. 19 elektrický kladkostroj LIFTKET s ručním pojezdem [63]

Tento kladkostroj již splňuje parametry zadání, respektive jeho forma uchycení. Je vybavený pojezdem s ručním pohonem, jenž umožňuje pohodlnou manipulaci v horizontálním směru po portálu. Pojezd je rovněž schopen pohybu po dráze se zakřivením. Kladkostroj je také vybaven řetězem.[21]

3.2.2 KLADKOSTROJ PROCAT 300

Procat 300 je sériově vyráběný typ kladkostroje od firmy MSV. Jedná se o lano typu CK45. Zajímavostí tohoto kladkostroje je způsob odlehčení kabelu viz. obrázek 20 níže. Princip je takový, že na obou koncích kabelu jsou drobné závěsy, kterými je lano taženo. Lano je kratší než kabel, což minimalizuje riziko poškození elektroniky. Je to jednoduché řešení, které prodlužuje životnost samotného kabelu a přinese úsporu nákladů na údržbu. [23]

Tab. 3 Parametry kladkostroje Procat 300 [23]

Nosnost [kg]	Zdvih [m]	Rychlost zdvihu [m/min]	Délka lana [m]	Průměr lana [mm]	Napájecí napětí [V]	Výkon motoru zdvihu [w]	Parametry nosníku	
							Výška [mm]	Šířka [mm]
300	6	5	12	3	230	600	min 110	68-94



Obr. 20 systém ochrany kabelu a elektroniky [64]

Výhodou tohoto kladkostroje je určitě díky sériové výrobě lepší dostupnost, možnost jej mít k dispozici v řádu dní. Například distributor exponodo.cz uvádí dodání do 5 pracovních dní. Samozřejmě bude nepochybně levnější než kladkostroj LIFTKET. Nevýhodou je možná zbytečně dlouhé lano, protože 12m dlouhé u menšího dílenského jeřábu opravdu není nutné. Další nevýhodou je omezení v podobě šířky nosníku, výrobce stanovuje rozměry, pro které je zařízení určeno. Toto zařízení bude nutné využívat s kladkou, aby byla splněna požadovaná nosnost 300kg. [23]



Obr. 21 Elektrický kladkostroj PROCAT 300 [65]

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

Dle zadaných parametrů je sestaven tento návrh portálového jeřábu:

Níže popsaný koncepční návrh byl vybrán pro svou jednoduchost, nízký počet komponentů a finanční nenáročnost. Kladen je důraz na uživatelskou nenáročnost a na fakt pouze občasného užití. Nepředpokládá se tedy, že by byl tento portálový jeřáb využíván intenzivně v třísměnném provozu. Předností tohoto jeřábu je jeho mobilita. Čtyři pojezdové kladky umožní jednoduchý pohyb v rámci opravárenského provozu. Nejsou také zapotřebí žádné stavební úpravy či budování jeřábových drah.

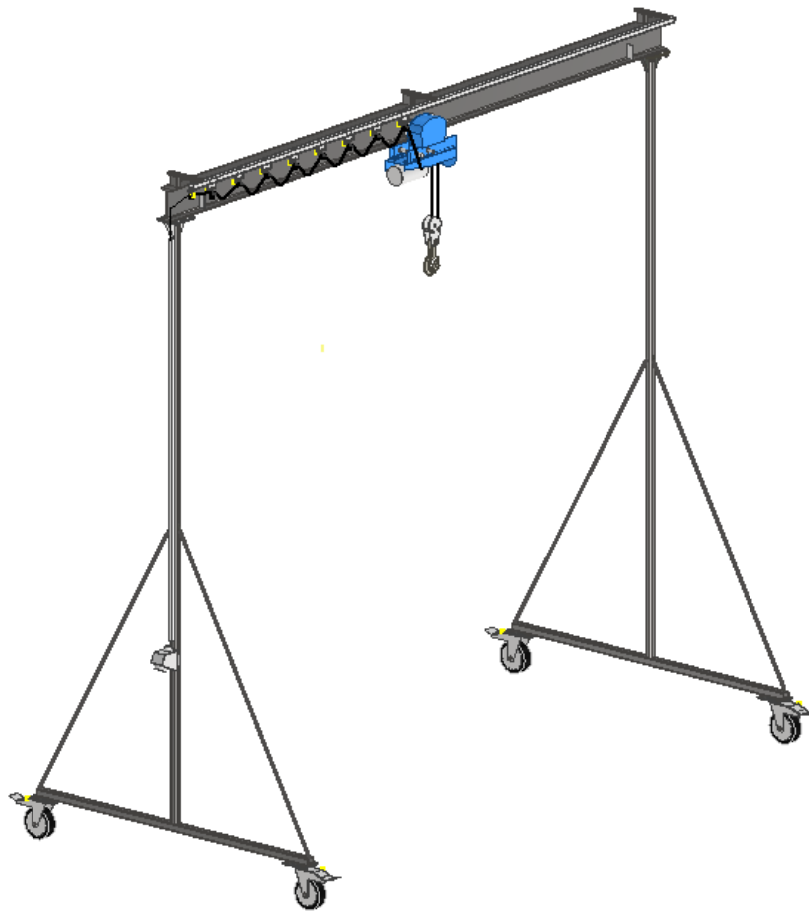
Konstrukce je částečně rozebíratelná z důvodu snadné přepravy a uskladnění. Nejvhodněji se jeví varianta v podobě tří svařenců. První svařenec tvoří nosník (I-profil) a dva plechy o šesti dírách pro šrouby. Druhý a třetí svařenec je totožný. Jedná se o nosný sloup s navařeným plechem nahoře o šesti dírách. Díry poslouží ke spojení šrouby. Dále je sloup svařen s traverzou. Ty jsou tvořeny tyčí čtvercového průřezu. Konstrukce je rovněž vyztužena dvěma trojúhelníkovými žebry mezi děrovanými plechy a nosníkem. Další výztuha je pak mezi sloupem a podvozkem pomocí tyče, jež může sloužit i jako madlo a usnadní tak manipulaci.

Dále je jeřáb vybaven kladkostrojem s ručním pohonem pojezdu a elektrickým pohonem zdvihu. Kladkostroj je řešen formou subdodávky, nebude zde nijak počítán, pouze bude zdůvodněna volba.

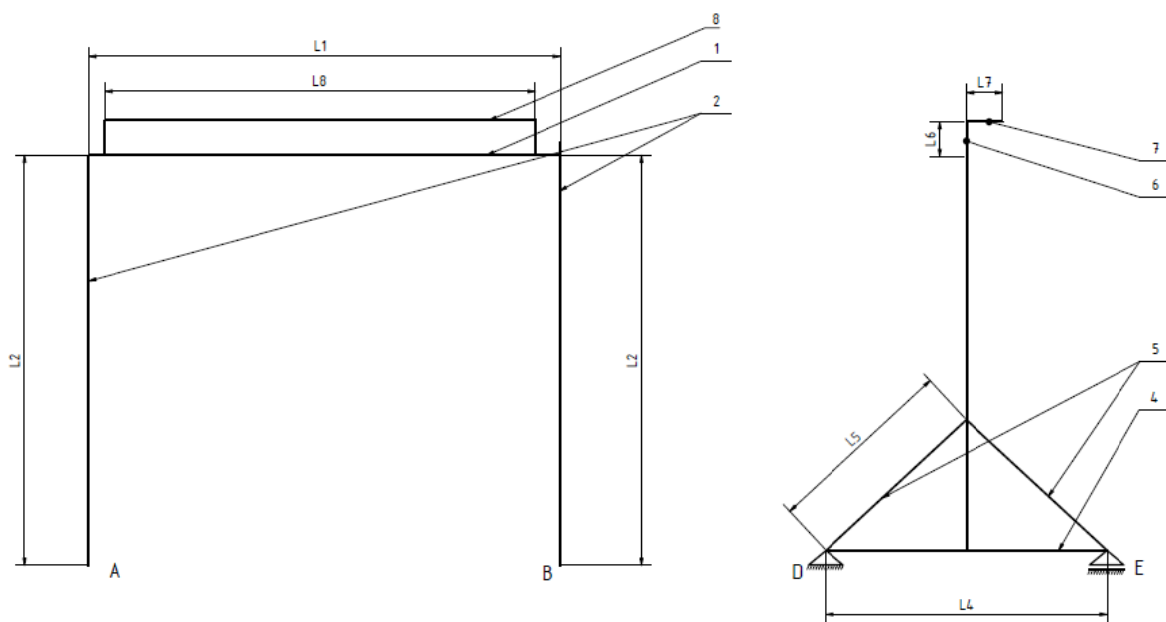
Pojezdové kladky jsou zvoleny z katalogu výrobce a jsou řádně dimenzovány pro dané zdvihací zařízení. Rovněž je proveden výpočet únosnosti.

Dle výběru z norem byl zvolen materiál I-profilů a tyčí S355J2, který splňuje pevnostní požadavky, je vhodný ke svařování a je schopen pracovat při teplotách od - 50 °C do 400°C což dostačuje pro podmínky opravárenského provozu. [24]

Vyřešit je zapotřebí také kabeláž. Tu zajistí vyráběné kolejničky NIKO. Od téhož výrobce budou použity také kabelové vodící kladky a to jak pojízdné tak jedna pevná koncová. Z jeřábového mostu k zásuvce vedení kabele zajistí kabelová plastová lišta. Vedení kolejniček musí být zvednuto na I-profil z důvodu kolize kladek s kladkostrojem. To zajistí čtvercové profily. Zapotřební je také vyřešit uchycení zásuvky. Ze zvažovaných variant byla vybrána varianta přivařeného plechu, na který se zásuvka přišroubuje. [41,42]



Obr. 22 Vizualizace jeřábu



Obr. 23 Schéma výpočtového modelu

Tab. 4 Parametry navrhovaného jeřábu

Pozice	Název	rozměr]	Hodnota rozměru [mm]
1	Jeřabový most	L1	3600
2	Stojna	L2	3000
4	Podvozek	L4	1700
5	Vzpěra	L5	1714
6	Pilíř pro uchycení kolejničky	L6	50
7	Uchycení kolejničky	L7	200
8	Kolejnička	L8	3500

Vzhledem k předpokládanému využití v opravárenství, do kterého spadá i servis automobilů jsou rozměry L_1 a L_2 voleny tak, aby bylo možné navrhovaný jeřáb využít pro manipulaci s komponenty automobilu a automobil mohl být umístěn pod jeřábem. Dle vyhlášky č.209/2018 Sb. § 7 jsou největší povolená šířka vozidla 2,55m. Návrh tedy počítá s rezervou a umožňuje univerzálnější využití. [25]

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HLAVNÍCH KOMPONENT

Pevnostní výpočet je rozdělen na 3 části (portál jeřábu, podvozek, šrouby a svary). U pevnostního výpočtu je aplikována následující úvaha. Jeřáb stojí na 4 zabrzděných kolech, nauvažuje se překlopení. Pojezdové kladky jsou chápány jako podpory a podvozek je následně vyšetřován jako rovinný nosník na dvou podporách. U spojení rámu a podvozku, se na obou koncích uvažují rotační vazby (popřípadě rotační vazba a podpora), z důvodu přenášení sil v obou osách.

5.1 PORTÁL JEŘÁBU

Portál jeřábu je pro zjednodušení počítán jako rovinný rám, zatížený tíhou břemene, tíhou kladkostroje a vlastní tíhou všech tří prutů. Úloha se významně zjednodušuje svou symetrií. Rám je počítán ve dvou variantách. V první variantě se uvažují na obou koncích rámu rotační vazby, z nich každá odebírá 2° volnosti. Úloha je tedy 1x staticky neurčitá. Pro řešení je nejjednodušší využít silovou metodu, jež bývá pro obdobné výpočty staticky neurčitých konstrukcí využívána. Druhá varianta uvažuje vazbu rotační a posuvnou ze předpokladu nulového zatížení v horizontálním směru, reakce ve směru osy x je tedy nulová.

5.1.1 VSTUPNÍ HODNOTY

Tab. 5 Zadané Parametry navrhovaného jeřábu

Hodnota	Popis hodnoty	Popis hodnoty	norma
L_1	3600 mm	Délka jeřábového mostu	Zvolená hodnota
m_{1n}	17,9 kg/m	Hmotnost 1m délky I-profilu	ČSN 425550
L_2	3000 mm	Výška stojny jeřábu	Zvolená hodnota
m_{2n}	5,12 kg/m	Hmotnost 1m délky tyče	ČSN 425720
E	206 000 MPa	Modul pružnosti	norma
Re	355 MPa	Mez kluzu	norma
m_b	300 Kg	Hmotnost břemene	Zadaná hodnota
m_k	30 Kg	Hmotnost kladkostroje	Údaj výrobce
g	9,81 m·s ⁻²	Tíhové zrychlení	

V tabulkách 6 a 7 lze najít podrobnější informace k tyčím, z nichž se skládá rám jeřábu.

Tab. 6 hodnoty I-profilu dle ČSN 425550 [26,35]

Označení průřezu I	b_1 [mm]	h_1 [mm]	t_1 [mm]	t_{2l} [mm]	J_{1x} [mm ⁴]	J_{1y} [mm ⁴]	W_{1x} [mm ³]	W_{1y} [mm ³]	m_{1n} [kg]
160	74	160	6,3	9,5	9 350 000	547 000	117 000	14 800	17,9

Ve výpočtech budou uvažovány pouze kvadratické a statické momenty k ose y.

Tab. 7 hodnoty pro trubku čtvercového průřezu dle ČSN 425720 [26,35]

Tyč čtvercového průřezu						
a_2 [mm]	t_{2t} [mm]	R_2 [mm]	m_{2n} [Kg]	J_2 [mm ⁴]	S_2 [mm ²]	W_2 [mm ³]
40	5	10	5,12	122600	636	6130

Určení zatěžujících sil:

Pro určení zatěžujících se použijí tíha břemene a kladkostroje. Ty jsou dány vztahy:

$$Fb = m_b \cdot g \quad [\text{N}] \quad (1)$$

$$Fb = 300 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

$$Fk = m_k \cdot g \quad [\text{N}] \quad (2)$$

$$Fk = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

Do výpočtu návrhové síly je nutné ještě přenásobit bezpečnostními koeficienty dle ČSN EN 13001-2. Vzhledem k charakteru daného zařízení a prostředí, ve kterém bude užíváno, se uvažují pouze koeficienty bezpečností vycházející z pravidelného zatěžování daného jeřábu. [36]

Určení součinitele Φ_1

Tento součinitel uvažuje účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu. Navrhovaný jeřáb patří do třídy MDC1 dle této normy. [36]

$$\Phi_1 = 1 + \delta \quad [-] \quad (3)$$

$$\Phi_1 = 1 + 0,05 = 1,05$$

Kde:

Φ_1 ... součinitel účinku při zdvihání a gravitační síly působící na hmotnost jeřábu [-]

δ ... zvolená hodnota dle charakteru konstrukce jeřábu (přípustné hodnoty jsou $\langle 0,1 \rangle$ [-]

Vzorec dle [36]

Určení součinitele Φ_2

Tento součinitel se zabývá zdvihání volně ležícího břemene. Zohledňuje účinky kmitání, jež při zdvihu vznikají. Pro jeho určení je zapotřebí znát rychlost zdvihu kladkostroje, zbylé koeficienty dle rovnice (5) vychází z ČSN EN 13001-2. [36]

$$\Phi_2 = \Phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h \quad [-] \quad (4)$$

$$\Phi_2 = 1,05 + 0,17 \cdot 0,083 = 1,064$$

Kde:

Φ_2 ... součinitel zdvihání volně ležícího břemene [-]

Φ_{2min} ... koeficient dle Tab 2 dle [36] [-]

β_2 ... koeficient dle Tab 2 dle [36]

v_h ... rychlost zdvihu kladkostroje dle [23] [$m \cdot s^{-1}$]

Celkové silové zatížení se pak určí součtem sil F a F_k .

$$Fv = (F_b + F_k) \cdot \Phi_1 \cdot \Phi_2 \quad [N] \quad (5)$$

$$Fv = (2943 + 294,3) \cdot 1,05 \cdot 1,064 = 3\,617\, N$$

Vzorec dle [27,36]

Určení vlastní tíhy prutů:

V případě nosníku tvořeného I-profilem se vlastní uvažuje jako liniové zatížení po celé délce prutu:

$$q_1 = m_{1n} \cdot g \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (6)$$

$$q_1 = 17,9 \cdot 3600 = 64,44\, Kg$$

Vzorec dle [27]

U svislých sloupů se uvažuje síla působící rovnoběžně se střednicí prutu. Tato síla se v rovnicích statické rovnováhy projevuje jako síla, při řešení VVÚ se pak chová jako liniové zatížení v normálovém směru. [27]

$$m_2 = m_{2n} \cdot L_2 \quad [\text{kg}] \quad (7)$$

$$m_2 = 5,12 \cdot 3000 = 20,07 \text{ Kg}$$

Vzorec dle [27]

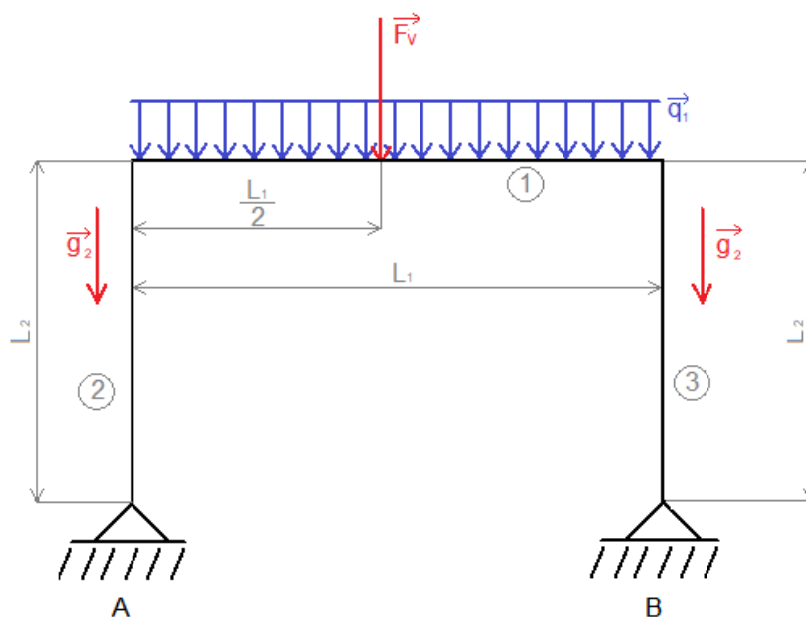
$$F_{g2} = m_2 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$F_{g2} = 20,07 \cdot 9,81 = 196,887 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

5.1.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET STATICKY NEURČITÉ KONSTRUKCE

Pro její výpočet se využije silová metoda, která je jednou se základních výpočetních metod, určených k řešení staticky neurčitých prutových konstrukcí. Silová metoda je vhodná pro řešení jednoduchých prutových konstrukcí s malým stupněm statické neurčitosti, což zadaný problém splňuje. Princip této metody spočívá v tom, že se definuje základní sestava, staticky určitá konstrukce a určí se deformační podmínky. Z těch se určí soustava lineárních rovnic a vyjádří se hodnoty staticky neurčitých veličin. Následně se z rovnic statické rovnováhy určí zbylé reakce. [28]



Obr. 26 Rám portálového jeřábu-výpočtový model

5.1.2.1 URČENÍ STATICKÉ URČITOSTI

$$n_s = (n - 3) + 3 \cdot u - p_k \quad [-] \quad (9)$$

$$n_s = (4 - 3) + 3 \cdot 0 - 0 = 1$$

Vzorec dle [28]

5.1.2.2 DEFORMAČNÍ PODMÍNKY

$$u_b = \delta_1 = 0 \quad (10)$$

$$X_1 = 1 \quad [\text{N}] \quad (11)$$

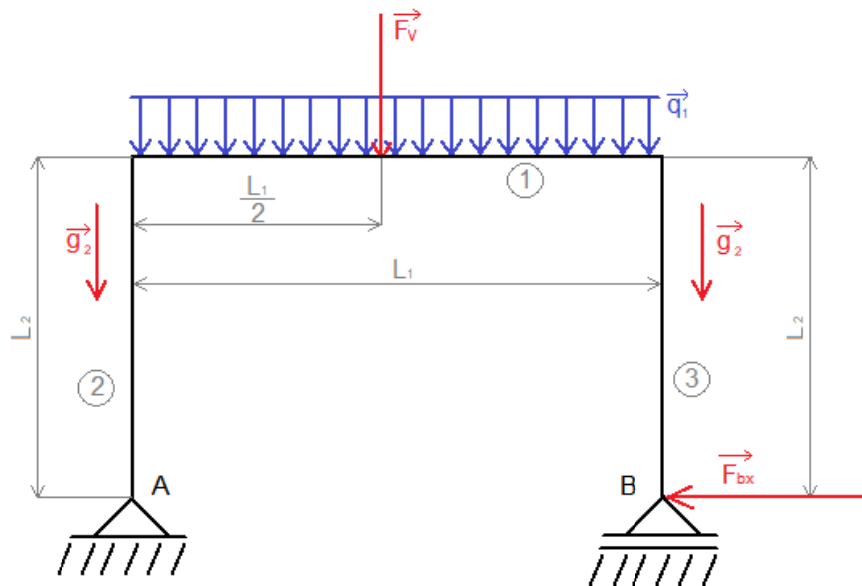
Kde:

u_b ... posunutí v bodě B (vychází z deformační podmínky)

δ_1 ... přetvárný součinitel 1.stavu [$\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}$]

X_1 ... neznámá reakční síla [N]

Vzorec dle [28]

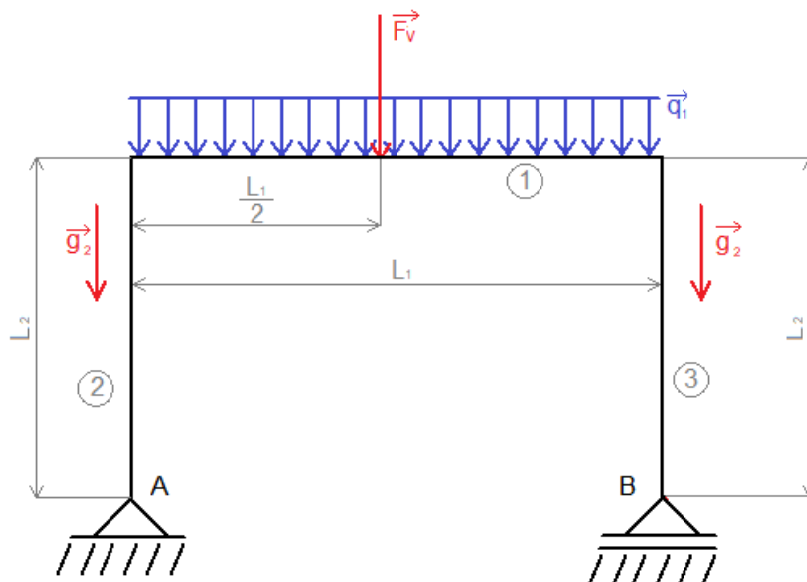


Obr. 27 Základní sestava rámu po odstranění statické neurčitosti

Úloha je 1x staticky neurčitá což znamená 2stavy. 0.stav jenž uvažuje zatížení prutové soustavy a 1. stav kde se vyšetří jednotková síla dle deformační podmínky.

5.1.2.3 VYŠETŘENÍ 0.STAVU

V tomto stavu se uvažuje staticky určitou konstrukci se zatížením. Nejprve se vyjádří z rovnic statické rovnováhy reakční síly a následně se určí výsledné vnitřní účinky.



Obr. 28 Výpočtové schéma 0.stavu

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_{ax0} = 0 \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{az0} - 2 \cdot F_{g2} - q_1 \cdot L_1 - F_v - F_{bz0} = 0 \quad [\text{N}] \quad (13)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$-\frac{q_1 \cdot L_1}{2} - F_v \cdot \frac{L_1}{2} - F_{g2} \cdot L_1 + F_{bz0} \cdot L_1 = 0 \quad [\text{N}] \quad (14)$$

Z rovnic statické rovnováhy se vyjádří neznámé reakční síly F_{az0} a F_{bz0} .

$$F_{bz0} = \frac{\frac{q_1 \cdot L_1^2}{2} + F_v \cdot \frac{L_1}{2} + F_{g2} \cdot L_1}{L_1} \quad [\text{N}] \quad (15)$$

$$F_{bz0} = \frac{\frac{0,176 \cdot 3600^2}{2} + 3617 \cdot \frac{3600}{2} + 150,682 \cdot 3600}{3600}$$

$$F_{bz0} = 2\,275 \text{ N}$$

$$F_{az0} = 2 \cdot F_{g2} + q_1 \cdot L_1 + F_v - F_{bz0} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$F_{az0} = 2 \cdot 150,682 + 0,176 \cdot 3600 + 3617 - 2275$$

$$F_{az0} = 2\,275 \text{ N}$$

Určení VVÚ:

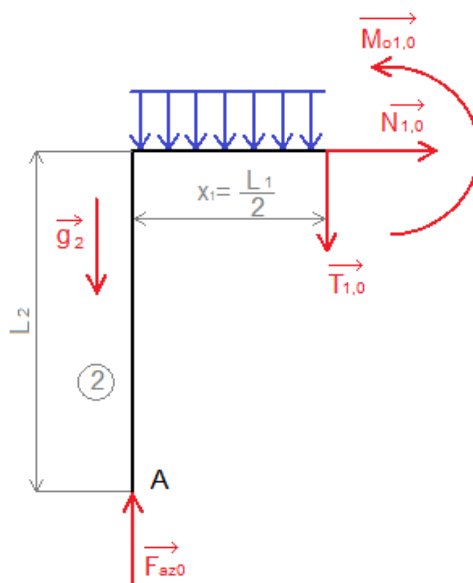
$$x_{10} \in \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$M_{o10} = F_{bz0} \cdot x_{10} - F_{g2} \cdot x_{10} - \frac{q_1 \cdot x_{10}^2}{2} \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$M_{o10} = 2275 \cdot 1800 - 150,682 \cdot 1800 - \frac{0,176 \cdot 3600^2}{2}$$

$$M_{o10} = 3\,540\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27,28]

Obr. 29 Schéma řezu x_{10} VVÚ v nultém stavu

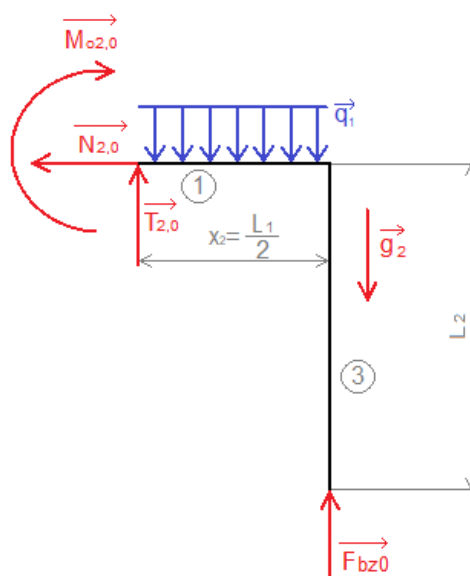
$$x_{20} \in \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$M_{o20} = F_{az0} \cdot x_{20} - F_{g2} \cdot x_{20} - \frac{q_1 \cdot x_{20}^2}{2} \quad [\text{N}] \quad (18)$$

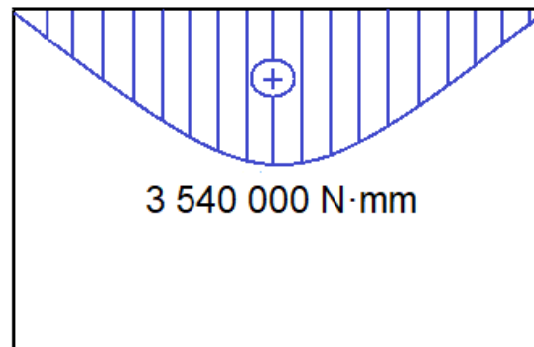
$$M_{o20} = 2275 \cdot 1800 - 150,682 \cdot 1800 - \frac{0,176 \cdot 3600^2}{2}$$

$$M_{o20} = 3\,540\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27,28]

Obr. 30 Schéma řezu x_{20} VVÚ v nultém stavu

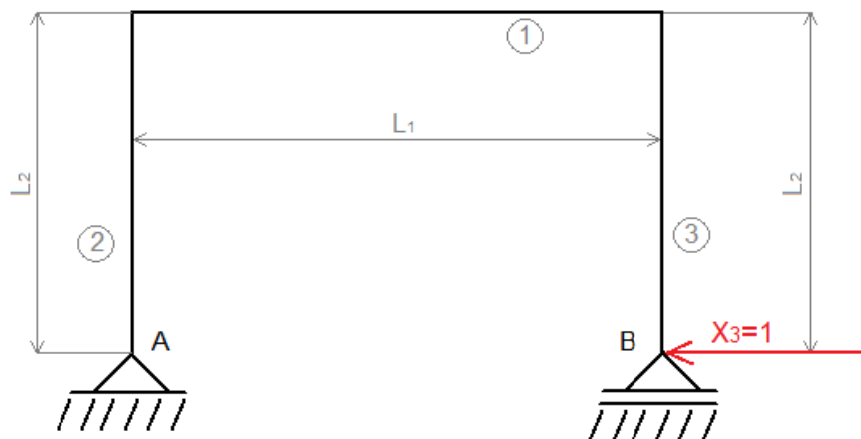
Výsledný průběh Ohybového momentu v nultém stavu, vychází dle očekávání. Největší moment se nachází uprostřed v místě působení tíhy břemene a kladkostroje.



Obr. 31 Průběh ohybového momentu v nultém stavu

5.1.2.4 VYŠETŘENÍ 1.STAVU

V tomto jsou uvažovány pouze vazby základní soustavy a jejich reakční síly a jednotková síla F_{bx} , jež vychází z deformační podmínky. Postup je shodný s nultým stavem.



Obr. 32 výpočtové schéma 1.stavu

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_{ax1} = F_{bx1} \quad [N] \quad (19)$$

$$F_{ax1} = 1 N$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{az1} = 0 \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$F_{bz1} = 0 \quad [\text{N}] \quad (21)$$

Vzorec dle [27,28]

Určení VVÚ:

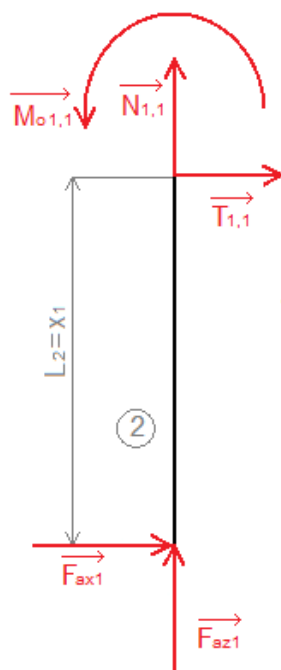
$$x_{11} \in \left\langle 0; \frac{L_2}{2} \right\rangle$$

$$M_{o11} = -F_{ax1} \cdot x_{11} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (22)$$

$$M_{o11} = -1 \cdot 3000$$

$$M_{o11} = -3\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27,28]



Obr. 33 Schéma řezu x_{11} VVÚ v prvním stavu

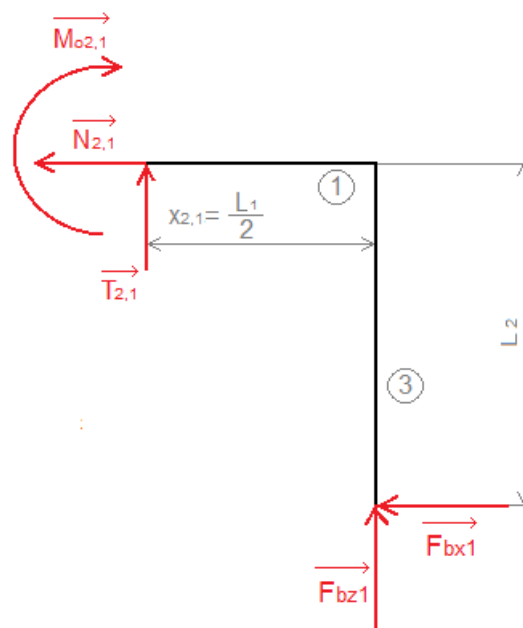
$$x_{12} \in \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$M_{o_{21}} = -F_{bx1} \cdot L_2 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (23)$$

$$M_{o_{21}} = -1 \cdot 3000$$

$$M_{o_{21}} = -3\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27,28]



Obr. 34 Schéma řezu x_{12} $VV\dot{U}$ v prvním stavu

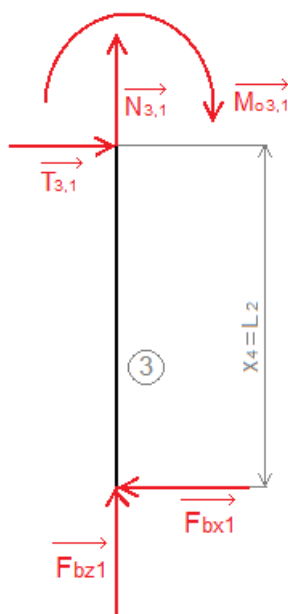
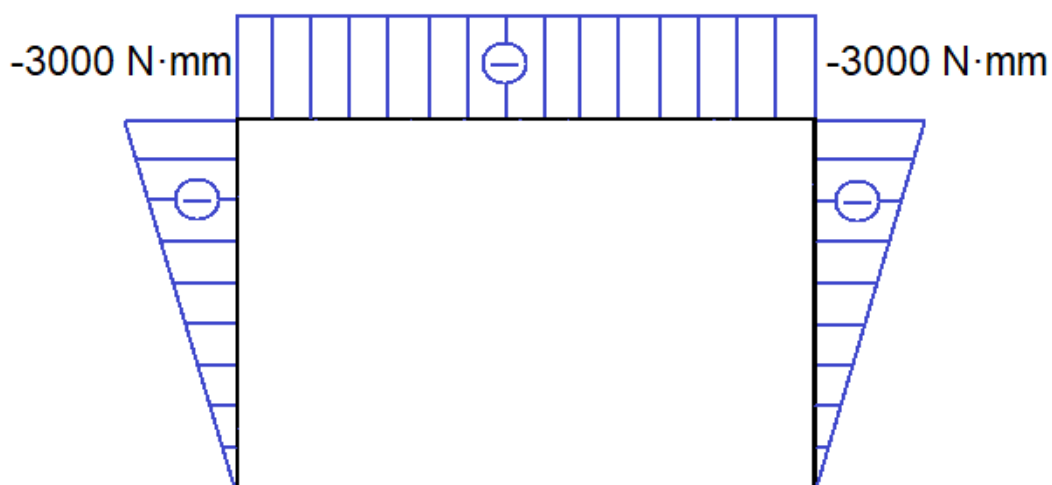
$$x_{13} \in \left\langle 0; \frac{L_2}{2} \right\rangle$$

$$M_{o_{31}} = -F_{bx1} \cdot x_{13} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (24)$$

$$M_{o_{31}} = -1 \cdot 3000$$

$$M_{o_{31}} = -3\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27,28]

Obr. 35 Schéma řezu x_{13} VVÚ v prvním stavu

Obr. 36 průběh ohybového momentu v prvním stavu

5.1.2.5 URČENÍ DEFORMAČNÍCH PARAMETRŮ

$$\delta_{11} = 2 \cdot \left(\frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \frac{1}{3} \cdot M_{o31}^2 \cdot L_2 \right) + \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot M_{o31}^2 \cdot L_1 \quad [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}] \quad (25)$$

$$\delta_{11} = 2 \cdot \left(\frac{1}{206\,000 \cdot 122\,600} \cdot \frac{1}{3} \cdot (-3000)^2 \cdot 3000 \right) + \frac{1}{206\,000 \cdot 547\,000} \cdot (-3000)^2 \cdot 3600$$

$$\delta_{11} = 1 \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1}$$

Kde:

δ_{11} ...přetvárný součinitel 1.stavu [mm·N⁻¹]

$\frac{1}{3} \cdot Mo_{31}^2 \cdot L_2$... vychází z tabulky řešených integrálů 14-3 str.43 dle [28]

$Mo_{31}^2 \cdot L_1$... vychází z tabulky řešených integrálů 14-3 str.43 dle [28]

E ... modul pružnosti [MPa] dle [26]

J_1 ... kvadratický moment průřezu 1 [mm⁴] dle [26]

J_2 ... výsledný kvadratický moment průřezu 2 [mm⁴]

L_1 ... celková délka prutu 1 [mm]

L_2 ... celková délka prutu 2 a 3 [mm]

Mo_{13} ... ohybový moment řezu 3 stavu 1 [N·mm]

Výsledný vztah dle [28]

$$\delta_{10} = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \frac{2}{3} \cdot Mo_{31} \cdot Mo_{20} \cdot L_1 \quad [\text{mm}] \quad (26)$$

$$\delta_{10} = \frac{1}{206\,000 \cdot 547\,000} \cdot \frac{2}{3} \cdot (-3000) \cdot 3\,169\,000 \cdot 3600$$

$$\delta_{10} = -226,84 \text{ mm}$$

Kde:

δ_{10} ...přetvárný součinitel 0.stavu [mm·N⁻¹]

$\frac{2}{3} \cdot Mo_{31} \cdot Mo_{20} \cdot L_1$... vychází z tabulky řešených integrálů 14-3 str.43 dle [28]

E ... modul pružnosti [MPa] dle [26]

J_1 ... kvadratický moment průřezu 1 [mm⁴] dle [26]

L_1 ... celková délka prutu 1 [mm]

Mo_{31} ... ohybový moment řezu 3 stavu 1 [N·mm]

Mo_{20} ... ohybový moment řezu 2 stavu 0 [N·mm]

Výsledný vztah dle [28]

Vypočtené hodnoty δ_{10} a δ_{11} je vhodné ještě přenásobit součinitelem přetvárné deformace. Součinitel nabývá hodnoty $10^{-3} \cdot E$. [37]

$$\delta'_{11} = 10^{-3} \cdot E \cdot \delta_{11} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (27)$$

$$\delta'_{11} = 10^{-3} \cdot 206\,000 \cdot 1 = 206,051 \frac{1}{mm}$$

$$\delta'_{10} = 10^{-3} \cdot E \cdot \delta_{10} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (28)$$

$$\delta'_{10} = 10^{-3} \cdot 206\,000 \cdot (-226,84) = -46\,590 \frac{N}{mm}$$

5.1.2.6 VYPOČTENÍ NEZNÁMÉ SÍLY F_{bx}

Nyní postačí vyjádřit z přetvárné rovnice neznámou X_1 , jež je hledanou neznámou reakční silou.

$$\delta'_{11} \cdot X_1 + \delta'_{10} = 0 \quad [-] \quad (29)$$

Po vyjádření X_1 je získán tvar:

$$X_1 = \frac{-\delta'_{10}}{\delta'_{11}} \quad [N] \quad (30)$$

$$X_1 = \frac{46\,590}{206,051} = -226,128 \text{ N}$$

Kde:

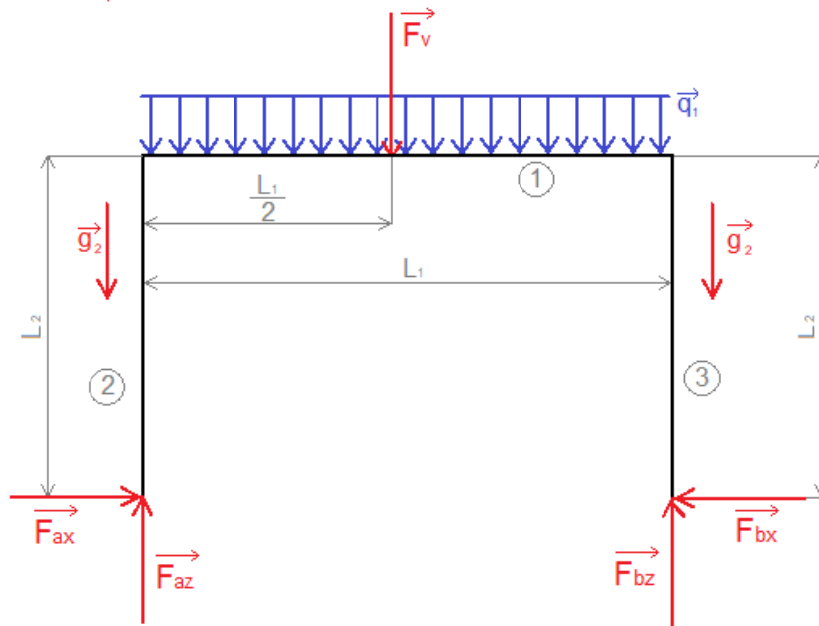
δ'_{11} ... deformační parametr 1.stavu [$1 \cdot mm^{-1}$]

X_1 ... neznámá jednotková síla [N]

δ'_{10} ... deformační parametr 0.stavu [$N \cdot mm^{-1}$]

Vzorec dle [28]

5.1.2.7 DOPOČTENÍ ZBYLÝCH REAKČNÍCH SIL Z ROVNIC STATICKÉ ROVNOVÁHY



Obr. 37 Úplné uvolnění rámu

Rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_{ax} - F_{bx} = 0 \quad [\text{N}] \quad (31)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{az} - 2 \cdot F_{g2} - q_1 \cdot L_1 - F_v + F_{bz} = 0 \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$-\frac{q_1 \cdot L_1}{2} - F_v \cdot \frac{L_1}{2} - F_{g2} \cdot L_1 + F_{bz0} \cdot L_1 = 0 \quad [\text{N}] \quad (33)$$

Z rovnice statické rovnováhy se vyjádří neznámé reakční síly F_{ax} , F_{bx} a F_{az} .

$$F_{ax} = F_{bx} = 226,128 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{bz} = \frac{\frac{q_1 \cdot L_1^2}{2} + F_v \cdot \frac{L_1}{2} + F_{g2} \cdot L_1}{L_1} \quad [\text{N}] \quad (35)$$

$$F_{bz} = \frac{\frac{0,176 \cdot 3600^2}{2} + 3617 \cdot \frac{3600}{2} + 150,682 \cdot 3600}{3600}$$

$$F_{bz} = 2275 \text{ N}$$

$$F_{az} = 2 \cdot F_{g2} + q_1 \cdot L_1 + F_v - F_{bz} \quad [\text{N}] \quad (36)$$

$$F_{az} = 2 \cdot 150,682 + 0,176 \cdot 3600 + 3617 - 2275$$

$$F_{az} = 2275 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

5.1.2.8 URČENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_1 = \langle 0; L_2 \rangle$$

$$N_1 = -F_{Az} + F_{g2} \quad [\text{N}] \quad (37)$$

$$N_1 = -2275 + 150,682$$

$$N_1 = -2125 \text{ N}$$

$$T_1 = -F_{Ax} \quad [\text{N}] \quad (38)$$

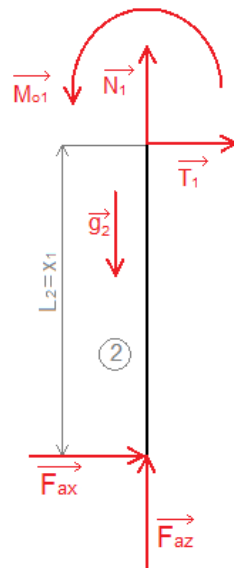
$$T_1 = -226,128 \text{ N}$$

$$Mo_1 = -F_{Bx} \cdot x_1 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (39)$$

$$Mo_1 = -226,128 \cdot 3000$$

$$Mo_1 = -678\,400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]


 Obr. 38 řez VVÚ x_1

$$x_2 = \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$N_2 = -F_{ax} \quad [\text{N}] \quad (40)$$

$$N_2 = -226,128 \text{ N}$$

$$T_2 = F_{az} - F_{g2} - q_1 \cdot L_1 \quad [\text{N}] \quad (41)$$

$$T_2 = 2275 - 150,682 - 0,176 \cdot 3600$$

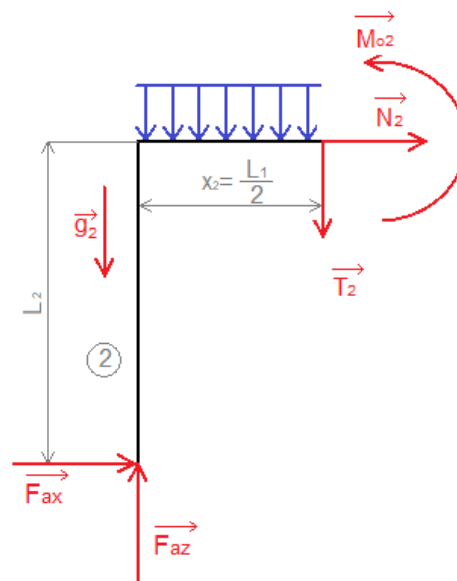
$$T_2 = 1809 \text{ N}$$

$$M_{o2} = -F_{ax} \cdot L_2 + F_{az} \cdot x_2 - F_{g2} \cdot x_2 - \frac{q_1 \cdot x_2^2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (42)$$

$$M_{o2} = -226,128 \cdot 3000 + 2275 \cdot 1800 - 150,682 - \frac{0,176 \cdot 1800^2}{2}$$

$$M_{o2} = 2\,861\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]

Obr. 39 řez VVÚ x_2

$$x_3 = \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$N_3 = -F_{bx} \quad [\text{N}] \quad (43)$$

$$N_3 = -226,128 \text{ N}$$

$$T_3 = -F_{bz} - F_{g2} - q_1 \cdot L_1 \quad [\text{N}] \quad (44)$$

$$T_3 = -2275 - 150,682 - 0,176 \cdot 3600$$

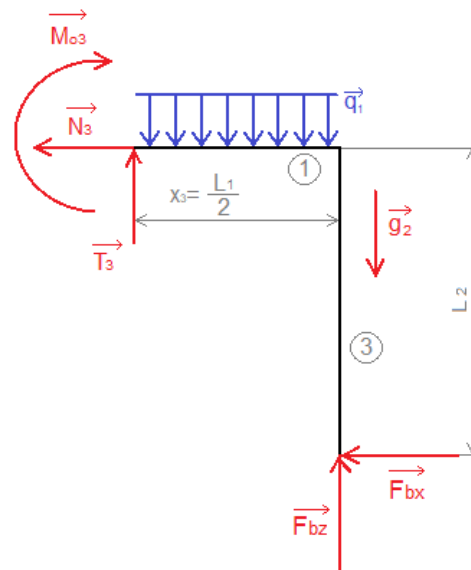
$$T_3 = -1809 \text{ N}$$

$$M_{o3} = -F_{Bx} \cdot L_2 + F_{Bz} \cdot x_3 - F_{g2} \cdot x_3 - \frac{q_1 \cdot x_3^2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (45)$$

$$M_{o3} = -230,454 \cdot 3000 + 2275 \cdot 1800 - 150,682 - \frac{0,176 \cdot 1800^2}{2}$$

$$M_{o3} = 2\,861\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]


 Obr. 40 řez VVÚ x_3

$$x_4 = \langle 0; L_2 \rangle$$

$$N_4 = -F_{bz} + F_{g2} \quad [\text{N}] \quad (46)$$

$$N_4 = -2275 + 150,682$$

$$N_4 = -2125 \text{ N}$$

$$T_4 = -F_{bx} \quad [\text{N}] \quad (47)$$

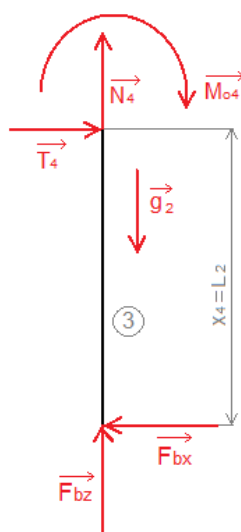
$$T_4 = -226,128 \text{ N}$$

$$M_{o4} = -F_{bx} \cdot x_4 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (48)$$

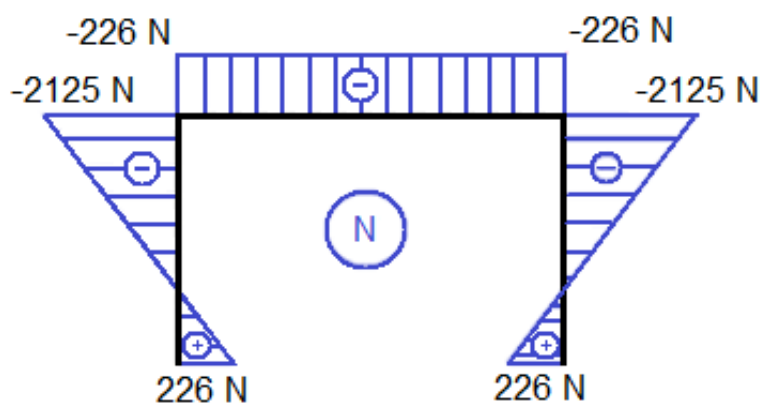
$$M_{o4} = -226,128 \cdot 3000$$

$$M_{o4} = -678\,400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

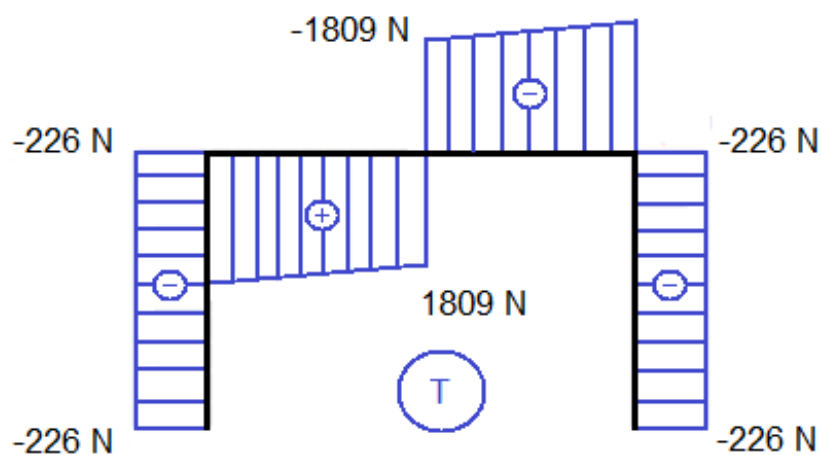
Vzorec dle [27]

Obr. 41 řez VVÚ x_4

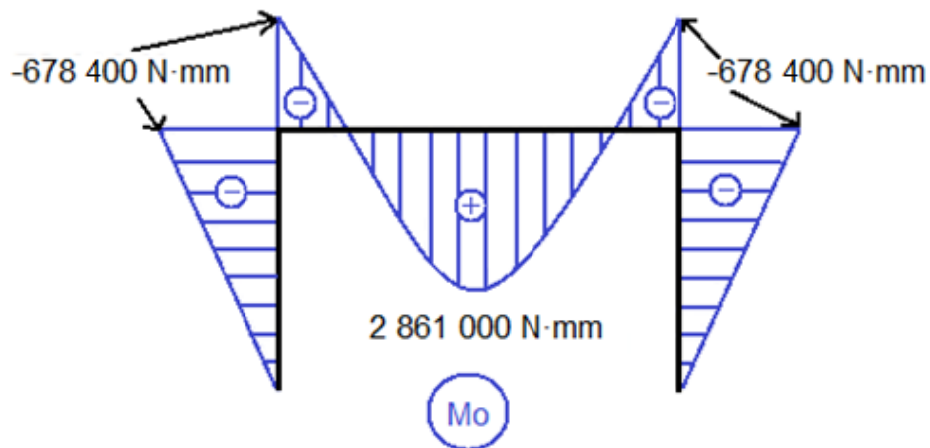
Výsledný průběh VVÚ:



Obr. 42 výsledný průběh normálových sil VVÚ při řešení silovou metodou



Obr. 43 výsledný průběh posouvajících sil VVÚ při řešení silovou metodou

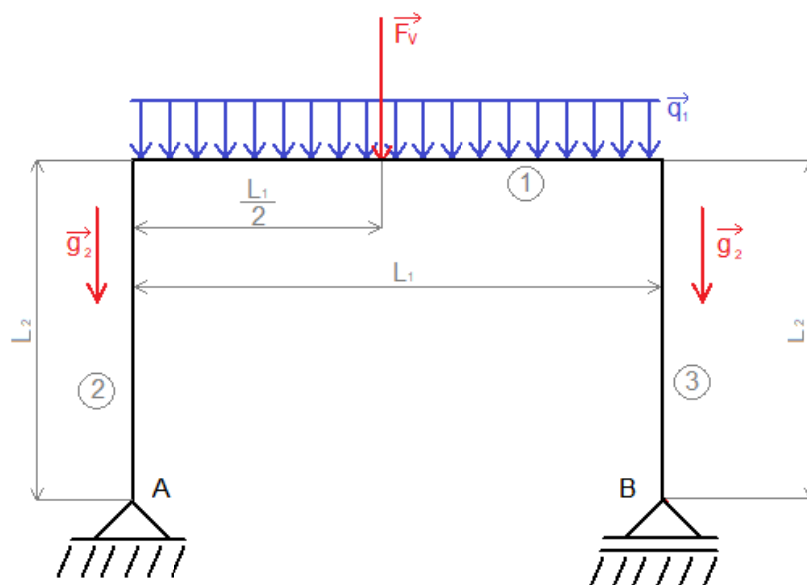


Obr. 44 výsledný průběh ohybového momentu $VV\dot{U}$ při řešení silovou metodou

Z obrázků je patrné, že největší moment nastává v místě působení tíhy břemene a kladkostroje. Pruty 1, 2 a 3 bude nutné zkontrolovat na ohyb vůči meznímu stavu pružnosti. Pruty 2 a 3 ještě pro jistotu budou zkontrolovány na vzpěr vůči meznímu stavu vzpěrné stability.

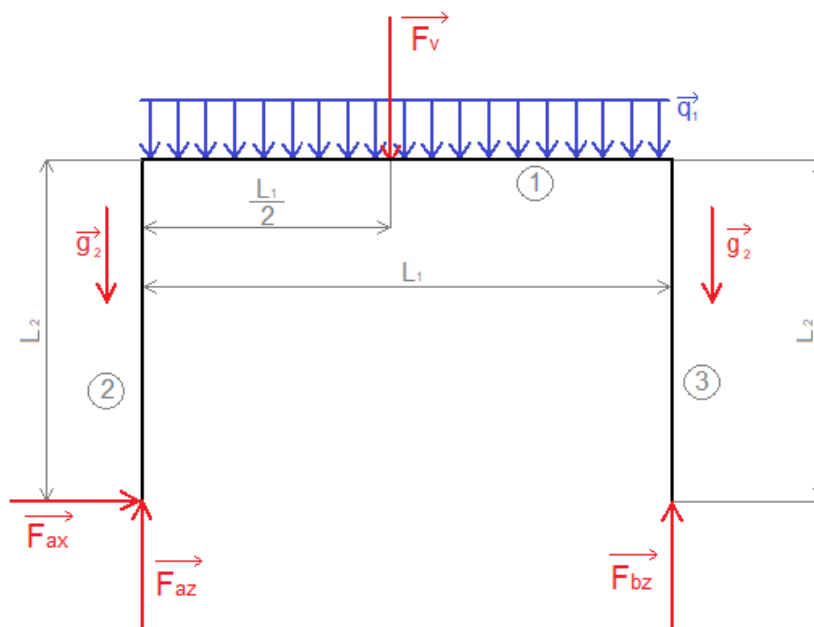
5.1.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET STATICKY URČITÉ KONSTRUKCE

Při této variantě výpočtu se zanedbává vliv horizontálních sil ve vazbách. Tento výpočet je proveden pro stav, kdy je břemeno převáženo pojezdem jeřábu. V tomto režimu nelze předpokládat vznik horizontální reakce kolmé na směr pojezdu mezi koly a podlahou. Jedná se tedy o výpočtový model staticky určité konstrukce.



Obr. 45 Výpočtové schéma

5.1.3.1 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY



Obr. 46 Úplné uvolnění rámu

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0$$

$$F_{ax} = 0 \quad [\text{N}] \quad (49)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{az} - 2 \cdot F_{g2} - q_1 \cdot L_1 - F_v - F_{bz} = 0 \quad [\text{N}] \quad (50)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0$$

$$-\frac{q_1 \cdot L_1}{2} - F_v \cdot \frac{L_1}{2} - F_{g2} \cdot L_1 + F_{bz} \cdot L_1 = 0 \quad [\text{N}] \quad (51)$$

Z rovnic statické rovnováhy se vyjádří neznámé reakční síly F_{az} a F_{bz} .

$$F_{bz} = \frac{\frac{q_1 \cdot L_1^2}{2} + F_v \cdot \frac{L_1}{2} + F_{g2} \cdot L_1}{L_1} \quad [\text{N}] \quad (52)$$

$$F_{bz} = \frac{\frac{0,176 \cdot 3600^2}{2} + 3617 \cdot \frac{3600}{2} + 150,682 \cdot 3600}{3600}$$

$$F_{bz} = 2275 \text{ N}$$

$$F_{az} = 2 \cdot F_{g2} + q_1 \cdot L_1 + F_v - F_{bz} \quad [\text{N}] \quad (53)$$

$$F_{az} = 2 \cdot 150,682 + 0,176 \cdot 3600 + 3237,3 - 2275$$

$$F_{az} = 2275 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

5.1.3.2 URČENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_1 \in \langle 0; L_2 \rangle$$

$$N_1 = -F_{az} + F_{g2} \quad [\text{N}] \quad (54)$$

$$N_1 = -2275 + 150,682$$

$$N_1 = -2125 \text{ N}$$

$$T_1 = -F_{ax} \quad [\text{N}] \quad (55)$$

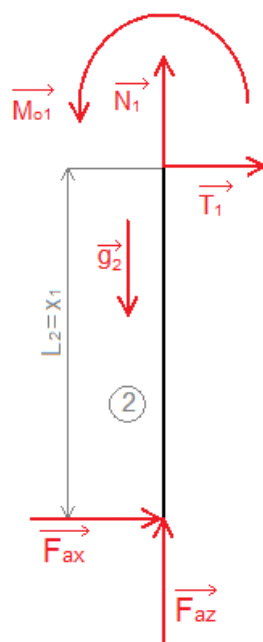
$$T_1 = 0 \text{ N}$$

$$M_{o1} = -F_{ax} \cdot x_1 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (56)$$

$$M_{o1} = -0 \cdot 3000$$

$$M_{o1} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]

Obr. 47 řez VVÚ x_1

$$x_2 \in \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$N_2 = -F_{Ax} \quad [\text{N}] \quad (57)$$

$$N_2 = 0 \text{ N}$$

$$T_2 = F_{az} - F_{g2} - q_1 \cdot L_1 \quad [\text{N}] \quad (58)$$

$$T_2 = 2275 - 150,682 - 0,176 \cdot 3600$$

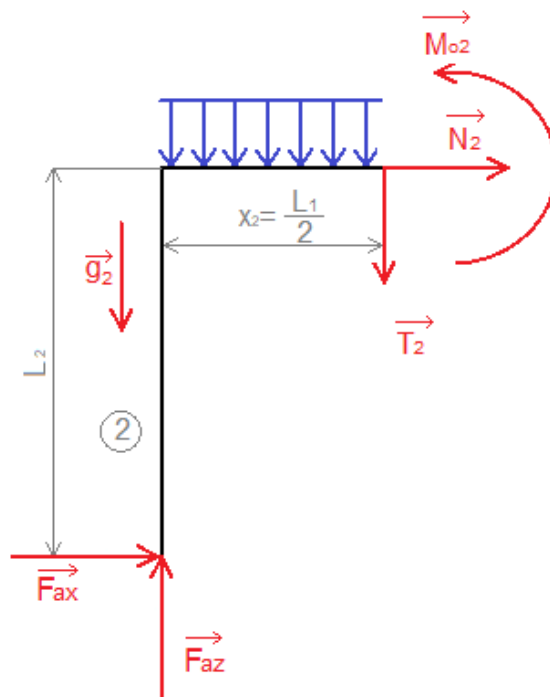
$$T_2 = 1809 \text{ N}$$

$$M_{O2} = -F_{az} \cdot x_2 - F_{g2} \cdot x_2 - \frac{q_1 \cdot x_2^2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (59)$$

$$M_{O2} = -2275 \cdot 3000 + 150,682 \cdot 1800 - \frac{0,176 \cdot 1800^2}{2}$$

$$M_{O2} = 3\,540\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]


 Obr. 48 Řez VVÚ x_2

$$x_3 \in \left\langle 0; \frac{L_1}{2} \right\rangle$$

$$N_3 = -F_{ax} \quad [\text{N}] \quad (60)$$

$$N_3 = 0 \text{ N}$$

$$T_3 = F_{bz} - F_{g2} - q_1 \cdot L_1 \quad [\text{N}] \quad (61)$$

$$T_3 = -2275 + 150,682 + 0,176 \cdot 3600$$

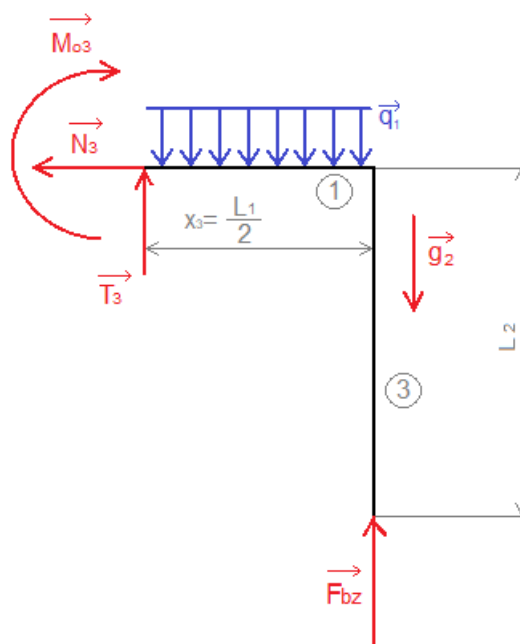
$$T_3 = -1809 \text{ N}$$

$$M_{O_3} = -F_{bz} \cdot x_3 - F_{g2} \cdot x_3 - \frac{q_1 \cdot x_3^2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (62)$$

$$M_{O_3} = -2275 \cdot 3000 + 150,682 \cdot 1800 - \frac{0,176 \cdot 1800^2}{2}$$

$$M_{O_3} = 3\,540\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]

Obr. 49 Řez VVÚ x_3

$$x_4 \in \langle 0; L_2 \rangle$$

$$N_4 = -F_{az} + F_{g2} \quad [\text{N}] \quad (63)$$

$$N_4 = -2275 + 150,682$$

$$N_4 = -2125 \text{ N}$$

$$T_4 = -F_{ax} \quad [\text{N}] \quad (64)$$

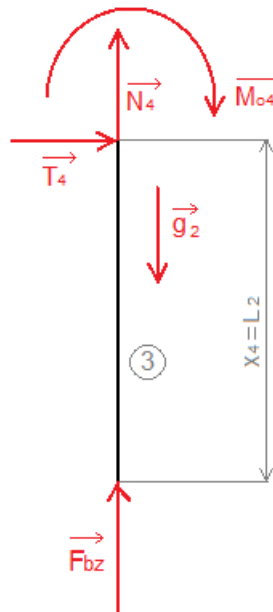
$$T_4 = 0 \text{ N}$$

$$Mo_4 = -F_{ax} \cdot x_4 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (65)$$

$$Mo_4 = -0 \cdot 3000$$

$$Mo_4 = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorec dle [27]


 Obr. 50 Řez $VV\dot{U} x_4$

5.1.4 ZHODNOCENÍ METOD

Z uvedených výpočtů je nejdůležitější ohybový moment, jenž má největší vliv na pevnost konstrukce. Dále je potřeba zkonstruovat stojny na vzpěr. V tabulce 8 lze vidět porovnání nejdůležitějších hodnot momentů a normálových sil. Lze vidět, že pro prut 1 o délce L_1 je horší výpočet staticky určitý při zanedbání horizontálních sil. Lze vidět větší moment než u řešení silové metody. U svislých prutů 2 a 3, oba o délce L_2 lze naopak vidět, že při použití silové metody vycházejí vyšší čísla jak u ohybových momentů, tak u normálových sil. Z toho plyne závěr, že pro prut 1 se použijí hodnoty získané výpočtem staticky určité konstrukce, a naopak pro svislé pruty 2 a 3 se využijí hodnoty získané silovou metodou.

Tab. 8 Porovnání důležitých vypočtených hodnot

Vypočtená veličina	Jednotka	Varianta výpočtu staticky neurčité konstrukce (silová metoda)	Varianta výpočtu staticky určité konstrukce
N_1	[N]	-2 125	-1 888
M_{o1}	[N·mm]	678 400	0
M_{o2}	[N·mm]	2 861 000	3 540 000

5.1.5 OVĚŘENÍ SPRÁVNOSTI VÝPOČTU

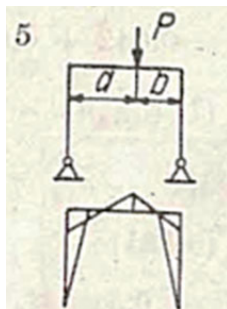
Výpočet je následně zkontrolován dle [29]. Jedná se o zjednodušenou výpočetní metodu staticky neurčité konstrukce. Uvedena je pro porovnání výsledků a její samotnou zajímavost, kdy lze rychle a jednoduše určit výsledné napětí. Tato metoda určí hodnotu napětí v místě kontaktu jeřábového mostu a sloupu. Vzhledem ke složitějšímu zatížení se provede součet dvou případů dle tab. 5-29. [29]

Nejprve je třeba určit součinitel α :

$$\alpha_k = \frac{J_1 \cdot L_2}{J_2 \cdot L_1} \quad [-] \quad (66)$$

$$\alpha_k = \frac{547\,000 \cdot 3000}{122\,600 \cdot 3600} = 3,718$$

Moment M_{sk1} uvažuje zatížení návrhovou silou a vlastní tíhu svislých prutů 2 a 3.



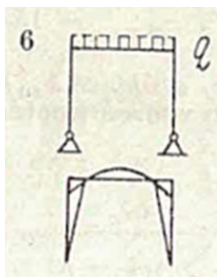
Obr. 51 Schéma zjednodušeného výpočtu momentu M_{sk1} [66]

$$M_{sk1} = F_v \cdot \frac{a \cdot b}{L_1} \cdot \frac{3}{2 \cdot (3 + 2 \cdot \alpha)} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (67)$$

$$M_{sk1} = 3617 \cdot \frac{1800 \cdot 1800}{3600} \cdot \frac{3}{2 \cdot (3 + 2 \cdot 3,718)}$$

$$M_{sk1} = 506\,900 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Moment M_{sk2} uvažuje vlastní tíhu prutu 1, u kterého se projevuje jako líniové zatížení.



Obr. 52 Schéma zjednodušeného výpočtu momentu M_{sk2} [67]

$$M_{sk2} = q \cdot \frac{L_1^2}{4 \cdot (3 + 2 \cdot \alpha)} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (68)$$

$$M_{sk2} = 0,176 \cdot \frac{3600^2}{4 \cdot 3 + 2 \cdot 3,126}$$

$$M_{sk2} = 54\,520 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výsledný moment se určí součtem dvou dílčích momentů.

$$M_{sk} = M_{s1} + M_{s2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (69)$$

$$M_{sk} = 506\,900 + 54\,520$$

$$M_{sk} = 561\,400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Moment M_{sk} vychází podobně jako při použití silové metody, z toho lze vyvodit, že výpočet je správný a tento ověřovací výpočet splnil svůj účel.

5.1.6 LOKÁLNÍ NAPĚTÍ V NOSNÝCH PŘÍRUBÁCH ZATÍŽENÝMI KOLY

„Při poježdění koček po přírubách nosníku nastává ohybové napětí příruby jako sekundární napětí v místě poježdění kola, bez ohledu na podepření nosníku.“ [30]

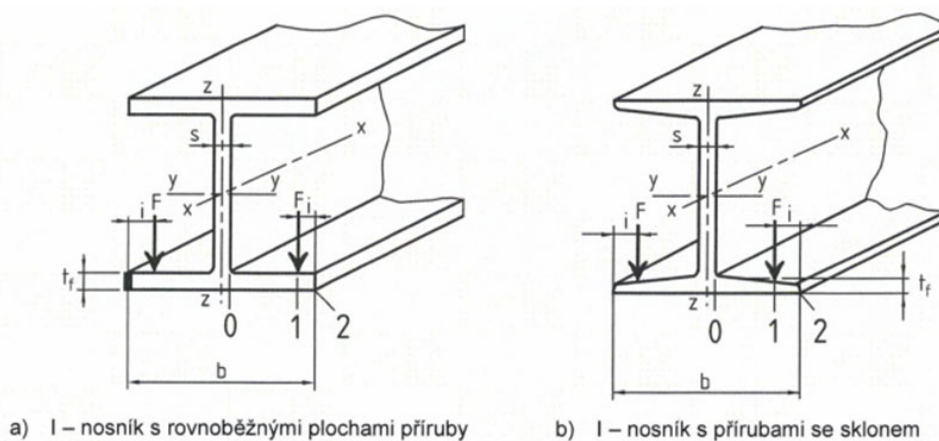
Z normy ČSN EN 15011+A1 plyne, že je vhodné ještě určit lokální napětí a to přičíst k napětí globálnímu. Výsledná napjatost se následně porovná s mezí kluzu a vyjde bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

Lokální napětí jsou nadefinovány vztahy:

$$\sigma_{Fx}(\lambda) = c_x(\lambda) \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (70)$$

$$\sigma_{Fy}(\lambda) = c_y(\lambda) \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (71)$$

Lokální napětí se ještě násobí koeficientem 0,75. [30]



Obrázek E.1 – Body výpočtu lokálního napětí v I – nosníku

Obr. 53 Schéma výpočtu lokálních napětí dle ČSN EN 15011+A1[68]

Definice vstupních parametrů:

F [N] ... maximální zatížení kola [30]

t_f [mm] ... teoretická tloušťka příruby [30]

i [mm] ... vzdálenost hrany nosníku od působíště síly [30]

t_1 [mm] ... tloušťka příruby [30]

t_{2t} [mm] ... tloušťka stojiny [30]

λ [-] ... se určí dle vzorce (72) [30]

$$\lambda = \frac{i}{0,5 \cdot (b-s)} \quad [-] \quad (72)$$

$$\lambda = \frac{17}{0,5 \cdot (74 - 6,3)}$$

$$\lambda = 0,502$$

Koeficienty $\sigma_{Fx}(\lambda)$ a $\sigma_{Fy}(\lambda)$ se určí z tabulky dle ČSN EN 15011+A1

Tab. 9 přepracovaná tabulka EI z normy ČSN EN 15011+A1 [30]

Typ napětí	I-nosník s přírubami se sklonem
Podélné ohybové napětí	$c_{x0} = -0,981 - 1,479 \cdot \lambda + 1,120 \cdot e^{1,322 \cdot \lambda}$ $c_{x1} = 1,180 - 1,510 \cdot \lambda + 1,060 \cdot e^{-7,700 \cdot \lambda}$ $c_{x2} = 1,990 - 2,810 \cdot \lambda + 0,840 \cdot e^{-4,690 \cdot \lambda}$
Příčné ohybové napětí	$c_{y0} = -1,096 - 1,095 \cdot \lambda + 0,192 \cdot e^{-6,000 \cdot \lambda}$ $c_{y1} = 3,965 - 4,835 \cdot \lambda - 3,965 \cdot e^{-2,675 \cdot \lambda}$ $c_{y2} = 0$

Tabulka 9 popisuje stavy 0, 1 a 2 které mají následující význam:

0...napětí v přechodu stojina/příruba [30]

1...napětí v bodě působení zatížení [30]

2...napětí na hraně nosníku [30]

5.1.6.1 URČENÍ KOEFICIENTŮ LOKALNÍCH NAPĚTÍ

$$c_{x0} = -0,981 - 1,479 \cdot \lambda + 1,120 \cdot e^{1,322 \cdot \lambda} \quad (73)$$

$$c_{x0} = -0,981 - 1,479 \cdot 0,502 + 1,120 \cdot e^{1,322 \cdot 0,502}$$

$$c_{x0} = 0,452$$

$$c_{x1} = 1,180 - 1,510 \cdot \lambda + 1,060 \cdot e^{-7,700 \cdot \lambda} \quad (74)$$

$$c_{x1} = 1,180 - 1,510 \cdot 0,502 + 1,060 \cdot e^{-7,700 \cdot 0,502}$$

$$c_{x1} = 1,255$$

$$c_{x2} = 1,990 - 2,810 \cdot \lambda + 0,840 \cdot e^{-4,690 \cdot \lambda} \quad (75)$$

$$c_{x2} = 1,990 - 2,810 \cdot 0,502 + 0,840 \cdot e^{-4,690 \cdot 0,502}$$

$$c_{x2} = 0,658$$

$$c_{y0} = -1,096 - 1,095 \cdot \lambda + 0,192 \cdot e^{-6,000 \cdot \lambda} \quad (76)$$

$$c_{y0} = -1,096 - 1,095 \cdot 0,502 + 0,192 \cdot e^{-6,000 \cdot 0,502}$$

$$c_{y0} = -0,537$$

$$c_{y1} = 3,965 - 4,835 \cdot \lambda - 3,965 \cdot e^{-2,675 \cdot \lambda} \quad (77)$$

$$c_{y1} = 3,965 - 4,835 \cdot 0,502 - 3,965 \cdot e^{-2,675 \cdot 0,502}$$

$$c_{y1} = 0,502$$

$$c_{y2} = 0 \quad (78)$$

5.1.6.2 NAPĚTÍ V PŘECHODU NOSNÍK STOJINA STAV 0

$$\sigma_{Fx0} = 0,75 \cdot c_{x0} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (79)$$

$$\sigma_{Fx0} = 0,75 \cdot 0,452 \cdot \frac{3617}{9,5^2}$$

$$\sigma_{Fx0} = 13,758 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fy0} = 0,75 \cdot c_{y0} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (80)$$

$$\sigma_{Fy0} = 0,75 \cdot (-0,537) \cdot \frac{3617}{9,5^2}$$

$$\sigma_{Fy0} = -16,131 \text{ MPa}$$

5.1.6.3 NAPĚTÍ V PŮSOBIŠTI ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY STAV 1

$$\sigma_{Fx1} = 0,75 \cdot c_{x1} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (81)$$

$$\sigma_{Fx1} = 0,75 \cdot 1,255 \cdot \frac{3617}{9,5^2}$$

$$\sigma_{Fx1} = 37,713 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fy1} = 0,75 \cdot c_{y1} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (82)$$

$$\sigma_{Fy1} = 0,75 \cdot 0,502 \cdot \frac{3617}{9,5^2}$$

$$\sigma_{Fy1} = 15,093 \text{ MPa}$$

5.1.6.4 NAPĚTÍ V PŮSOBIŠTI ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY STAV 2

$$\sigma_{Fx2} = 0,75 \cdot c_{x2} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (83)$$

$$\sigma_{Fx2} = 0,75 \cdot 0,658 \cdot \frac{3617}{9,5^2}$$

$$\sigma_{Fx2} = 19,792 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fy2} = 0,75 \cdot c_{y0} \cdot \frac{F}{t_f^2} \quad [\text{MPa}] \quad (84)$$

$$\sigma_{Fy2} = 0$$

Pro řešený jeřáb jsou podstatná ohybová napětí hlavně ve směru osy ‘‘x‘‘. Vzhledem ke skutečnosti, že nejvyšší napětí nastává v hodnotě σ_{Fx1} , bude pouze toto napětí sečteno s globálním napětím pro určení bezpečnosti prutu.

5.1.7 BEZPEČNOST VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Kontrola vůči meznímu stavu pružnosti je provedena u všech tří prutů.

5.1.7.1 BEZPEČNOST I-PROFILU

I-profil nebo-li prut 1 bude zkontrolován pouze na ohyb, ostatní druhy namáhání mají zanedbatelný vliv na konstrukci. Nejprve je potřeba určit maximální ohybové napětí, jež působí na prut 1. To se provede součtem globálních a lokálních napětí. Avšak je nutno uvažovat globální napětí v místě působení síly dle obrázku 30.

$$\sigma_{o1g} = \frac{M_{o\max 1}}{J_1} \cdot \left(\frac{b_1}{2} - t_f\right) \quad [\text{MPa}] \quad (85)$$

$$\sigma_{o1g} = \frac{3\,540\,000}{14\,800} \cdot \left(\frac{74}{2} - 9,5\right)$$

$$\sigma_{o1g} = 176,664 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{o1g} ... maximální globální napětí prutu 1 v místě 1 dle [30] [MPa]

$Momax_1$... maximální ohybový moment na prutu 1 odpovídá Mo_2 dle výpočtu staticky určité konstrukce [N·mm]

Wo_1 ... statický moment průřezu dle [26]

Vzorec dle [27]

Celková napjatost se určí součtem globálního a lokálního napětí.

$$\sigma_{o1} = \sigma_{o1g} + \sigma_{Fx1} \quad [\text{MPa}] \quad (86)$$

$$\sigma_{o1} = 176,664 + 33,753$$

$$\sigma_{o1} = 210,417 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{o1} ... celková maximální napjatost prutu 1 [MPa]

σ_{o1g} ... maximální globální napětí prutu 1 [MPa]

σ_{Fx1} ...lokální napětí v bodě 1 dle obr.45 [MPa]

Vzorec dle [30]

Nyní bezpečnost plyne ze vztahu:

$$k_1 = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_{o1}} \quad [-] \quad (87)$$

$$k_1 = \frac{355}{210,417}$$

$$k_1 = 1,687$$

Vzorec dle [27]

5.1.7.2 BEZPEČNOST SVISLÝCH PRUTŮ VŮČI MSP

Nejprve je třeba stanovit maximální napětí na prutu. Použije se hodnota vypočtená pomocí výpočtu staticky určité konstrukce pro řez x_1 .

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o\max_2}}{W_{o2}} \quad [\text{MPa}] \quad (88)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{691\,400}{6167}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{691\,400}{6167}$$

$$\sigma_{o2} = 112,113 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{o\max_2}$... maximální ohybový moment na prutu 2 [N·mm]

W_{o2} ... modul průřezu v ohybu [mm^3]

σ_{o2} ... maximální ohybový moment v prutu 2 a 3 [MPa]

Vzorec dle [27]

Následně se určí bezpečnost dle vztahu:

$$k_2 = \frac{\sigma_{D0}}{\sigma_{o2}} \quad [-] \quad (89)$$

$$k_2 = \frac{355}{112,113}$$

$$k_2 = 3,166$$

Vzorec dle [27]

5.1.8 BEZPEČNOST SVISLÝCH PRUTŮ VŮČI MSVS

Další nutná kontrola u svislých prutů je kontrola na vzpěrnou stabilitu. Svislé pruty jsou krom ohybu, jenž byl zkontrolován v předchozí kapitole, namáhány také na tlak. Využije se hodnota normálové síly z výpočtu pomocí silové metody.

Nejprve je třeba určit, o jaký typ vzpěru se jedná. Zdali se jedná o prostý tlak, nepružný vzpěr dle Tetmayera nebo pružný vzpěr dle Eulera.

$$i_2 = \sqrt{\frac{J_2}{S_2}} \quad [\text{mm}] \quad (90)$$

$$i_2 = \sqrt{\frac{145\,800}{636}}$$

$$i_2 = 13,234 \text{ mm}$$

Vzorec dle [31]

$$\lambda_2 = \frac{L_2}{i_2} \quad [-] \quad (91)$$

$$\lambda_2 = \frac{3000}{13,234}$$

$$\lambda_2 = 226,686$$

$\lambda_2 > 100$ jedná se o pružný vzpěr dle Eulerova [31]



Obr. 54 Výpočtový model vzpěru [32]

Dle normy ČSN EN 13 001-3+A1 Tabulky 12, existuje 5 základních typů Eulerova vzpěru. Řešenému problému nejlépe odpovídá typ 2 neb jako jediný uvažuje rotační vazbu dole. Ostatní případy uvažují vetknutí, což není řešený případ. [32]

Nyní je vhodné určit, zda je prut namáhán v elastické či plastické oblasti.

$$\lambda_{2m} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{Re}} \quad [-] \quad (92)$$

$$\lambda_{2m} = \pi \cdot \sqrt{\frac{206\,000}{355}}$$

$$\lambda_{2m} = 75,678$$

$$\lambda_{2m} < \lambda_2 \quad \dots \text{ prut je namáhán v elastické oblasti [27]}$$

Prut je tedy namáhán v elastické oblasti a pro kritické síly platí vztah:

$$F_{Kr2} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_2}{L_2^2} \quad [N] \quad (93)$$

$$F_{Kr2} = \frac{\pi^2 \cdot 206\,000 \cdot 122\,600}{3000^2}$$

$$F_{Kr2} = 27\,700 \text{ N}$$

Již jsou známy hodnoty návrhové síly F_2 a kritické síly F_{kr2} . Bezpečnost je definována:

$$k_{v2} = \frac{F_{Kr2}}{N_1} \quad [-] \quad (94)$$

$$k_{v2} = \frac{27\,700}{2125}$$

$$k_{v2} = 13,033$$

Kde:

k_{v2} ... bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability [-]

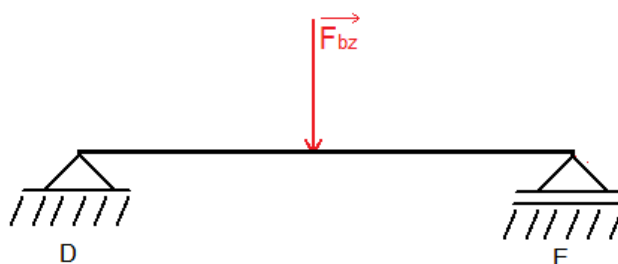
F_{Kr2} ... kritická síla (maximální možná namáhající síla) [N]

N_1 ... tlaková síla namáhající prut [N]

Vzhledem k vysoké bezpečnosti je patrné, že dominantním namáháním je ohyb.

5.2 TRAVERZA JEŘÁBU

Traverza jeřábu bude počítána po dohodě s vedoucím práce jako rovinný přímý prut na dvou podporách uvažující pouze vertikální zatížení. Zatížení způsobí reakční síla F_{az} v případě druhého podvozku F_{bz} a dle zákona akce a reakce budou působit směrem do prutu. Délka traverzy byla zvolena na základě analýzy trhu, konkrétně se jedná o firmy tedox.cz, agrifair s.r.o. a strojegross.cz. Pro obdobné rozměry, jež jsou řešeny v této práci se délka podvozků pohybuje od 1600 do 1800mm. Zvolena tedy byla délka 1700mm.



Obr. 55 Výpočtový model podvozku

5.2.1 VSTUPNÍ PODMÍNKY

Tab. 10 Zadané Parametry navrhovaného jeřábu

Hodnota	Popis hodnoty	Popis hodnoty	norma
L_4	1700 mm	Délka podvozku	Zvolená hodnota
E	206 000 MPa	Modul pružnosti	norma
Re	355 MPa	Mez kluzu	norma
F_{bz}	2275 N	Reakční síla vypočtená dle vzorce (35)	Vypočtená hodnota
g	$9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení	

Tab. 11 hodnoty pro trubku čtvercového průřezu dle ČSN 425720 [26,35]

Tyč čtvercového průřezu					
a_2 [mm]	t_{2t} [mm]	R_2 [mm]	m_{2n} [Kg]	J_2 [mm ⁴]	W_2 [mm ³]
40	5	10	5,12	122600	6130

5.2.2 POSOUZENÍ STATICKÉ URČITOSTI ÚLOHY

$$\mu = 3$$

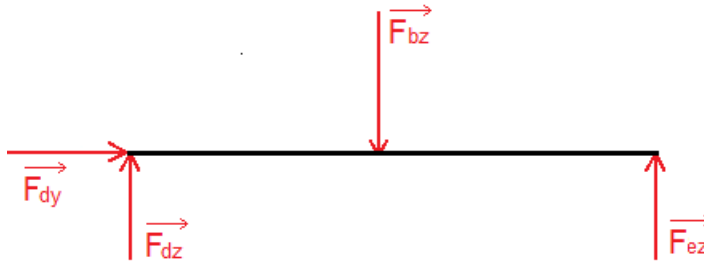
$$\vartheta = 3$$

$$s = \mu - \vartheta = 3 - 3 = 0 \quad [-] \quad (95)$$

Vzorec dle [27]

Vzhledem k tomu, že $s=0$ je úloha staticky určitá. Neb počet neznámých parametrů se rovná počtu použitelných podmínek statické rovnováhy v rovině.

5.2.3 STATICKÁ ROVNOVÁHA



Obr. 56 Úplné uvolnění nosníku

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0$$

$$F_{dy} = 0 \quad [\text{N}] \quad (96)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

$$F_{dz} - F_{bz} + F_{ez} = 0 \quad [\text{N}] \quad (97)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iD} = 0$$

$$-F_{bz} \cdot \frac{L_4}{2} + F_{ez} \cdot L_4 = 0 \quad [\text{N}] \quad (98)$$

Z rovnic statické rovnováhy se dopočtou neznámé reakční síly F_{dz} a F_{ez} .

$$F_{ez} = \frac{F_{bz} \cdot \frac{L_4}{2}}{L_4} \quad [\text{N}] \quad (99)$$

$$F_{ez} = \frac{2275 \cdot \frac{1700}{2}}{1700}$$

$$F_{ez} = 1137,5 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

$$F_{dz} = F_{bz} - F_{ez} \quad [\text{N}] \quad (100)$$

$$F_{dz} = 2275 - 1137,5$$

$$F_{dz} = 1137,5 \text{ N}$$

Vzorec dle [27]

5.2.4 URČENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

$$x_{41} \in \left\langle 0; \frac{L_4}{2} \right\rangle$$

$$N_{41} = -F_{dy} \quad [\text{N}] \quad (101)$$

$$N_{41} = 0 \text{ N}$$

$$T_{41} = F_{dz} \quad [\text{N}] \quad (102)$$

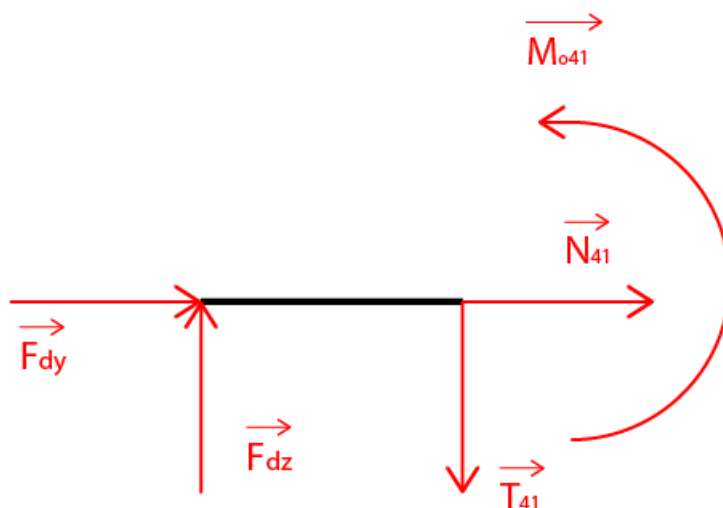
$$T_{41} = 1137,5 \text{ N}$$

$$M_{o41} = F_{Dz} \cdot x_{41} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (103)$$

$$M_{o41} = 1137,5 \cdot 850$$

$$M_{o41} = 967\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorce dle [27]



Obr. 57 řez VVÚ x_{41}

$$x_{42} \in \left\langle 0; \frac{L_4}{2} \right\rangle$$

$$N_{42} = -F_{Dy} \quad [\text{N}] \quad (104)$$

$$N_{42} = 0 \text{ N}$$

$$T_{42} = F_{Dz} \quad [\text{N}] \quad (105)$$

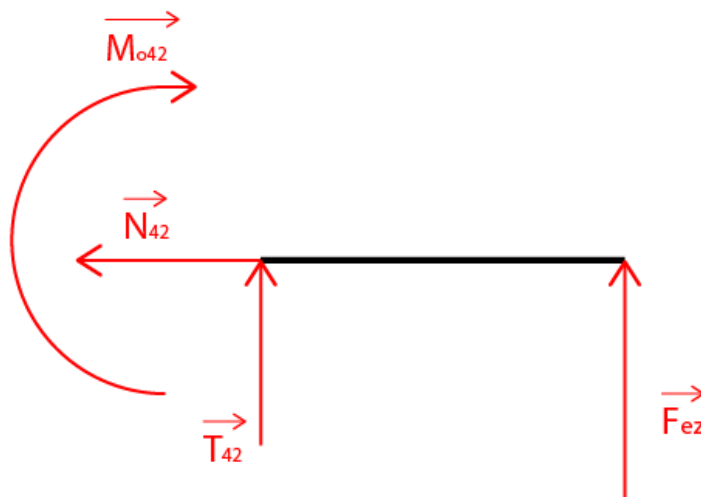
$$T_{42} = -1137,5 \text{ N}$$

$$M_{o_{42}} = F_{ez} \cdot x_{42} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (106)$$

$$M_{o_{42}} = 1137,5 \cdot 850$$

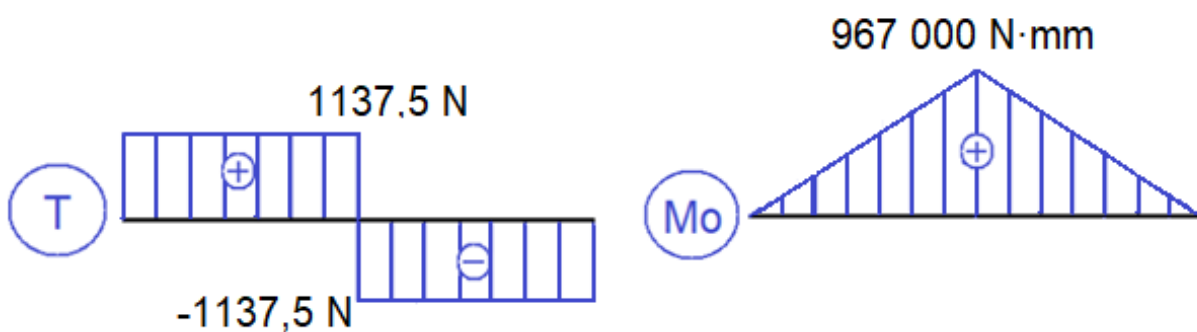
$$M_{o_{42}} = 967\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Vzorce dle [27]



Obr. 58 řez VVÚ x_{42}

Průběh výsledných vnitřních účinků:



Obr. 59 Průběh posouvající se síly vlevo a průběh ohybového momentu vpravo

Dle očekávání je největší ohybový moment v místě spoje portálu jeřábu s podvozkem. V následné kapitole bude provedeno posouzení vůči meznímu stavu pružnosti.

5.2.5 BEZPEČNOST PODVOZKU VŮČI MSP

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o_{max4}}}{W_{o4}} \quad [\text{MPa}] \quad (107)$$

$$\sigma_{o4} = \frac{967\,000}{6130}$$

$$\sigma_{o4} = 154,749 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_{o_{max2}}$... maximální ohybový moment na prutu 4 [N·mm]

W_{o4} ... modul průřezu v ohybu [mm³]

σ_{o4} ... maximální ohybový moment v prutu 4 [MPa]

Vzorec dle [27]

Následně se určí bezpečnost dle vztahu:

$$k_4 = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_o} \quad [-] \quad (108)$$

$$k_4 = \frac{355}{154,749}$$

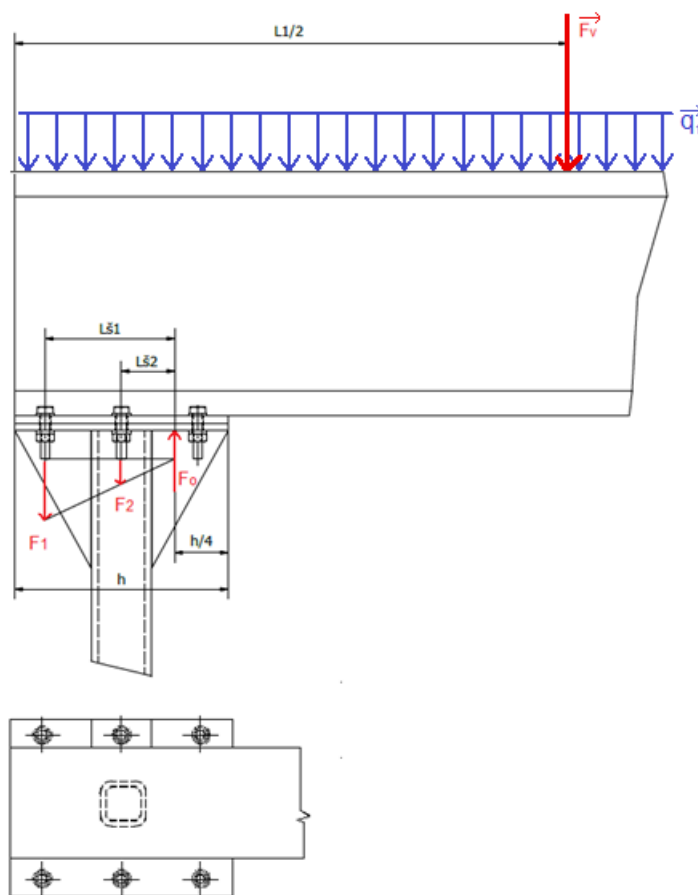
$$k_4 = 2,5$$

Vzorec dle [27]

6 VÝPOČET SPOJOVACÍHO MATERIÁLU

Jednotlivé komponenty je potřeba k sobě spojit. Nejprve se k nosníku I-profilu navaří na oba konce zespod plech o šesti dírách pro šrouby. Obdobný plech se svaří se sloupem (tyče čtvercového průřezu). Následně se přivaří žebra. Dalším krokem je svaření sloupů s tyčí, jež bude plnit funkci traverzy. Poslední svar budou podpěrné tyče mezi podvozkem a sloupem. Na závěr už stačí sloupky sešroubovat s nosníkem. Šrouby jsou voleny kvůli rozebíratelnosti, která je vhodná k lepšímu uskladnění či snadnější dopravě.

6.1 VÝPOČET ŠROUBŮ



Obr. 60 Výpočtové schéma šroubového spoje

Výpočet je proveden dle Konstruování strojních součástí kap. 8 Šroubové a nýtové spoje. Podle Steinhardta lze přibližně v jedné čtvrtině délky h uvažovat těžiště tlakového zatížení což naznačuje výslednice tlakových sil F_o dle obrázku 51. Šrouby umístěny dál vlevo od střediska jsou již namáhány tahem. [33]

6.1.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Tab. 11 hodnoty pro trubku čtvercového průřezu dle ČSN 425720 [26,35]

Veličina	Název	Jednotka	Hodnota
i_s	Počet šroubů	-	6
L_{s1}	Vzdálenost těžiště tlakového zatížení plechu od vzdálenějšího šroubu	[mm]	85
L_{s2}	Vzdálenost těžiště tlakového zatížení plechu od bližšího šroubu	[mm]	35
h	Délka plechu	[mm]	140
$L_1/2$	Vzdálenost působíště návrhové síly F_v od levé hrany nosníku	[mm]	1800
F_{s1}	Normálová síla jež zatěžuje šroubový spoj	[N]	2125
M_s	Ohybový moment působící na šrouby (<i>uvažuje se vypočtený z VVÚ v daném bodě</i>)	[N·mm]	678 400
R_m	Mez pevnosti šroubu [33]	[MPa]	800
A_s	Plocha šroubu [33]	[mm ²]	36,6
γ_{m2}	Součinitel spolehlivosti materiálu [33]	-	1,25

6.1.2 VÝPOČET PŮSOBÍCÍ SÍLY NA JEDEN ŠROUB

$$F_s = \frac{F_{s1}}{i_s} \quad [\text{N}] \quad (109)$$

$$F_s = \frac{2125}{6}$$

$$F_s = 354,167 \text{ N}$$

vzorec dle [33] str 482

6.1.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$F_m = \frac{M_s}{2} \cdot \frac{L_{s1}}{L_{s1}^2 \cdot L_{s2}^2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (110)$$

$$F_m = \frac{678\,400}{2} \cdot \frac{85}{85^2 \cdot 35^2}$$

$$F_m = 3\,412 \text{ N}$$

Dle [33] str 483

6.1.4 VÝSLEDNÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŠROUBY

Výsledná síla se určí součtem sil F_s a F_m .

$$F_{vs} = F_s + F_m \quad [\text{N}] \quad (111)$$

$$F_{vs} = 322,5 + 3\,447$$

$$F_{vs} = 3\,769,5 \text{ N}$$

Dle [33] str 483

6.1.5 MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOST ŠROUBŮ V TAHU

$$F_t = \frac{0,9 \cdot R_m \cdot A_s}{\gamma_{m2}} \quad [\text{N}] \quad (112)$$

$$F_t = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 36,6}{1,25}$$

$$F_t = 21\,080 \text{ N}$$

F_t ... maximální tahová únosnost šroubu [N]

R_m ... mez pevnosti [MPa]

A_s ... plocha šroubu [mm] dle Tab 8-8 [33]

γ_{m2} ... součinitel spolehlivosti materiálu pro šrouby [33] str 474

Vzorec dle [33] str 476

6.1.6 BEZPEČNOST ŠROUBU

$$k_s = \frac{F_t}{F_{vs}} \quad [\text{N}] \quad (113)$$

$$k_s = \frac{21\,080}{3\,769,5}$$

$$k_s = 5,548$$

Kde:

k_s ...bezpečnost šroubu vůči meznímu stavu pružnosti [-]

F_t ... maximální tahová únosnost šroubu [N]

F_{vs} ... výsledná síla působící na šroub [N]

Dle [33]

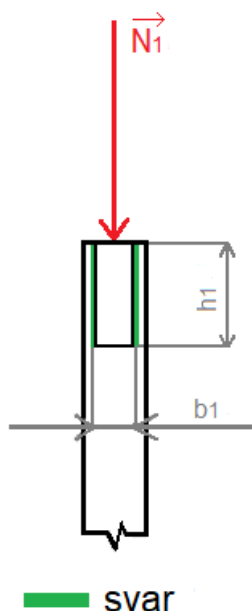
6.1.7 ZVOLENÝ ŠROUB, PODLOŽKA A MATICE

Tab. 12 Zvolené komponenty pro šroubový spoj [24,33,39]

Název položky	rozměry	norma
Šroub	M12-25-8.8	ČSN EN ISO 898-11
Pojistná Matice	M12-8.8	DIN 985
Pružná podložka	12	ČSN 02 1740.01
Podložka	12	DIN 988
Utahovací moment	75,1 N·m	ČSN EN 1090-2+A1

6.2 VÝPOČET SVARU ŽEBRO A SLOUP

Tento typ svaru se na daném zařízení nachází celkem 4x. Pro větší bezpečnost, však bude výpočet jedné skupiny svarů počítán s plnou silou z důvodu větší bezpečnosti. Výpočet je opět proveden dle konstruování strojních součástí.



Obr. 61 Výpočtové schéma svaru mezi žebrem a sloupem

6.2.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Tab.13 Vstupní hodnoty pro výpočet svaru žebro a sloup

Veličina	Název	Jednotka	Hodnota
h_1	Výška svaru	[mm]	90
b_1	Šířka svaru	[mm]	10
z_1	Tloušťka svaru	[mm]	5
F_s	Síla působící na svar	[N]	2125
M_s	Ohybový moment působící na svar	[N·mm]	678 400
R_{se}	Mez kluzu elektrody dle ČSN EN ISO 2560 [33]	[MPa]	500

6.2.2 ÚČINNÁ PLOCHA SVARU

$$S_{s1} = 1,414 \cdot z_1 \cdot h_1 \quad [\text{mm}^2] \quad (114)$$

$$S_{s1} = 1,414 \cdot 5 \cdot 90$$

$$S_{s1} = 636,3 \text{ mm}^2$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.2.3 POLOHA TĚŽIŠTĚ SVAROVÉ SKUPINY

Pro výpočet je podstatná pouze souřadnice těžiště v ose “y”.

$$y_1 = \frac{h_1}{2} \quad [\text{mm}] \quad (115)$$

$$y_1 = \frac{90}{2}$$

$$y_1 = 45 \text{ mm}$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.2.4 JEDNOTKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

$$J_{zu1} = \frac{h_1^3}{6} \quad [\text{mm}^3] \quad (116)$$

$$J_{zu1} = \frac{90^3}{6}$$

$$J_{zu1} = 121\,500 \text{ mm}^3$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.2.5 CELKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

$$J_{zs1} = 0,707 \cdot z_1 \cdot J_{zu1} \quad [\text{mm}^4] \quad (117)$$

$$J_{zs1} = 0,707 \cdot 5 \cdot 429\,500$$

$$J_{zs1} = 429\,500 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 530 Tab 9-2

6.2.6 VÝPOČET NAPĚTÍ OD POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$\tau'_1 = \frac{F_s}{S_{s1}} \quad [\text{MPa}] \quad (118)$$

$$\tau'_1 = \frac{2125}{636,3}$$

$$\tau'_1 = 3,34 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

6.2.7 VÝPOČET NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

Nejprve je třeba určit rameno c , jež značí vzdálenost těžiště od nejvzdálenějšího bodu svarové skupiny. [33]

$$c_1 = h_1 - y_1 \quad [\text{mm}] \quad (119)$$

$$c_1 = 90 - 45$$

$$c_1 = 45 \text{ mm}$$

vzorec dle [33] str 530

$$\tau''_1 = \frac{M_{S1} \cdot c_1}{J_{ZS1}} \quad [\text{MPa}] \quad (120)$$

$$\tau''_1 = \frac{678\,400 \cdot 45}{429\,500}$$

$$\tau''_1 = 71,076 \text{ MPa}$$

Vzorec dle [33] str 530

6.2.8 VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA SVAR

$$\tau_1 = \sqrt{\tau'_1{}^2 + \tau''_1{}^2} \quad [\text{MPa}] \quad (121)$$

$$\tau_1 = \sqrt{3,34^2 + 71,076^2}$$

$$\tau_1 = 71,154 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

6.2.9 BEZPEČNOST SVARU VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Nejprve je třeba u zvolené elektrody určit mez kluzu ve smyku.

$$R_{ses} = 0,577 \cdot R_{se} \quad [\text{MPa}] \quad (122)$$

$$R_{ses} = 0,577 \cdot 500$$

$$R_{ses} = 288,5 \text{ MPa}$$

Kde:

R_{ses} ... mez kluzu ve smyku [MPa]

R_{se} ... mez kluzu [MPa]

Vzorec dle [33] str 530

Nyní je známa mez kluzu a je možné určit bezpečnost.

$$k_{s1} = \frac{R_{ses}}{\tau_1} \quad [-] \quad (123)$$

$$k_{s1} = \frac{288,5}{71,154}$$

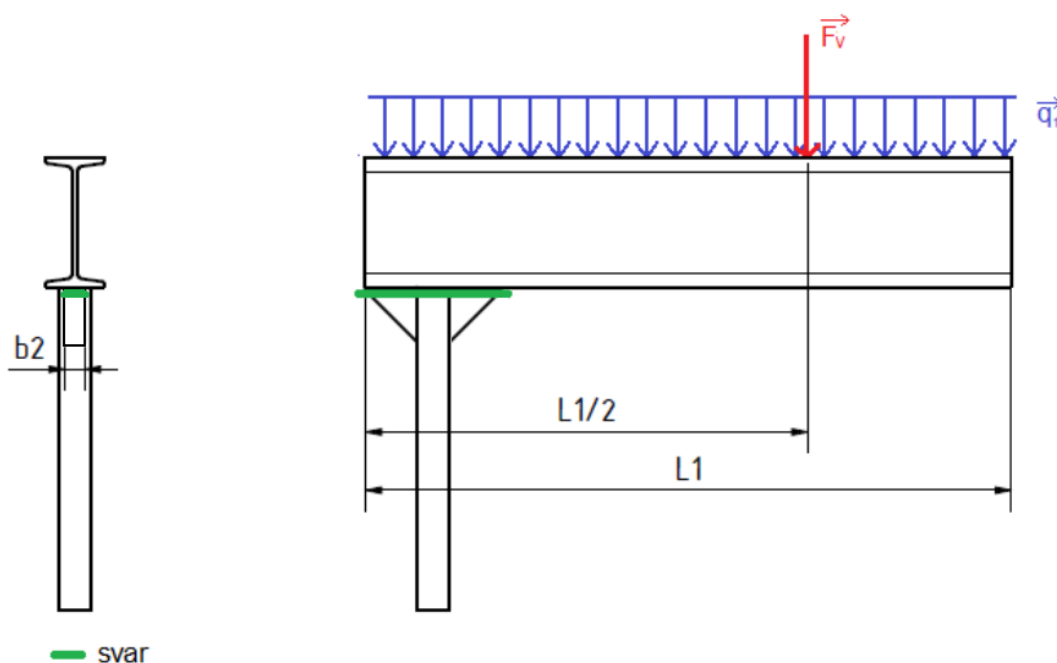
$$k_{s1} = 4,055$$

vzorec dle [33] str 530

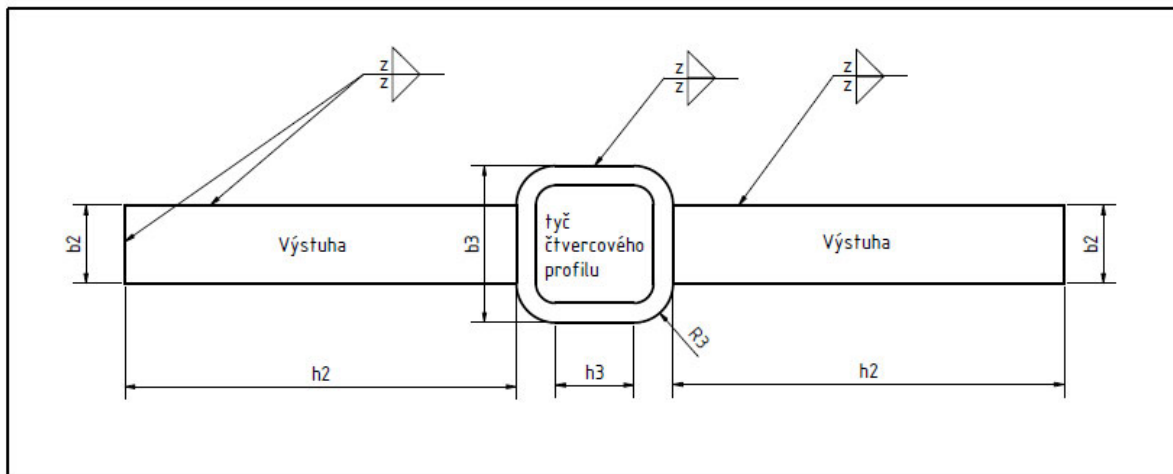
Bezpečnost vychází větší než 1, je tedy zřejmé, že svar je v pořádku a lze jej v této podobě použít.

6.3 VÝPOČET SVARU ŽEBRO, SLOUP A SPOJOVACÍ PLECH

Po důkladné rozvaze bude tento svar mezi žebrem, spojovacím plechem a sloupem počítán jako přerušovaný, nebude se uvažovat svaření na rádiusech tyče. V této podkapitole bude proveden výpočet svaru mezi žebrem a spojovacím plechem. Výhodou tohoto řešení je menší tepelně ovlivněná oblast, menší vnitřní pnutí ve svaru a co se týče výpočtu, tak se jedná o konzervativnější přístup. Uvažovat se bude menší délka svaru, oproti variantě celoobvodového svaru. Výpočet je rozdělen na 3 tvary dle [33] Tab. 9-2 a následně jsou kvadratické momenty svarů mezi žebry a spojovacím plechem posunuty do těžiště celé svarové skupiny pomocí Steinerovy věty.



Obr. 62 Výpočtové schéma svaru žebro, sloup a spojovací plech



Obr. 63 Výpočtové schéma svaru žebro, sloup a spojovací plech (pohled zespodu)

6.3.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Tab.14 Vstupní hodnoty pro výpočet svaru žebro, sloup a spojovací plech

Veličina	Název	Jednotka	Hodnota
h_2	délka svaru na žebrech	[mm]	50
b_2	Šířka svaru na žebrech	[mm]	10
h_3	délka svaru na sloupu	[mm]	20
b_3	Šířka svaru na sloupu	[mm]	40
R_3	Zaoblení tyče	[mm]	10
z_2	Tloušťka svaru	[mm]	8
F_s	Síla působící na svar	[N]	2125
M_s	Ohybový moment působící na svar	[N·mm]	678 400
R_{se}	Mez kluzu elektrody dle ČSN EN ISO 2560 [33]	[MPa]	500

6.3.2 ÚČINNÁ PLOCHA SVARU

Plocha se spočte jako součet obsahů podskupin jednodušších svarových skupin dle [33] str 515 tab 9-2

$$S_2 = 2 \cdot S_{2ž} + S_{2s} \quad [\text{mm}^2] \quad (124)$$

Kde:

S_2 ... celková účinná plocha svaru [mm^2]

$S_{2ž}$... účinná plocha svaru na délce žebra [mm^2]

S_{2s} ... účinná plocha svaru na délce tyče [mm^2]

6.3.2.1 ÚČINNÁ PLOCHA SVARU ŽEBRO A SPOJOVACÍ PLECH

$$S_{2ž} = 0,707 \cdot z_2 \cdot (b_2 + 2 \cdot h_2) \quad [\text{mm}^2] \quad (125)$$

$$S_{2ž} = 0,707 \cdot 5 \cdot (10 + 2 \cdot 50)$$

$$S_{2ž} = 388,85 \text{ mm}^2$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.3.2.2 ÚČINNÁ PLOCHA SVARU SLOUP A SPOJOVACÍ PLECH

$$S_{2s} = 1,414 \cdot z_3 \cdot b_3 \quad [\text{mm}^2] \quad (126)$$

$$S_{2s} = 0,707 \cdot 5 \cdot 20$$

$$S_{2s} = 141,4 \text{ mm}^2$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.3.2.3 CELKOVÁ ÚČINNÁ PLOCHA SVARU SLOUP

Se určí dle rovnice (123).

$$S_2 = 2 \cdot S_{2ž} + S_{2s} \quad [\text{mm}^2] \quad (127)$$

$$S_2 = 2 \cdot 388,85 + 141,4$$

$$S_2 = 919,1 \text{ mm}^2$$

6.3.3 POLOHA TĚŽIŠTĚ SVARU ŽEBRA A SPOJOVACÍHO PLECHU

Opět jako v předchozím výpočtu je pro výpočet daného svaru důležitá pouze poloha těžiště v ose ‘‘y‘‘. Tento výpočet není nutný, avšak usnadní výpočet v dalších krocích.

$$y_{2ž} = \frac{h_2^2}{2 \cdot h_2 + b_2} \quad [\text{mm}] \quad (128)$$

$$y_{2ž} = \frac{50^2}{2 \cdot 50 + 10}$$

$$y_{2ž} = 22,727 \text{ mm}$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.3.4 POLOHA TĚŽIŠTĚ CELÉ SVAROVÉ SKUPINY

Výpočet těžiště je díky symetrii útvaru vcelku jednoduchý.

$$y_2 = \frac{2 \cdot h_2 + 2 \cdot R_3 + h_3}{2} \quad [\text{mm}^2] \quad (129)$$

$$y_2 = \frac{2 \cdot 50 + 2 \cdot 10 + 20}{2}$$

$$y_2 = 70 \text{ mm}$$

Dle [34]

6.3.5 JEDNOTKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

Vzhledem ke složitější svarové skupině je potřeba nejprve určit jednotkové osově kvadratické momenty svarových podskupin dle [33] str 515 Tab 9-2.

6.3.5.1 JEDNOTKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU ŽEBRO A SPOJOVACÍ PLECH

$$J_{zu2ž} = \frac{2 \cdot h_2^3}{3} - 2 \cdot h_2^2 \cdot y_{2ž} + (b_2 + 2 \cdot h_2) \cdot y_{2ž}^2 \quad [\text{mm}^3] \quad (130)$$

$$J_{zu2ž} = \frac{2 \cdot 50^3}{3} - 2 \cdot 50^2 \cdot 22,727 + (10 + 2 \cdot 50) \cdot 22,727^2$$

$$J_{zu2ž} = 26\,520 \text{ mm}^3$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.3.5.2 JEDNOTKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU ŽEBRO A SPOJOVACÍ PLECH

$$J_{zu2s} = \frac{h_3^3}{6} \quad [\text{mm}^2] \quad (131)$$

$$J_{zu2s} = \frac{20^3}{6}$$

$$J_{zu2s} = 1333 \text{ mm}^3$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.3.6 CELKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

Tento kvadratický moment je určen součtem dílčích kvadratických momentů svarových podskupin.

Osový kvadratický moment levého žebra je dán:

$$J_{zs2žL} = 0,707 \cdot z_2 \cdot J_{zu2ž} + S_{2ž} \cdot r_{2ž}^2 \quad [\text{mm}^4] \quad (132)$$

$$J_{zs2žL} = 0,707 \cdot z_2 \cdot J_{zu2ž} + S_{2ž} \cdot (2 \cdot h_2 + 2 \cdot R_2 + h_3 - y_{2ž} - y_2)^2$$

$$J_{zs2žL} = 0,707 \cdot 5 \cdot 26\,520 + 388,85 \cdot (2 \cdot 50 + 2 \cdot 10 + 20 - 22,727 - 70)$$

$$J_{zs2žL} = 962\,700 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 510 a 530

Osový kvadratický moment sloupu je dán:

$$J_{zs2s} = 0,707 \cdot z_2 \cdot J_{zu2t} \quad [\text{mm}^4] \quad (133)$$

$$J_{zs2s} = 0,707 \cdot 5 \cdot 1333$$

$$J_{zs2s} = 4\,713 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 530

Osový kvadratický moment pravého žebra je dán:

$$J_{zs2žP} = 0,707 \cdot z_2 \cdot J_{zu2ž} + S_{2ž} \cdot r_{2žP}^2 \quad [\text{mm}^4] \quad (134)$$

$$J_{zs2žP} = 0,707 \cdot z_2 \cdot J_{zu2ž} + S_{2ž} \cdot (y_2 - y_{2ž})^2$$

$$J_{zs2žP} = 0,707 \cdot 5 \cdot 93\,730 + 388,85 \cdot (70 - 22,727)^2$$

$$J_{zs2žP} = 962\,700 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 510 a 530

Celkový osový kvadratický moment celého svaru je dán vztahem:

$$J_{zs2} = J_{zs2žL} + J_{zs2žP} + J_{zs2s} \quad [\text{mm}^4] \quad (135)$$

$$J_{zs2} = 962\,700 + 962\,700 + 4\,713$$

$$J_{zs2} = 1\,930\,000 \text{ mm}^4$$

Kde:

J_{zs2} ... celkový osový kvadratický moment svarové skupiny [mm^4]

$J_{zs2žL}$... celkový osový kvadratický moment svarové podskupiny k těžišti celé svarové skupiny (levé žebro a spojovací plech) [mm^4]

J_{zs2s} ... celkový osový kvadratický moment svarové podskupiny k těžišti celé svarové skupiny (sloup a spojovací plech) [mm^4]

$J_{zs2žP}$... celkový osový kvadratický moment svarové podskupiny k těžišti celé svarové skupiny (pravé žebro a spojovací plech) [mm^4]

Dle [33] str 510

6.3.7 VÝPOČET NAPĚTÍ OD POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$\tau'_2 = \frac{F_s}{S_{s2}} \quad [\text{MPa}] \quad (136)$$

$$\tau'_2 = \frac{2125}{919,1}$$

$$\tau'_2 = 2,312 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

6.3.8 VÝPOČET NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

Nejprve je třeba určit rameno c , jež značí vzdálenost těžiště od nejvzdálenějšího bodu svarové skupiny. [33]

$$c_2 = y_2 \quad [\text{mm}] \quad (137)$$

$$c_2 = 70 \text{ mm}$$

vzorec dle [33] str 530

$$\tau''_2 = \frac{M_{s2} \cdot c_2}{J_{zs2}} \quad [\text{MPa}] \quad (138)$$

$$\tau''_2 = \frac{678\,400 \cdot 70}{1\,930\,000}$$

$$\tau''_2 = 24,603 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

6.3.9 VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA SVAR

$$\tau_2 = \sqrt{\tau'_{2^2} + \tau''_{2^2}} \quad [\text{MPa}] \quad (139)$$

$$\tau_2 = \sqrt{2,312^2 + 24,603^2}$$

$$\tau_2 = 24,712 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

6.3.10 BEZPEČNOST SVARU VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Nejprve je vhodné u zvolené elektrody určit mez kluzu ve smyku.

$$R_{ses} = 0,577 \cdot R_{se} \quad [\text{MPa}] \quad (140)$$

$$R_{ses} = 0,577 \cdot 500$$

$$R_{ses} = 288,5 \text{ MPa}$$

vzorec dle [33] str 530

Nyní je známa mez kluzu a je možné určit bezpečnost.

$$k_{s2} = \frac{R_{ses}}{\tau_2} \quad [-] \quad (141)$$

$$k_{s2} = \frac{288,5}{24,712}$$

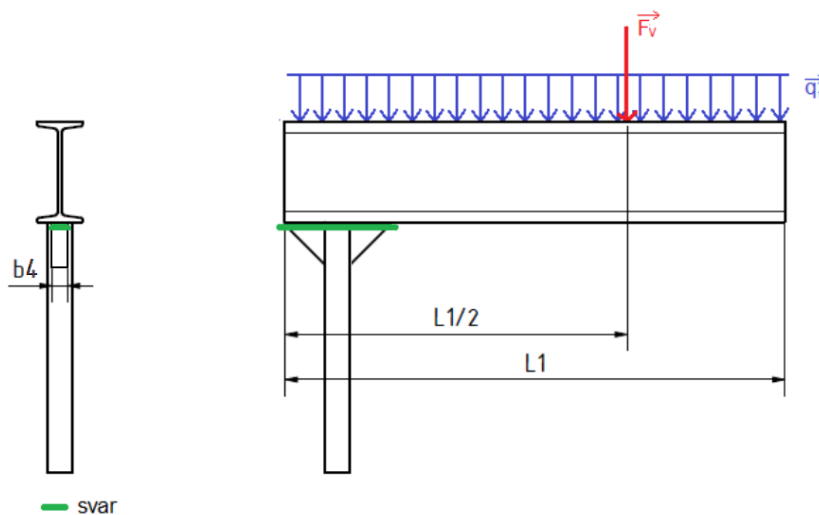
$$k_{s2} = 11,675$$

vzorec dle [33] str 530

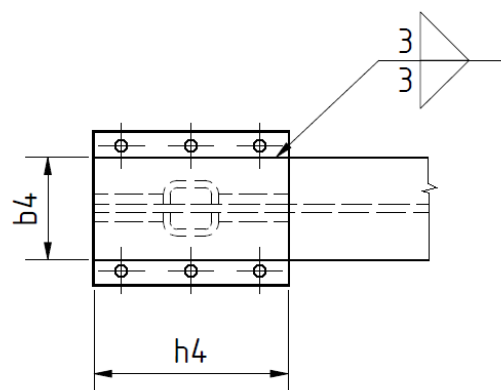
Bezpečnost vychází větší než 1, je tedy zřejmé, že svar je v pořádku a lze jej v této podobě použít. Je možné zvážit změnu elektrody za elektrodu s nižší mezí kluzu.

6.4 VÝPOČET SVARU I-PROFIL A SPOJOVACÍ PLECH

Tyto svary najdeme na zařízení celkem dva. Oba jsou namáhány totožnými momenty i posouvající silou. Vzhledem k symetrii celé konstrukce není tedy nutné počítat oba svary, ale postačí jeden výpočet.



Obr. 64 Výpočtové schéma svaru I-profil a spojovací plech



Obr. 65 Výpočtové schéma svaru I-profil a spojovací plech (pohled zeshora)

6.4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Tab.15 Vstupní hodnoty pro výpočet svaru žebro, sloup a spojovací plech

Veličina	Název	Jednotka	Hodnota
h_4	Délka svaru	[mm]	140
z_4	Tloušťka svaru	[mm]	3
F_s	Síla působící na svar	[N]	2125
M_s	Ohybový moment působící na svar	[N·mm]	678 400
R_{se}	Mez kluzu elektrody dle ČSN EN ISO 2560 [33]	[MPa]	500

6.4.2 ÚČINNÁ PLOCHA SVARU

$$S_{s4} = 1,414 \cdot z_4 \cdot h_4 \quad [\text{mm}^2] \quad (142)$$

$$S_{s4} = 1,414 \cdot 3 \cdot 140$$

$$S_{s4} = 593,88 \text{ mm}^2$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.4.3 TĚŽIŠTĚ SVAROVÉ SKUPINY

Pro výpočet je důležitá pouze poloha těžiště ve směru osy “y”.

$$y_4 = \frac{h_4}{2} \quad [\text{mm}] \quad (143)$$

$$y_4 = \frac{140}{2}$$

$$y_4 = 70 \text{ mm}$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.4.4 JEDNOTKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

$$J_{zu4} = \frac{h_4^3}{6} \quad [\text{mm}^3] \quad (144)$$

$$J_{zu4} = \frac{140^3}{6}$$

$$J_{zu4} = 457\,333,33 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.4.5 CELKOVÝ OSOVÝ KVADRATICKÝ MOMENT ÚČINNÉHO PRŮŘEZU

$$J_{zs4} = 0.707 \cdot z_4 \cdot J_{zu4} \quad [\text{mm}^4] \quad (145)$$

$$J_{zs4} = 0.707 \cdot 5 \cdot 457\,333,33$$

$$J_{zs4} = 1\,616\,673,322 \text{ mm}^4$$

Dle [33] str 515 Tab 9-2

6.4.6 VÝPOČET NAPĚTÍ OD POSOUVAJÍCÍ SÍLY

$$\tau'_4 = \frac{F_s}{S_{s4}} \quad [\text{MPa}] \quad (146)$$

$$\tau'_4 = \frac{1935}{598,38}$$

$$\tau'_4 = 3,578 \text{ MPa}$$

Dle [33] str 530

6.4.7 VÝPOČET NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

Nejprve je třeba určit rameno c , jež značí vzdálenost těžiště od nejvzdálenějšího bodu svarové skupiny. [33]

$$c_4 = h_4 - y_4 \quad [\text{mm}] \quad (147)$$

$$c_4 = 140 - 70$$

$$c_4 = 70 \text{ mm}$$

vzorec dle [33] str 530

$$\tau''_4 = \frac{M_s \cdot c_4}{J_{zs4}} \quad [\text{MPa}] \quad (148)$$

$$\tau''_4 = \frac{691\,400 \cdot 70}{1\,616\,673,322}$$

$$\tau''_4 = 48,955 \text{ MPa}$$

Vzorec dle [33] str 530

6.4.8 VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA SVAR

$$\tau_4 = \sqrt{\tau'_{4^2} + \tau''_{4^2}} \quad [\text{MPa}] \quad (149)$$

$$\tau_4 = \sqrt{3,578^2 + 48,955^2}$$

$$\tau_4 = 49,086 \text{ MPa}$$

Vzorec dle [33] str 530

6.4.9 BEZPEČNOST SVARU VŮČI MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

Nejprve je třeba u zvolené elektrody určit mez kluzu ve smyku.

$$R_{ses} = 0,577 \cdot R_{se} \quad [\text{MPa}] \quad (150)$$

$$R_{ses} = 0,577 \cdot 500$$

$$R_{ses} = 288,5 \text{ MPa}$$

Vzorec dle [33] str 530

Nyní je známa mez kluzu a je možné určit bezpečnost.

$$k_{s4} = \frac{R_{ses}}{\tau_4} \quad [-] \quad (151)$$

$$k_{s4} = \frac{288,5}{49,086}$$

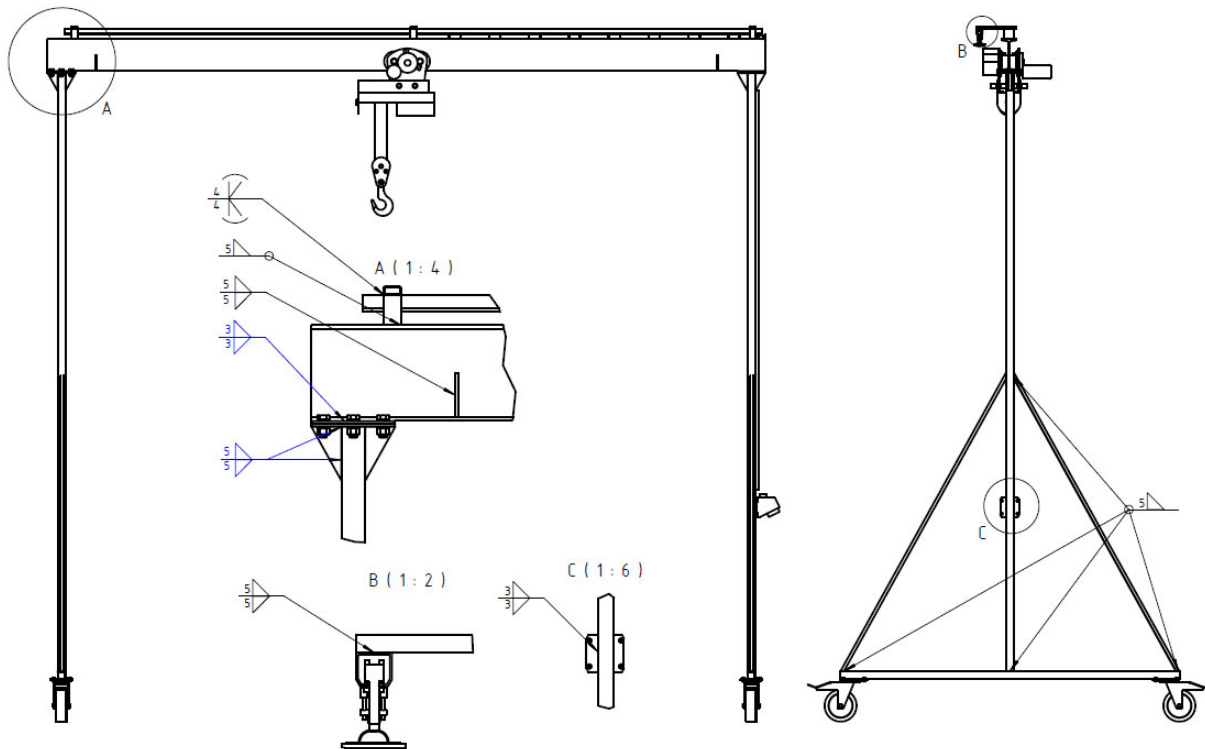
$$k_{s4} = 5,877$$

Vzorec dle [33] str 530

Bezpečnost vychází větší než 1, je tedy zřejmé, že svar je v pořádku a lze jej v této podobě použít. Vzhledem k vyšší bezpečnosti je možné uvažovat o změně elektrody za elektrodu z nižší mezí kluzu, avšak kvůli unifikaci je ponecháno toto řešení.

6.5 OSTATNÍ SVARY

Zbylé svary již není zcela nezbytné počítat. Jedná se o svary, které již nejsou tak významně namáhány na ohyb a uvažovat zatížení pouze posouvající silou je nepodstatné, protože má zanedbatelný vliv na celkové namáhání svaru. Všechny svary přehledně zobrazuje obrázek níže. Svary podbarvený modrou barvou byly zkontrolovány pevnostním výpočtem.



Obr. 66 Přehled svarových spojů

7 VOLBA DALŠÍCH KOMPONENT

7.1 KLADKOSTROJ

V kapitole 3 byla řešena analýza dostupných kladkostrojů pro řešené zařízení. Ze všech popsaných zařízení se jeví nejlépe kladkostroj PROCAT 300. Je vybrán pro svou univerzálnost, finanční nenáročnost a snadnou dostupnost. Veškeré parametry jsou uvedeny v kapitole 3 Tab 3.

7.2 POJEZDOVÉ KLADKY

Řešený jeřáb je vybaven čtyřmi pojezdovými kladkami. Všechny musí být brzděny. Pro řešený jeřáb se jeví nejvhodnější pojezdové kladky distributora Brufus.cz pro svou dostupnost a nízké finanční náklady. Parametry popisuje Tabulka 16 níže.

Tab.16 Parametry pojezdové kladky BRUFUS.cz [40]

Parametry zvolených kladek	
Rozměr kola	200x48 mm
Materiál kola	Tvrzená pryž-modrá
Nosnost	300 kg
Celková výška	235 mm
Rozměr základny	135x110 mm
Rozteč děr	105x80 mm



Obr. 67 Pojezdová kladka brzděná [69]

7.3 KOLEJNIČKY PRO KABELÁŽ

Posledním řešeným problémem konstrukce tohoto jeřábu je řešení kabeláže pro přívod elektrické energie. Kolejničky jsou tvořeny dutým profilem s drážkou na spodní ploše pro pojíždění kabelových kladek. Zvolena je kolejnice pozinkovaná 000 výrobce NIKO. Výrobce rovněž nabízí nařezání konkrétní délky, avšak maximum je 6 m. [41]

Tab.17 Parametry pojezdové kolejničky NIKO [41]

Parametry zvolených kladek	
Délka kolejničky	3 m
Materiál kola	Pozinkovaná ocel
Typ 23	40x38 mm



Obr. 68 Kolejnička typ 23 NIKO [70]

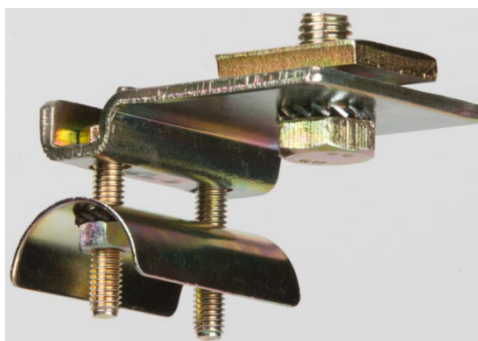
7.4 KLADKY PRO KABELÁŽ

Pro vedení kabelu jsou zapotřebí vodící kabelové kladky. Využijí se 2 typy: Pojízdné a koncové. Koncová postačí pouze jedna. Jedná se o pevnou kladku na konci kolejničky, jež zajistí, že pohybové kladky nevyjedou z kolejniček a zajistí rovněž odvedení kabelu z prostoru kolejniček pryč. Vybrány jsou komponenty firmy NIKO a typ 23 kvůli jednotným rozměrům dané typové řady komponent. [42]



Obr. 69 Pojízdňá nylonová kladka typ 23 NIKO [71]

Pojízdňá nylonová kladka bude použita 8krát, vybrána byla pro nízkou cenu a snadnou dostupnost. Výrobce také poskytuje kladky celokovové, avšak dražší. [42]



Obr. 70 Pevná nylonová kladka typ 23 NIKO [72]

7.5 ELEKTRICKÁ ZÁSUVKA

Na trhu se nachází řada výrobců elektrických zásuvek všeho druhu. Vybrána byla zásuvka třípólová 1x16A s krycím víčkem pro zásuvku. Toto je vhodná ochrana před prašností či například mechanickým poškozením v situaci, kdy jeřáb není napájen. Zásuvka je rovněž vybavena vypínačem. Výrobce je firma SCAME. [43]



Obr. 71 Elektrická zásuvka s vypínačem 230V/16A třípólová, IP67[73]

7.6 KABELOVÁ LIŠTA

Kabelová lišta slouží k ochraně a vedení napájecího kabele od kolejniček k zásuvce. Vybrána byla lišta KOPOS LHD 20x20, dlouhá 2m v bílé barvě. Její rozměry umožní použití více druhů kabelů. [44]



Obr. 72 Kabelová vodící lišta 20x20-2m [74]

ZÁVĚR

Tato závěrečná práce pojednává o návrhu menšího dílenského portálového jeřábu o nosnosti 300 kg. Nejprve je provedena kritická rešerše již existujících zařízení, která obsahuje přehled používaných jeřábů a zdvihadel a jejich odborné stanovisko, které hodnotí jejich složitost konstrukce, finanční náklady a celkový pohled na zařízení.

Při návrhu byl kladen důraz na jednoduchost, nízkou finanční náročnost a rovněž snahu využívat pokud možno normalizované polotovary pro snížení finančních nákladů. Při návrhu byla rovněž brána v potaz skutečnost, že zařízení je určeno pouze pro občasnou dílenskou manipulaci. Při návrhu se pak nemusel uvažovat například vliv větru dle ČSN EN 13001+A1, únava či občasná zatížení dle ČSN EN 13001-3-1+A2. Pevnostní výpočet byl zrealizován ve dvou variantách a to staticky neurčitý rám řešený silovou metodou a staticky určitá konstrukce kde se zanedbává vliv horizontálních sil. Byl ještě pro ověření výpočtu proveden zjednodušený výpočet dle [29]. Při řešení daného jeřábu se také volil ruční pohon pojezdu jeřábu i pojezdu kladkostroje. Opět zde byla snaha snížit náklady s ohledem na četnost používání a nízkou požadovanou nosnost jeřábu. Rozměry byly navrženy, tak aby se do rozpětí sloupu a zároveň pod jeřábový most vešel osobní automobil a bylo možné využít navrhovaný jeřáb například i v autoservisu. Drobným problémem byla kabeláž. Ta vyžadovala zvednutí kolejničky nad jeřábový most, protože by mohlo dojít ke kolizi mezi kabelovými kladkami a kladkostrojem. Kolejnička není řešena zcela symetricky v rámci konstrukce z důvodu úspory materiálu. Na straně bez zásuvky již není kam kabel vést neb je veden z druhé strany.

Jak už vyplynulo výše, zařízení bude využíváno pro příležitostnou manipulaci. I z tohoto důvodu bylo zvoleno řešení částečně rozebíratelné konstrukce, kdy je konstrukce složena ze tří základních dílců (jeřábový most a dva svařence tvořené sloupem, podvozkem a vzpěrami). Během návrhového procesu byla uvažována i varianta rozebíratelného spoje mezi sloupem a podvozkem, avšak toto řešení by zeslabilo pevnost konstrukce a působilo by poněkud neprakticky. Celosvařovaná konstrukce by pro změnu byla nerozebíratelná a z toho vyplývá větší nárok na prostor při přepravě.

Navrhované zařízení si myslím danému účelu poslouží vcelku dobře a může sloužit v dílenském prostředí či například v již několikrát zmiňovaném opravárenství. Jistě by šlo na tuto práci navázat inovovanou konstrukcí například pro vyšší nosnosti či pravidelnější používání.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení* [pdf]. [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/mod/folder/view.php?id=78173>
- [3] Jeřáby a servis s.r.o.. *jerabyservis.cz –mostové a portálové jeřáby* [online]. Chlumčany [cit. 2020-10-24] dostupné z: <https://www.jerabyservis.cz/mostove-a-portalove-jeřaby.html>
- [4] Adamec crane systems. *adamec.cz –mostové a portálové jeřáby* [online]. ©2018 [cit. 2020-10-24] dostupné z: <https://www.adamec.cz/cs/mostove-jeřaby>
- [5] Jeřáby Kučera s.r.o.. *jeraby-kucera.cz –mostové jeřáby* [online]. ©2017 [cit. 2020-10-24] dostupné z: <https://www.jeraby-kucera.cz/Jeraby-mostove.html>
- [6] Portálové dílenské jeřáby. *Tedox* [online]. 2010 [cit. 2020-10-29] dostupné z: <https://www.tedox.cz/media/cache/file/bc/portalovejeraby.pdf>
- [7] Jeřáby portálové a poloportálové. *kpc.cz* [online]. Brno [cit. 2020-11-04] dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/jeřaby/jeřaby-portalove-a-poloportalove/>
- [8] Konzolové jeřáby. *Tedox* [online]. ©2010 [cit. 2020-11-09] dostupné z: <https://www.tedox.cz/konzolove-jeřaby>
- [9] Sloupové jeřáby. *Tedox* [online]. ©2010 [cit. 2020-11-12] dostupné z: <https://www.tedox.cz/sloupove-jeřaby>
- [10] Ruční mobilní pojízdné jeřáby. *kpc.cz* [online]. Brno [cit. 2020-11-12] dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/dilenska-manipulace/rucni-mobilni-sloupove-jeřaby/>
- [11] Pojízdný hydraulický dílenský jeřáb. *Mojedilna.cz* [online]. Brno, AMNproTrade s.r.o., ©2013–2020 [cit. 2020-11-19] dostupné z: <https://www.mojedilna.cz/pojizdny-hydraulicky-dilensky-jeřab-601b-2t-zirafa-skladaci>
- [12] Hydraulický dílenský jeřáb žirafa 2t. *ahprofi.cz* [online]. © 2020 [cit. 2020-11-19] dostupné z: <https://www.ahprofi.cz/hydraulicky-dilensky-jeřab-zirafa-2t-br32002>
- [13] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: Stroje a zařízení*. Praha : Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [14] Navíjedla. *Eluc.ikap.cz* [online]. Olomouc [cit. 2020-12-12] dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1918>
- [15] Naviják Güde 300/600 *eva.cz* [online]. Zásobování.cz © 1991-2020 [cit. 2020-12-12] dostupné z: <https://www.eva.cz/zbozi/39875/navijak-gude-300-600/>

- [16] Naviják ruční včetně lana a háku, nosnost 1350Kg. *DILNOS.cz* [online]. Olomouc [cit. 2020-12-12] dostupné z: <https://www.dilnos.cz/Navijak-rucni-vcetne-lana-a-haku-nosnost-1350kg-d14453.htm#detail-anchor-description>
- [17] Stavební vrátky Camac. *emkol.cz* [online]. Litomyšl, Ing. Josef Koukal, © 2006-2020 [cit. 2020-12-13]. Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/category/stavebni-vratky-camac/>
- [18] Stavební vrátek CAMAC MINOR. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-13] dostupné z: <https://www.tedox.cz/camac-minor-millennium-portico>
- [19] Stavební vrátek CAMAC MINOR PLUMA. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-13] dostupné z: <https://www.tedox.cz/camac-minor-millennium-pluma>
- [20] HRABOVKŠÝ, Leopold. *Zdvihací zařízení* [pdf]. [cit. 14.12.2020] Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/hra42/jer_klad.pdf
- [21] Elektrické kladkostroje STAR LIFTKET. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-16] dostupné z: <https://www.tedox.cz/star-liftket>
- [22] Tedox katalog <https://www.tedox.cz/media/cache/file/56/katstarliftketorig.pdf> [cit. 2021-01-04]
- [23] Kladkostroj s pojezdem -300Kg. *expondo.cz* [online]. © 2007–2020 [cit. 2020-12-17] dostupné z: https://www.expondo.cz/msw-kladkostroj-s-pojezdem-300-kg-10060015?utm_source=heureka&utm_medium=price_comparison&utm_content=lanov%20c3%a9_navij%20c3%a1ky&utm_term=ex10060015&dfw_tracker=72744-ex10060015
- [24] SVOBODA, Petr a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. 5. doplněné vyd. Brno: Cerm, 2016, ISBN 978-80-7204-838-0
- [25] Vyhláška (EU) č.209/2018 sb. ze dne 1.10.2018 o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel. [cit. 2021-03-03] dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2018-209>
- [26] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 4. Praha: Scientia, spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 80-7183-164-6.
- [27] JANÍČEK, Přemysl a Zdeněk FLORIÁN, *Mechanika těles-úlohy z pružnosti a pevnosti I*, Brno, CERM 2010, ISBN 978-80-214-4122-4
- [28] KYTÝR, Jiří a Petr FRANTÍK, *Statika I*. Brno, Cerm, 2014, s. 25-32 ISBN 978-80-7204-868-7
- [29] JAKOVLEV „et al.“, „aj.“, *Fyzikálně technická příručka I 1. a 2. část*. Praha, Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [30] ČSN EN 15011+A1, *Jeřáby – mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví

- [31] MALÁŠEK, Jiří, *Vzpěr* [pdf]. [cit. 2021-02-15]. Dostupné z: <file:///C:/Users/ONDRAV~1/AppData/Local/Temp/18skripta%20EDO2016.pdf>
- [32] ČSN EN 13001-3-1+A2, *Jeřáby- obecný návrh-Část 3.1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelých konstrukcí*. Praha, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018
- [33] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [34] FLORIÁN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL, *Mechanika těles- Statika*. Brno, CERM 2007, ISBN 978-80-214-3440-0
- [35] Profil dutý svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219 // rozměr 40x5. Feron.cz [online]. [cit. 2021-03-24] Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/44033/profil-duty-svarovany-cerny-se-ctvercovym-prurezem-en-10219-rozmer-40x5>
- [36] ČSN EN 13001-2, *Jeřáby-Návrh všeobecně- část 2: účinky zatížení*. Praha, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011
- [37] KUBALÍK, Michal, *Moment únosnosti průřezu namáhaného ohybem*. [online], Praha, 2009, [cit. 2021-01-31] Bakalářská práce, ČVUT, fakulta stavební. dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/~hanzlhan/ASW_software/MRd_teorie_manual.pdf
- [38] JANÍČEK, Petr, Emanuel ONDRÁČEK a Jan VRBKA. *Pružnost a pevnost I: Učební text*. [online] 1. Brno: Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, 1992. [cit. 2021-01-11] dostupné z: <http://beta.fme.vutbr.cz/ulohy/4PP.pdf>
- [39] Matice M12 DIN 985.8 šestihránná pojistná, *ags-shop.cz*. Dostupné z: <https://www.ags-shop.cz/cz/e-shop/1928930/c29430-nahradni-dily/matrice-m12-din-9858-sestihranna-pojistna.html>
- [40] Kolečko pojezdové, 200mm, otočné+brzda, tvrdá pryž-modrá, 300kg, *brufus.cz* [online]. [cit. 2021-3-27] Dostupné z: <https://www.brufus.cz/kolecko-pojezdove-200mm-otocne-brzda-tvrda-pryz-modra-300kg-ean002815-skup447378.php>
- [41] Kolejnice a oblouky. *niko-kovani.cz* [online] © 2016 - 2021 Portaflex s.r.o. [cit. 2021-05-03] Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/kolejnice-a-oblouky-3>
- [42] Kladky a závěsy. *niko-kovani.cz* [online] © 2016 - 2021 Portaflex s.r.o. [cit. 2021-05-03] Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/kladky-a-zavesy-1>
- [43] Elektrická zásuvka s vypínačem 230V/16A třípólová IP67. *elnex.cz* [online] © 2021 - Obchodní skupina Josef Kyncl - Nexton.cz [cit. 2021-05-03] dostupné z: <https://www.elektrotechmat.cz/TP-electric-zasuvka-nastenna-v-krabice-1x16A-IP68-d339.htm>

- [44] Lišta na kabely KOPOS LHD 20x20. *e1.cz* [online] K&V ELEKTRO a.s. [cit. 2021-05-03] dostupné z: <https://www.e1.cz/produkt/1186843-lista-na-kabely-kopos-lhd-20x20-hd-2m-bila?t=popis>
- [45] Portálový jeřáb KP. *pro-lift.cz* [online]. [cit. 2020-10-24] Dostupné z: https://www.pro-lift.cz/80-portalovy_jerab_kp#lg=1&slide=0 obrázek 1
- [46] Mostový jeřáb. *jerabyservis.cz* [online]. [cit. 2020-10-25] Dostupné z: <https://www.jerabyservis.cz/mostove-a-portalove-jeraby.html> obrázek 2
- [47] Kotvený portálový jeřáb. *Bzcranes.cz* [online]. [cit. 2020-10-29] Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/portalove-jeraby-a-poloportalove-jeraby.html#&gid=1&pid=3> obrázek 3
- [48] Portálový dílenský jeřáb. *Tedox.cz* [online]. [cit. 2020-10-29] Dostupné z: https://www.tedox.cz/data/filecache/12/tn_zoom_obrazek_99.jpg obrázek 4
- [49] Portálový dílenský jeřáb. *Tedox.cz* [online]. [cit. 2020-10-29] Dostupné z: https://www.tedox.cz/data/filecache/8f/tn_zoom_obrazek_98.jpg obrázek 5
- [50] 3D model poloportálového dílenského jeřábu. *gigasro.cz* [cit. 2020-11-04] Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/portalove-jeraby-a-poloportalove-jeraby.html#&gid=1&pid=3> obrázek 6
- [51] Konzolový jeřáb. *iteco.cz* [online]. [cit. 2020-11-09] Dostupné z: <https://www.iteco.cz/nastenne-otocne-jeraby-lwx-s-elektrickym-retezovym-kladkostrojem-abucompact.html#gallery-4> obrázek 7
- [52] Konzolový jeřáb. *tedox.cz* [online]. [cit. 2020-11-09] Dostupné z: <https://www.tedox.cz/konzolove-jeraby> obrázek 8
- [53] Ruční mobilní sloupový jeřáb. *kpc.cz* [online]. [cit. 2020-11-19] Dostupné z: <https://www.kpc.cz/produkty/dilenska-manipulace/rucni-mobilni-sloupove-jeraby/> obrázek 9
- [54] Hydraulický dílenský jeřáb. *ahprofi.cz* [online]. [cit. 2020-11-20] Dostupné z: <https://www.ahprofi.cz/hydraulicky-dilensky-jerab-zirafa-2t-br32002> obrázek 10
- [55] Elektrický naviják GÜDE. *eva.cz* [online]. Zásobování.cz © 1991-2020 [cit. 2020-12-12] dostupné z: <https://www.eva.cz/zbozi/39875/navijak-gude-300-600/#media-1> obrázek 11
- [56] Ruční univerzální naviják. *DILNOS.cz* [online]. Olomouc [cit. 2020-12-12] dostupné z: <https://www.dilnos.cz/Navijak-rucni-vcetne-lana-a-haku-nosnost-1350kg-d14453.htm#detail-anchor-description> obrázek 12
- [57] Stavební vrátek CAMAC MINOR P200. *emkol.cz* [online]. Litomyšl, Ing. Josef Koukal, © 2006-2020 [cit. 2020-12-13]. dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratek-camac-minor-p-200/> obrázek 13

- [58] Stavební vrátek CAMAC P 200. *emkol.cz* [online]. Litomyšl, Ing. Josef Koukal, © 2006-2020 [cit. 2020-12-13]. dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratek-camac-p-200/> obrázek 14
- [59] Stavební vrátek CAMAC MINOR MILÉNIUM. *emkol.cz* [online]. Litomyšl, Ing. Josef Koukal, © 2006-2020 [cit. 2020-12-13]. dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/stavebni-vratek-camac-minor-milenium/> obrázek 15
- [60] Stavební vrátek Minor Pluma 500Kg. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-13] dostupné z: <https://www.tedox.cz/camac-minor-millennium-pluma> obrázek 16
- [61] Elektrický kladkostroj LIFTKET –hákový závěs. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-16] dostupné z: <https://www.tedox.cz/star-liftket> obrázek 17
- [62] Elektrický kladkostroj LIFTKET –příruba. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-16] dostupné z: <https://www.tedox.cz/star-liftket> obrázek 18
- [63] Elektrický kladkostroj LIFTKET –ruční pojezd. *tedox.cz* [online]. ©2010 [cit. 2020-12-16] dostupné z: <https://www.tedox.cz/star-liftket> obrázek 19
- [64] Systém ochrany kabelů a elektroniky. *expondo.cz* [online]. © 2007–2020 [cit. 2020-12-17] dostupné z: https://www.expondo.cz/msw-kladkostroj-s-pojezdem-300-kg-10060015?utm_source=heureka&utm_medium=price_comparison&utm_content=lanov%C3%A9_navij%C3%A1ky&utm_term=ex10060015&dfw_tracker=72744-ex10060015 obrázek 20
- [65] Kladkostroj s pojezdem -300kg. *expondo.cz* [online]. © 2007–2020 [cit. 2020-12-17] dostupné z: https://www.expondo.cz/msw-kladkostroj-s-pojezdem-300-kg-10060015?utm_source=heureka&utm_medium=price_comparison&utm_content=lanov%C3%A9_navij%C3%A1ky&utm_term=ex10060015&dfw_tracker=72744-ex10060015 obrázek 21
- [66] Schéma zjednodušeného výpočtu momentu M_{sk1} , JAKOVLEV „et al.“, „aj.“, *Fyzikálně technická příručka I 1. a 2. část*. Praha, Státní nakladatelství technické literatury, 1963 Obrázek 51
- [67] Schéma zjednodušeného výpočtu momentu M_{sk1} , JAKOVLEV „et al.“, „aj.“, *Fyzikálně technická příručka I 1. a 2. část*. Praha, Státní nakladatelství technické literatury, 1963 Obrázek 52
- [68] Schéma výpočtu lokálních napětí dle ČSN EN 15011+A1, *Jeřáby – mostové a portálové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví – obrázek 53
- [69] Kolečko pojezdové, 200mm, otočné+brzda, tvrdá pryž-modrá, 300kg, *brufus.cz* [online]. [cit. 2021-3-27] Dostupné z: <https://www.brufus.cz/kolecko-pojezdove-200mm-otocne-brzda-tvrda-pryz-modra-300kg-ean002815-skup447378.php> obrázek 67

- [70] Kolejnička typ 23, *niko-kovani.cz* [online] © 2016 - 2021 Portaflex s.r.o. [cit. 2021-05-03] Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/kolejnice-a-oblouky-3> obrázek 68
- [71] Pojízdna nylonová kladka typ 23, *niko-kovani.cz* [online] © 2016 - 2021 Portaflex s.r.o. [cit. 2021-05-03] Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/p/kladka-nylonova-kabelova-100> obrázek 69
- [72] Pevná nylonová kladka typ 23, *niko-kovani.cz* [online] © 2016 - 2021 Portaflex s.r.o. [cit. 2021-05-03] Dostupné z: <https://www.niko-kovani.cz/p/svorka-koncova-pro-kabel-k00> obrázek 70
- [73] Elektrická zásuvka s vypínačem 230V/16A třípólová IP67. *elnex.cz* [online] © 2021 - Obchodní skupina Josef Kyncl - Nexton.cz [cit. 2021-05-03] dostupné z: <https://www.elnex.cz/nastenne-prumyslove-zasuvky/2259-scame-518-1653ts-zasuvka-s-vypinacem-230v-16a-tripolova--ip67-8001636309675.html> obrázek 71
- [74] Lišta na kabely KOPOS LHD 20x20. *e1.cz* [online] K&V ELEKTRO a.s. [cit. 2021-05-03] dostupné z: <https://www.e1.cz/produkt/1186843-lista-na-kabely-kopos-lhd-20x20-hd-2m-bila?t=popis> obrázek 72

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Q	[t]	Nosnost kladkostroje
a_2	[mm]	Délka strany tyče čtvercového průřezu
As	[mm ²]	Plocha šroubu
b_1	[mm]	Šířka I-profilu
b_1	[mm]	Šířka svaru 1
b_2	[mm]	Šířka svaru na žebrech
b_3	[mm]	Šířka svaru na sloupu
b_4	[mm]	Šířka svaru 4
c_1	[mm]	Vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svaru
c_2	[mm]	Vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svaru
c_4	[mm]	Vzdálenost nejvzdálenějšího bodu svaru od těžiště svaru
c_{x0}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 0 ve směru osy x
c_{x1}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 1 ve směru osy x
c_{x2}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 2 ve směru osy x
c_{y0}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 0 ve směru osy y
c_{y1}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 1 ve směru osy y
c_{y2}	[-]	Koeficient lokálních napětí v místě 2 ve směru osy y
E	[MPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Maximální zatížení kola
F_{ax}	[N]	Reakce ve vazbě A ve směru osy x
F_{ax0}	[N]	Reakce ve vazbě A 0.stavu ve směru osy x
F_{ax1}	[N]	Reakce ve vazbě A 1.stavu ve směru osy x
F_{az}	[N]	Reakce ve vazbě A ve směru osy z
F_{az0}	[N]	Reakce ve vazbě A 0.stavu ve směru osy z
F_{az1}	[N]	Reakce ve vazbě A 1.stavu ve směru osy z
F_b	[N]	Návrhová tíhová síla břemene
F_{bx}	[N]	Reakce ve vazbě A ve směru osy x
F_{bz}	[N]	Reakce ve vazbě B ve směru osy z
F_{bz0}	[N]	Reakce ve vazbě B 0.stavu ve směru osy z
F_{bz1}	[N]	Reakce ve vazbě B 1.stavu ve směru osy z
F_{dx}	[N]	Reakce ve vazbě D ve směru osy x

F_{dy}	[N]	Reakce ve vazbě D ve směru osy z
F_{ez}	[N]	Reakce ve vazbě E ve směru osy z
F_{g2}	[N]	Vlastní tíha jeřábových sloupů
F_k	[N]	Návrhová tíhová síla kladkostroje
F_m	[N]	Síla zatěžující šrouby vzniklá ohybovým momentem
F_s	[N]	Síla působící na jeden šroub
F_s	[N]	Smyková síla působící na svar
F_{s1}	[N]	Síla namáhající šrouby
F_t	[N]	Maximální dovolená zatěžující síla šroubu
F_v	[N]	Výsledná návrhová síla
F_{vs}	[N]	Výsledná síla namáhající šrouby
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h_1	[mm]	Výška I-profilu
h_1	[mm]	Výška svaru 1
h_2	[mm]	Délka svaru na žebrech
h_3	[mm]	Délka svaru na sloupu
h_4	[mm]	Výška svaru 4
i_2	[mm]	Minimální poloměr setrvačnosti
i_s	[-]	Počet šroubů
J_{Ix}	[mm ⁴]	Kvadratický moment I-profilu k ose x
J_{Iy}	[mm ⁴]	Kvadratický moment I-profilu k ose y
J_2	[mm ⁴]	Kvadratický moment tyče
J_{zs1}	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment svaru 1
J_{zs2}	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment svarové skupiny 2
J_{zs2s}	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment sloupu a spojovacího plechu
$J_{zs2žL}$	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment levého žebra a spojovacího plechu
$J_{zs2žP}$	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment pravého žebra a spojovacího plechu
J_{zs4}	[mm ⁴]	Celkový osový kvadratický moment svaru 4
J_{zu1}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment svaru 1
J_{zu2s}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment svarové podskupiny sloup a spojovací plech
$J_{zu2ž}$	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment svarové podskupiny žebro a spojovací plech
J_{zu4}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment svaru 4

k_1	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti jeřábového mostu
k_2	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti jeřábových sloupů
k_4	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti podvozku (prutu 4)
k_{s1}	[-]	Bezpečnost svaru vůči meznímu stavu pružnosti
k_{s2}	[-]	Bezpečnost svaru vůči meznímu stavu pružnosti
k_{s4}	[-]	Bezpečnost svaru vůči meznímu stavu pružnosti
$k_{\bar{s}}$	[-]	Bezpečnost šroubu vůči meznímu stavu pružnosti
k_{v2}	[-]	Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability jeřábových sloupů
L_1	[mm]	Délka jeřábového mostu portálu jeřábu
L_2	[mm]	Výška jeřábových sloupů portálu jeřábu
L_4	[mm]	Délka podvozku jeřábu
L_5	[mm]	Délka výztuhy
L_{s1}	[mm]	Vzdálenost těžiště tlakového zatížení plechu od vzdálenějšího šroubu
L_{s2}	[mm]	Vzdálenost těžiště tlakového zatížení plechu od bližšího šroubu
m_{1n}	[kg]	Hmotnost 1m I-profilu jeřábového mostu
m_2	[kg]	Hmotnost jeřábových sloupů
m_{2n}	[kg]	Hmotnost 1m tyče čtvercového průřezu jeřábových sloupů
m_b	[kg]	Hmotnost břemene
m_k	[kg]	Hmotnost kladkostroje
Mo_1	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_1
Mo_{10}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ 0.stavu řezu x_1
Mo_{11}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ 1.stavu řezu x_1
Mo_2	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_2
Mo_{20}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ 0.stavu řezu x_2
Mo_{21}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ 1.stavu řezu x_2
Mo_3	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_3
Mo_{31}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ 1.stavu řezu x_3
Mo_4	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_4
Mo_{41}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_{41}
Mo_{42}	[N·mm]	Ohybový moment VVÚ řezu x_{42}
M_{omax4}	[N·mm]	Maximální ohybový moment podvozku (prutu 4)
M_s	[N·mm]	Ohybový moment působící za svar
M_{s1}	[N·mm]	Ohybový moment namáhající šrouby

M_{sk1}	[N·mm]	Kontrolní ohybový moment způsobený návrhovou silou
M_{sk2}	[N·mm]	Kontrolní ohybový moment způsobený vlastní tíhou jeřábového mostu
MSP	[-]	Mezní stav pružnosti
$MSVS$	[-]	Mezní stav vzpěrné stability
N_1	[N]	Normálová síla řezu x_1
N_2	[N]	Normálová síla řezu x_2
N_3	[N]	Normálová síla řezu x_3
N_4	[N]	Normálová síla řezu x_4
N_{41}	[N]	Normálová síla řezu x_{41}
N_{42}	[N]	Normálová síla řezu x_{42}
n_s	[-]	Stupeň statické určitosti
q_1	[N·mm ⁻¹]	Vlastní tíha jeřábového mostu
R_2	[mm]	Zaoblení tyče
Re	[MPa]	Mez kluzu
Rm	[MPa]	Mez pevnosti šroubu
Rse	[MPa]	Mez kluzu elektrody
$Rses$	[MPa]	Mez kluzu elektrody ve smyku
s	[-]	Stupeň statické určitosti
S_2	[mm ²]	Celková účinná plocha svarové skupiny 2
S_{2s}	[mm ²]	Celková účinná plocha svarové podskupiny sloup a spojovací plech
S_{2z}	[mm ²]	Celková účinná plocha svarové podskupiny žebro a spojovací plech
S_{s1}	[mm ²]	Účinná plocha svaru 1
β_2	[-]	Koeficient dle [36]
S_{s4}	[mm ²]	Účinná plocha svaru 4
t_1	[mm]	Tloušťka stojiny
T_1	[N]	Posouvající síla řezu x_1
T_2	[N]	Posouvající síla řezu x_2
t_{2l}	[mm]	Tloušťka příruby
t_{2t}	[mm]	Tloušťka stěny tyče
T_3	[N]	Posouvající síla řezu x_3
T_4	[N]	Posouvající síla řezu x_4
T_{41}	[N]	Posouvající síla řezu x_{41}

T_{42}	[N]	Posouvající síla řezu x_{42}
t_f	[mm]	Teoretická tloušťka příruby
u_B	[mm]	Posunutí ve vazbě B
v_h	[m·s ⁻¹]	Rychlost zdvihu kladkostroje
W_{Ix}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose x
W_{Iy}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu k ose y
W_2	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_{o4}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu podvozku (prutu 4)
x_1	[-]	Oblast řezu x_1
X_1	[N]	Neznámá reakční síla řešená silovou metodou
x_2	[-]	Oblast řezu x_2
x_3	[-]	Oblast řezu x_3
x_4	[-]	Oblast řezu x_4
y_1	[mm]	Poloha těžiště ve směru osy y
y_2	[mm]	Poloha těžiště svarové skupiny 2
$y_{2ž}$	[mm]	Poloha těžiště svarové podskupiny žebro a spojovací plech
y_4	[mm]	Poloha těžiště ve směru osy y
z_1	[mm]	Tloušťka svaru 1
z_2	[mm]	Tloušťka celé svarové skupiny 2 (žebro, sloup a spojovací plech)
z_4	[mm]	Tloušťka svaru 4
α	[-]	Součinitel popisující redukovanou délku prutu
α_k	[-]	Součinitel dle [29]
γ_{m2}	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
δ'_{11}	[-]	Výsledný deformační parametr 1.stavu
δ_1	[-]	Přetvárný součinitel
δ_{10}	[-]	Deformační parametr 0.stavu
δ'_{10}	[-]	Výsledný deformační parametr 0.stavu
δ_{11}	[-]	Deformační parametr 1.stavu
η	[%]	Účinnost kladkostroje
λ	[-]	Součinitel dle [30]
λ_2	[-]	Štíhlost prutu 2
λ_{2m}	[-]	Mezní štíhlost prutu 2
μ	[-]	Počet neznámých parametrů

v	[-]	Počet použitelných rovnic statické rovnováhy
σ_{o1}	[MPa]	Celkové maximální napětí v místě 1 jeřábového mostu 1
σ_{o2}	[MPa]	Celkové maximální napětí v místě 1 jeřábového sloupu 2
σ_{o4}	[MPa]	Maximální ohybové napětí podvozku (prutu 4)
σ_{og1}	[MPa]	Globální maximální napětí prutu 1 v místě 1
σ_{x0}	[MPa]	Lokální napětí v místě 0 ve směru osy x
σ_{x1}	[MPa]	Lokální napětí v místě 1 ve směru osy x
σ_{x2}	[MPa]	Lokální napětí v místě 2 ve směru osy x
σ_{y0}	[MPa]	Lokální napětí v místě 0 ve směru osy y
σ_{y1}	[MPa]	Lokální napětí v místě 1 ve směru osy y
σ_{y2}	[MPa]	Lokální napětí v místě 2 ve směru osy y
τ'_{1}	[MPa]	Napětí od ohybového momentu
τ'_{2}	[MPa]	Napětí od ohybového momentu
τ'_{4}	[MPa]	Napětí od ohybového momentu
τ'_{1}	[MPa]	Napětí od smykové síly
τ'_{2}	[MPa]	Napětí od smykové síly
τ'_{4}	[MPa]	Napětí od smykové síly
τ_1	[MPa]	Výsledné smykové napětí působící na svar
τ_2	[MPa]	Výsledné smykové napětí působící na svar
τ_4	[MPa]	Výsledné smykové napětí působící na svar
Φ_1	[-]	Součinitel účinku při zdvihání a gravitační síly působící na hmotnost jeřábu
Φ_2	[-]	Součinitel zdvihání volně ležícího břemene
Φ_{2min}	[-]	Koeficient

SEZNAM PŘÍLOH

- 2-200229-01 Portálový jeřáb (celková sestava)
- 2-200229-02 Jeřábový sloup (výkres svarku)
- 2-200229-03 Jeřábový most (výkres svarku)
- 4-200229-04 Portálový jeřáb (seznam položek)
- 3-200229-05 Spojovací plech (výrobní výkres)
- 4-200229-06 Horní žebro (výrobní výkres)
- 4-200229-07 Pojistka kladkostroje (výrobní výkres)
- 4-200229-08 Vzpěra (výrobní výkres)
- 4-200229-09 Uchycení kladky (výrobní výkres)
- 4-200229-10 Uchycení zásuvky (výrobní výkres)