



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

DÍLENSKÉ ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ PRO MANIPULACI V OPRAVÁRENSTVÍ

LIFTING EQUIPMENT FOR HANDLING THE REPAIR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Bednář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Vojtěch Bednář
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2022/23

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:

Díleňské zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kritická rešerše díleňských zvedacích zařízení, umožňujících příležitostnou manipulaci s břemeny v menších opravárenských provozech.

Koncepční návrh mobilního zvedacího zařízení vhodného pro manipulaci v různých servisech.

Základní technické parametry:

- maximální nosnost..... 1200 kg,
- minimální zdvih 1800 mm,
- pohon zdvihu motorický,
- pohon pojezdu manuální.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

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

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu,
- podsestavy a díleňské výkresy dle pokynů vedoucího BP.

Seznam doporučené literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení.TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6.

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.

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na zvedací zařízení, která se využívají v menších opravárenských provozech a servisech. V první teoretické části je provedena rešerše současně využívaných a průmyslově vyráběných dílenských zvedacích zařízení. V druhé praktické části je popsán návrh dílenského portálového jeřábu ověřený funkčními a rozměrovými výpočty, a nakonec konstrukční řešení doplněné o výkresovou dokumentaci jeřábu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zvedací zařízení, dílenské zvedací zařízení, portálový jeřáb, dílenský portálový jeřáb, elektrický kladkostroj

ABSTRACT

The bachelor's thesis is focused on lifting equipment that are used in smaller repair shops and services. In the first theoretical part, a survey of currently used and industrially produced workshop lifting equipment is carried out. In the second part, the design of the workshop gantry crane verified by functional and dimensional calculations is described, and finally the structural solution supplemented by the drawing documentation of the crane.

KEYWORDS

lifting equipment, workshop lifting equipment, gantry crane, workshop gantry crane, electric hoist

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BEDNÁŘ, Vojtěch. *Dílenské zvedací zařízení pro manipulaci v opravárenství*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Miroslav Škopán. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/148875>.



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 25. května 2023

.....

Vojtěch Bednář

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavovi Škopánovi, CSc. za odborné vedení při zpracovávání bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za neustálou a všestrannou podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	11
1 Zvedací zařízení ke zvedání vozidel	12
1.1 Ruční zvedáky	12
1.1.1 Šroubové zvedáky	12
1.1.2 Hydraulické zvedáky	13
1.1.3 Hřebenové zvedáky	14
2 Zvedací zařízení ke zvedání materiálu	15
2.1 Kladkostroje	15
2.1.1 Řetězový kladkostroj	15
2.1.2 Pákový kladkostroj	16
2.1.3 Elektrický kladkostroj	17
2.2 Nůžkové zvedací stoly	18
2.3 Jeřáby	19
2.3.1 Mostové jeřáby	19
2.3.2 Portálové jeřáby	20
2.3.3 Konzolové jeřáby	21
2.3.4 Sloupové jeřáby	22
2.3.5 Mobilní hydraulické jeřáby	23
3 Koncepční návrh zvedacího zařízení	25
3.1 První varianta koncepčního návrhu	25
3.2 Druhá varianta koncepčního návrhu	25
4 Výpočet dynamických součinitelů zatížení	29
4.1 Rozdělení zatížení	29
4.2 Pravidelná zatížení	30
4.2.1 Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	30
4.2.2 Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu	30
4.2.3 Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	31
4.2.4 Zatížení způsobená zrychlením pohonů	33
4.3 Výjimečná zatížení	33
4.3.1 Zatížení při zkouškách	33
4.4 Přehled dynamických součinitelů zatížení	34
5 Výpočet zatížení od jeřábu a břemen	35
5.1 Zatížení od hmotnosti jeřábu	35
5.2 Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu	35
5.3 Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	35
5.4 Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu	36
5.5 Zatížení od zdvihání volně ležícího břemene	36
5.6 Zatížení při zkouškách	36
5.6.1 Zatížení při dynamické zkoušce	36
5.6.2 Zatížení při statické zkoušce	36
5.7 Zatížení při nouzovém zastavení	37
5.8 Přehled zatížení od jeřábu a břemen	38

6	Volba materiálu.....	39
6.1	Profil nosníku jeřábu	39
6.2	Profil sloupu podvozku a výztuh jeřábu.....	40
7	Funkční a rozměrové výpočty	41
7.1	Určení kritických sil působících na jeřáb	41
7.2	Uvolnění rámu jeřábu.....	42
7.2.1	Výpočet reakčních sil ve vazbách rámu jeřábu.....	42
7.2.2	Výpočet výsledných vnitřních účinků v rámu jeřábu	43
7.3	Uvolnění podvozku jeřábu	45
7.3.1	Výpočet reakčních sil v podvozku jeřábu	46
7.3.2	Výpočet výsledných vnitřních účinků v podvozku jeřábu.....	47
7.4	Výpočet maximálních napětí v rámu jeřábu.....	48
7.4.1	Maximální napětí v nosníku.....	48
7.4.2	Maximální napětí ve sloupu.....	48
7.5	Výpočet maximálního napětí v podvozku jeřábu	49
7.6	Prokázání nosných prvků jeřábu	49
7.6.1	Výpočet návrhového napětí únosnosti nosných prvků	50
7.6.2	Kontrola nosných prvků jeřábu	50
7.7	Prokázání pružné stability	51
7.7.1	Návrhová tlaková síla únosnosti	52
7.7.2	Kontrola pružné stability.....	53
7.8	Prokázání svarových spojů.....	54
7.8.1	Návrhové napětí únosnosti svarových spojů.....	54
7.8.2	Výpočet napětí ve svarech	55
7.8.3	Kontrola svarových spojů	56
7.9	Prokázání šroubových spojů.....	57
7.9.1	Návrhová síla únosnosti šroubových spojů.....	57
7.9.2	Síly působící na jeden šroub	58
7.9.3	Kontrola šroubových spojů	59
8	Konstrukční řešení jeřábu.....	60
8.1	Nosník	60
8.2	Sloup s výztuhami a podvozek.....	61
8.3	Elektrický kladkostroj	62
8.4	Pojezdová kola	63
8.5	Spojovací materiál.....	64
	Závěr	65
	Použité informační zdroje	66
	Seznam použitých zkratk a symbolů	69
	Seznam příloh.....	74

ÚVOD

Zdvihací manipulační zařízení jsou dnes již nezbytnou součástí veškerých větších či menších servisů a opravárenských provozů. Usnadňují pracovníkům práci díky snazší manipulaci s těžkými a rozměrnými břemeny a tím zlepšují jejich pracovní podmínky. V dnešní době existuje již mnoho modifikací těch nejzákladnějších manipulačních zařízení přímo určená pro daný opravárenský postup. Tato zdvihací zařízení se pak liší svojí konstrukcí, nosností, rozměry, mechanismem zdvihu, mechanismem pojezdu, cenou atd.

Cílem této práce je provést rešerši obdobných dílenských zvedacích zařízení pro manipulaci s břemeny využívaných v menších opravárenských provozech. Dále navrhnout vlastní koncepční návrh takového zvedacího zařízení, ověřit jeho funkčnost, trvanlivost a bezpečnost pevnostními výpočty, a nakonec zpracovat výkresovou dokumentaci tohoto zvedacího zařízení.

Rešeršní část této práce se věnuje výhradně zdvihacím zařízením odpovídající zadání bakalářské práce. Důraz je kladen především na výhody a nevýhody jednotlivých zařízení a vhodnost jejich využití v jednotlivých opravárenských provozech. V závěru rešeršní části je poté popsáno zařízení, ze kterého vychází i návrh vlastního zdvihacího zařízení.

V další části této práce je detailně popsán koncepční návrh konstruovaného zdvihacího zařízení a jeho následná výpočetní kontrola kritických částí konstrukce, konstrukčních uzlů a pohonu zdvihu i pojezdu.

Součástí této práce jsou také přílohy s výkresovou dokumentací celého manipulačního zařízení i jeho jednotlivých částí.

1 ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ KE ZVEDÁNÍ VOZIDEL

Tato kapitola se věnuje dílenským zvedacím zařízením určená ke zvedání částí vozidel za účelem servisu a údržby, výměny kol či jiných technologických operací s vozidly. Do této kapitoly spadají sloupové zvedáky, nůžkové zvedáky a ruční zvedáky. Vzhledem k charakteru a zadání práce, je z této kapitoly vynechána podrobnější rešerše sloupových zvedáků i nůžkových zvedáků, neboť slouží ke zvedání celých vozidel a nespádají do hmotnostní kategorie, které je tato práce věnována.

1.1 RUČNÍ ZVEDÁKY

Jedná se o jednoduché prostředky pro zvedání zpravidla jen části vozidla. Jejich největší výhodou je nízká vlastní hmotnost, malé rozměry a jsou lehce přemístitelné. Z toho vyplývá i jejich využití jakožto zdvihací prvek ve vozidle pro příležitostné zvednutí vozidla. V dnešní době jsou nejrozšířenější tři typy ručních zvedáků – šroubový, hydraulický a hřebenový. [1, str. 12]

1.1.1 ŠROUBOVÉ ZVEDÁKY

Využívá posuvu šroubu v matici, která je pevně spojena se stojanem zvedáku. Závit šroubu je obvykle lichoběžníkový a musí být samosvorný, aby byla zajištěna poloha břemene. Jeho zdvih se pohybuje v rozmezí 100 – 500 mm a maximální nosnost je 2 – 50 tun. Nevýhodou je menší účinnost oproti hydraulickým zvedákům, opotřebení matice v důsledku vysokého tření a následný vznik vůlí v matici. Výhodou je jejich jednoduchost a proto se, zejména ruční šroubový nůžkový zvedák (viz. Obr. 1), nejčastěji využívá jakožto příležitostný prvek pro zdvih částí vozidla. [1, str. 13]



Obr. 1: Ruční šroubový nůžkový zvedák [2]

1.1.2 HYDRAULICKÉ ZVEDÁKY

Jejich konstrukce je založena na platnosti Pascalova zákona. Vozidlo zvedá píst, který se pohybuje v pracovním válci, do kterého se přivádí kapalina z pístového čerpadla. Spouštění vozidla se provádí pomocí přepouštěcího ventilu. Dělí se dále na nepojízdné (viz. Obr. 2) a pojízdné (viz. Obr. 3). Patří mezi nejrozšířenější ruční zvedáky, především pro jejich vysokou maximální nosnost, která se pohybuje mezi 3 – 200 tun. Zdvih je v rozmezí 145 – 300 mm, tedy nižší než u šroubových zvedáků. Jejich zdvih lze ale ještě zvýšit například vyšroubováním šroubového vřetene umístěného uvnitř zvedacího pístu. Jejich účinnost je výrazně vyšší než u šroubových zvedáků a může dosahovat až 90 %. Hydraulický zvedák by měl být jištěný bezpečnostními zámky, kvůli odlehčení hydrauliky. Pokud hydraulický zámek nemá, vozidlo by mělo být po zdvihu jištěnou jinou formou, například přídatnou podpěrou. [1, str. 14]



Obr. 3: Hydraulický nepojízdný zvedák se šroubovým vřetenem [3]



Obr. 2: Hydraulický pojízdný zvedák [3]

1.1.3 HŘEBENOVÉ ZVEDÁKY

Tyto zvedáky už patří v dnešní době mezi méně využívané, postupně je vytlačily šroubové a hydraulické zvedáky. Vyrábějí se ve třech základních variantách, a to hřebenový zvedák patkový, s přestavitelnou opěrou a kontejnerový. Ke zvedání vozidel se využívají pouze patkový a s přestavitelnou opěrou, kontejnerový zvedák se zabudovává do strojních zařízení za účelem zvedání pohyblivých částí strojů anebo se využívá pro zvedání vik a střech kontejnerů.

Hřebenový zvedák patkový se vyrábí dále ve variantách s klikou, ráčnoklikou anebo ráčnoklikopákou. Využití kromě zvedání vozidel nacházejí třeba i ve stavebnictví. Jeho maximální nosnost je v řádech jednotek tun. V klice má zabudovanou brzdu pro udržení břemena v požadované výšce. U ráčnoklikopákového hřebenového zvedáku při použití kliky se zvedá břemeno rychleji, ale je potřeba vyvinout vyšší ovládací sílu. Využívá se především pro chod na prázdko a zvedání lehčích břemen. Při použití páky se zvedá břemeno pomaleji, ale ovládací síla se snižuje až o 40 %.

Hřebenový zvedák s přestavitelnou opěrou (viz. Obr. 4) se také vyrábí ve variantách s klikou, ráčnoklikou anebo ráčnoklikopákou. Maximální nosnost je také v řádech jednotek tun. Jediná odlišnost je, že má přestavitelnou patku na zdvihání břemene čímž lze dosáhnout optimálního nastavení zvedáku pro zdvih nejrůznějších břemen. [4]



Obr. 4: Hřebenový zvedák s přestavitelnou opěrou [5]

2 ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ KE ZVEDÁNÍ MATERIÁLU

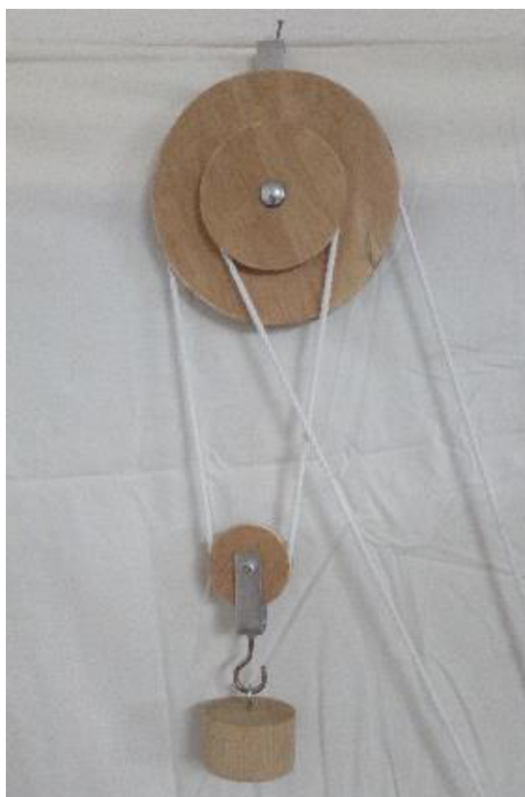
Tato kapitola se věnuje zvedacím zařízením využívané v opravárenství, která slouží ke zvedání a přesunu materiálu, částí vozidel či jiných břemen.

2.1 KLADKOSTROJE

Kladkostroje jsou strojní zařízení určená ke zdvihání a spouštění závěsných břemen, v opravárenství se využívají převážně ke zvedání a spouštění částí vozidel. Dle závěsu se rozdělují na kladkostroje s pevným závěsem a kladkostroje pojížděcí. Dle pohonu se dělí na ruční nebo elektrické. Dle konstrukčních znaků se kladkostroje rozdělují na násobné, diferenciální, šnekové a s čelními koly. Tato kapitola se věnuje pouze kladkostrojům nejčastěji využívaných v opravárenství. [1, str. 15]

2.1.1 ŘETĚZOVÝ KLADKOSTROJ

Je typ diferenciálního kladkostroje (viz. Obr. 5), který je tvořen jednou pohyblivou kladnicí s jednou kladkou, na níž je zavěšené břemeno a nepohyblivou kladnicí s dvěma navzájem spojenými kladkami různých průměrů. Přes všechny tyto kladky je veden bezkoncový řetěz, přičemž když se za jednu větev řetězu tahá, pak je břemeno zvedáno a když se tahá za druhou větev, pak je břemeno spouštěno. Výhodou řetězového kladkostroje (viz. Obr. 6) je velmi vysoká účinnost, malá ovládací síla, velký převod, samosvornost a jednoduchá konstrukce. Nevýhodou je značné a rychlé opotřebení řetězu. [6, str. 13]



Obr. 5: Znárodnění diferenciálního kladkostroje [7]



Obr. 6: Řetězový kladkostroj [8]

2.1.2 PÁKOVÝ KLDKOSTROJ

Nazývaný též ráčnovým kladkostrojem, funguje na principu ráčny, tedy volnoběžky, která přenáší moment pouze v jednom směru. Páka nám pak pomáhá zvyšovat vyvíjenou ovládací sílu. K přepínání zdvihu anebo spouštění a nastavení délky řetězu nám pak slouží páčka na ráčně (viz. Obr. 7). Při vyvinutí stejné ovládací síly dokážeme pákovým kladkostrojem zvednout těžší břemena než řetězovým kladkostrojem. Lze provozovat jak v svislém, tak i vodorovném směru, tedy například k tahání břemen nebo vozidel samotných. Výška zdvihu bývá v jednotkách metrů a nosnost bývá v jednotkách tun stejně jak u řetězového kladkostroje, což je v opravárenství dostatečné. [9]



Obr. 7: Pákový kladkostroj [10]

2.1.3 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ

Elektrický kladkostroj (viz. Obr. 8) se skládá z motoru, převodového mechanismu, háku a podle toho, jestli je na zdvihání použit řetěz nebo lano, tak buď z navijáku a ocelového lana anebo řetězového kola a řetězu. Používají se pro zdvih břemen vyšších hmotností (v řádech jednotek až desítek tun). Mohou být ve variantě buď na zavěšení hákem anebo s ručním nebo elektrickým pojezdem po nosníku. Oba typy pojezdů mají nastavitelný rozsah pojezdu pro různé šířky nosníků. Elektrický kladkostroj musí být vybaven i mechanickou brzdou v případě výpadku elektrického proudu. Zdvih i pojezd elektrického kladkostroje může být jednorychlostní nebo dvourychlostní v řádech jednotek m/min. Výška zdvihu se pohybuje v řádech jednotek až desítek metrů. Ovládání elektrického pohonu kladkostroje může být buď závěsným panelem nebo radiovým dálkovým ovladačem. Výhodou je vyšší zdvih těžších břemen oproti řetězovému a pákovému kladkostroji. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena, hmotnost celého kladkostroje a nutnost zajistit napájení elektrickým proudem. [16]



Obr. 8: Elektrický kladkostroj s elektrickým pojezdem [17]

2.2 NŮŽKOVÉ ZVEDACÍ STOLY

Svoji konstrukcí jsou velmi podobné nůžkovým zvedákům, ale s menší nosností. Dělí se na stacionární zvedací stoly (nepohyblivé) a mobilní zvedací stoly. Pohon zdvihu u obou typů stolů je hydraulický.

Stacionární zvedací stoly jsou pevně zabudované a mají větší ložnou plochu (délka plošiny bývá v rozmezí 1 – 4,5 m). Mají také vyšší maximální nosnost, řádově v jednotkách tun. Ovládání zdvihu je většinou elektrohydraulické, kvůli zvedání těžších břemen. Využití mají především jako polohovací pracovní stoly a stoly na zdvihání palet při manipulaci s břemeny. Vyrábějí se také ve variantách jednonůžkové či dvounůžkové (viz. Obr. 9), které se liší především v délce zdvihu. [11]



Obr. 9: Jednonůžkový a dvounůžkový stacionární zvedací stůl [11]

Mobilní zvedací stůl (viz. Obr. 10) má kolečka určená k ručnímu pojezdu. Mají menší ložnou plochu a slouží především k přesunu materiálu. Mají menší maximální nosnost, řádově ve stovkách kilogramů a také nižší zdvih (kvůli zachování bezpečnosti při mobilitě). Ovládání zdvihu mobilních zvedacích stolů určené pro menší břemena může být i ruční, pro těžší břemena elektrické. Vyrábějí se také jako jednonůžkové či dvounůžkové, kde se opět liší především ve výšce zdvihu. [11]



Obr. 10: Nížkový mobilní zvedací stůl s elektrohydraulickým zvihem [11]

2.3 JEŘÁBY

Jeřáb je zdvihací zařízení pro vodorovné a svislé přemísťování břemen ve vymezeném prostoru. Pohybu břemena ve svislém směru se dosáhne zdviháním a spouštěním, pohybu ve vodorovném směru se dosáhne pojezdem, otáčením nebo sklápěním. Tato kapitola se opět zabývá pouze jeřáby, které se využívají v opravárenství, kam patří mostové, portálové, konzolové, sloupové a mobilní hydraulické jeřáby. [1, str. 19]

2.3.1 MOSTOVÉ JEŘÁBY

Nosnou ocelovou konstrukci tvoří jeřábový most, který pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze. Mostový jeřáb má obdélníkové pracovní pole. Na hlavních nosnících jsou uloženy kolejnice, po kterých se pohybuje jeřábová kočka. Součástí jeřábové kočky je lanový buben, na který se navíjí zdvihací lano spojené s kladnicí a hákem. Mostové jeřáby se dále dělí na běžné, podvěsné a speciální.

Běžné mostové jeřáby pojíždějí po horních plochách kolejnic jeřábové dráhy. Jejich maximální nosnost se pohybuje v řádech desítek tun a jejich rozpětí v řádech desítek metrů.

Podvěsné mostové jeřáby jsou jednonosníkové jeřáby jejichž jeřábová kočka nepojíždí po horních kolejnicích jako u běžného mostového jeřábu, ale po spodních přírubách tvaru U nebo I. Jeřábová dráha je obvykle připevněna ke střešní konstrukci. Jejich maximální nosnost je obvykle do 10 tun.

Speciální mostové jeřáby (viz. Obr. 11) mají speciální konstrukci určenou přímo pro danou činnost, například stohování. [1, str. 23]



Obr. 11: Modifikace klasického mostového jeřábu využívaná v servisech pro vyvážení motoru [12]

2.3.2 PORTÁLOVÉ JEŘÁBY

Nosnou částí jeřábu je tzv. portál, který tvoří jeřábový most a dvě podpěry. Portál jeřábu může být buď pojízdný anebo nepojízdný. Do této kapitoly patří také poloportálové jeřáby, které se od běžných portálových jeřábů liší tím, že mají jednu větev jeřábové dráhy umístěnou ve výši jeřábového mostu. Konstrukce mostu portálového jeřábu může být buď bez převislých konců, s jedním převislým koncem nebo s oběma převislými konci. Portálové jeřáby se podle konstrukce dále dělí na portálové jeřáby s kočkou, s otočným výložníkem, a pro velká rozpětí. Tyto typy konstrukce se využívají pro překládku materiálu v přístavech a vlakových nebo autodopravních překladištích. [1, str. 23]

V dílenském prostředí se využívá spíše lehčích portálových jeřábů zpravidla s ručním pojezdem, na jejichž nosníku je zavěšen buď ruční anebo elektrický kladkostroj bez pojezdu anebo s ručním nebo elektrickým pojezdem na nosníku (viz. Obr. 12). Jejich výhodou je vysoký zdvih břemen (v řádech jednotek metrů) i poměrně vysoká nosnost (v řádech jednotek tun), dobrá stabilita při vyšším zdvihu a vysoká variabilita zdviháných břemen. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena a větší rozměry jeřábu oproti ostatním dílenským jeřábům.



Obr. 12: Dílenský portálový jeřáb s ručním kladkostrojem s ručním pojezdem na nosniku [12]

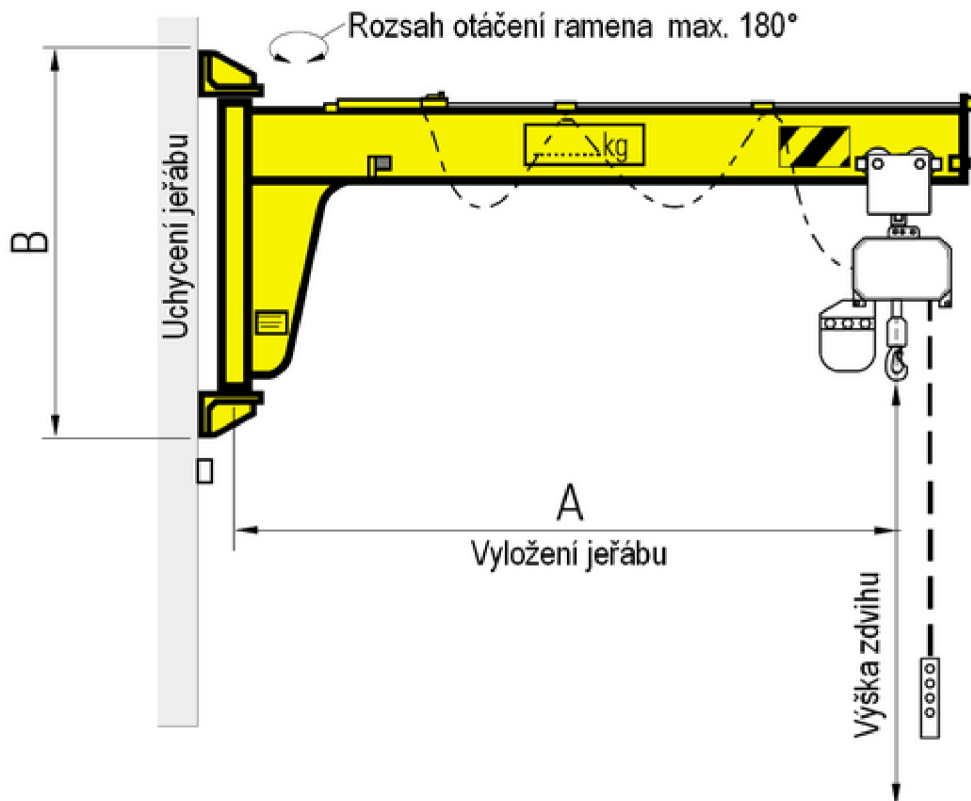
2.3.3 KONZOLOVÉ JEŘÁBY

Vyrábějí se jako stacionární upevněné na sloupu nebo na stěně anebo pohyblivé s pojezdem. Stacionární konzolové jeřáby se využívají převážně k obsluze strojů. Jejich vyložení je 3 - 6 m a maximální nosnost 0,5 – 3,2 t. Pohyblivé konzolové jeřáby se používají k manipulaci s břemeny pro anebo od mostových jeřábů. Jejich vyložení je 3 – 6 m a nosnost do 8 t. Základní rozdělení konzolových jeřábů je na neotočné, otočné do 180° a otočné o 360°.

U konzolových neotočných jeřábů se proměnlivého vyložení dosahuje pojezdem podvěsné nebo normální jeřábové kočky po rameni jeřábu. Jeřáb se ovládá buď z koše nebo kabiny na boku konzoly, ze země závěsným ovládacím panelem anebo dálkově.

U konzolových otočných jeřábů do 180° (viz. Obr. 13) může být vyložení buď neměnné nebo proměnlivé – to je však konstrukčně komplikovanější. Jeřáb je uložen v pantech a horním vodícím ložisku v rámu, které dovoluje natočení jen o 180°.

Konzolový otočný jeřáb o 360° dosahuje takové možnosti otočení díky výložníku posunutého pod úroveň jeřábové dráhy. Jeřáb musí být ale zajištěn opornými kladkami i ve svislém směru kvůli stabilitě při otáčení. Jeřáb může mít proměnlivé nebo neměnné vyložení. [13, str. 43 - 45]



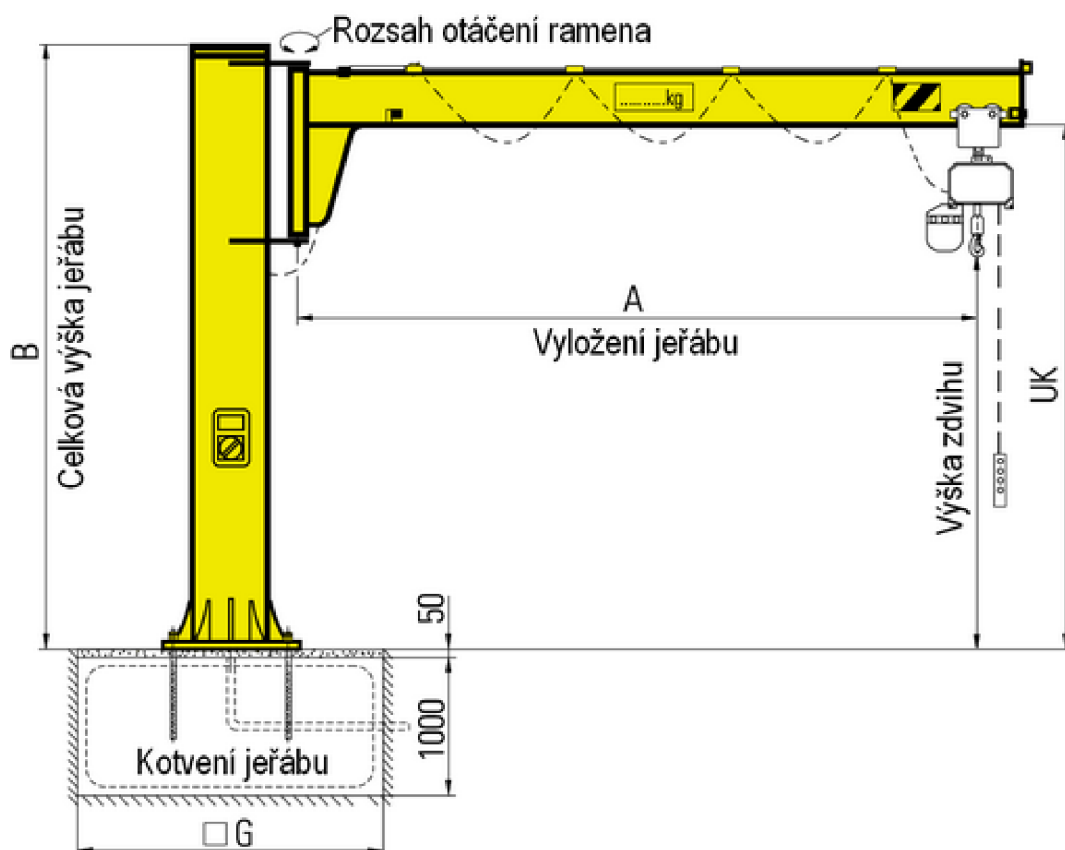
Obr. 13: Konzolový otočný jeřáb do 180° s proměnlivým vyložením [14]

2.3.4 SLOUPOVÉ JEŘÁBY

U sloupových jeřábů se otáčí výložník okolo osy svislého sloupu. Dle konstrukce se sloupové jeřáby dělí na jeřáby s neotočným sloupem a na jeřáby s otočným sloupem. Dle možnosti přemístění se dělí na sloupové jeřáby stacionární anebo pojízdné.

Jeřáb s otočným sloupem je uložen ve dvou ložiscích. Horní ložisko přenáší pouze radiální síly, spodní ložisko radiální i axiální. Výložník je spojen se sloupem pevně nebo kloubem. Jejich maximální nosnost je od 1 do 3 t a vyložení 4 až 8 m. Otočení výložníku zpravidla nepřesahuje 180°. Zdvihání břemene je většinou ruční, otáčení jeřábu obvykle elektrické. [17, str. 45]

Jeřáb s neotočným sloupem (viz. Obr. 14) má pevně zabudovaný sloup v podlaze a otočné rameno jeřábu je na sloupu přiděláno pomocí dvou ložisek. Nosnost těchto jeřábů bývá až 5 t a vyložení až 5 m. Pro vyšší nosnosti může být jeřáb vybaven i protizávažím. Otáčení ramene je zpravidla ruční, zdvihání břemene obvykle elektrické. [13, str. 50]



Obr. 14: Sloupový jeřáb s neotočným sloupem [14]

2.3.5 MOBILNÍ HYDRAULICKÉ JEŘÁBY

Mobilní hydraulické jeřáby, nazývané také jenom jako dílenské jeřáby (viz. Obr. 15), patří společně s dílenskými portálovými jeřáby mezi základní jeřáby pro manipulaci se širokou škálou břemen, materiálu či části automobilů (motory, převodovky, části karoserií apod.) v opravárenství. Jejich maximální nosnost bývá v rozmezí 500 – 2 000 kg, záleží na robustnosti jeřábu či momentálním vysunutí zdvihacího ramene. Mobilita jeřábu je zajištěna kolečky s ručním pohonem. Hydraulický zdvih ramene je buď ruční anebo elektrický. Zdvihací rameno může být buď pevné nebo vysunovací. Jeřáb se vyrábí buď v pevné anebo skládací variantě, kde možnost složení jeřábu šetří místo v dílně např. při občasném používání, na druhou stranu je náchylnější k opotřebení a vzniku vůlí což následně může vést ke zhoršené stabilitě a přesnosti při pojezdu. Důležitým kritériem je stabilita a pojezdová výška jeřábu. [15]



Obr. 15: Skládací mobilní jeřáb a ručním hydraulickým zdvihem [15]

3 KONCEPČNÍ NÁVRH ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ

Dle parametrů zadání byli vytvořeny dva koncepční návrhy dílenského zvedacího zařízení. První varianta koncepce vychází z mobilního hydraulického jeřábu a druhá varianta z dílenského portálového jeřábu.

3.1 PRVNÍ VARIANTA KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Spodní rám podvozku je svařen ze čtvercových profilů. Výhodou podvozku jsou sklápěcí spodní ramena přidělaná na čepech pro snížení rozměrů při skladování. Celý podvozek je přidělaný dohromady na šesti pojezdových kladkách pro ruční pohon. Pojezd podvozku je navržen tak, aby v rozloženém stavu byly kladky v prostřední části podvozku (viz. Obr. 16, Pojezdové kladky 3 a 4) ve vzduchu a jeřáb se pohyboval pouze po krajních kladkách (viz. Obr. 16, Pojezdové kladky 1, 2, 5 a 6) a ve složeném stavu určeném pro skladování jeřáb stál na 4 kladkách (viz. Obr. 16, Pojezdové kladky 1, 2, 3 a 4).

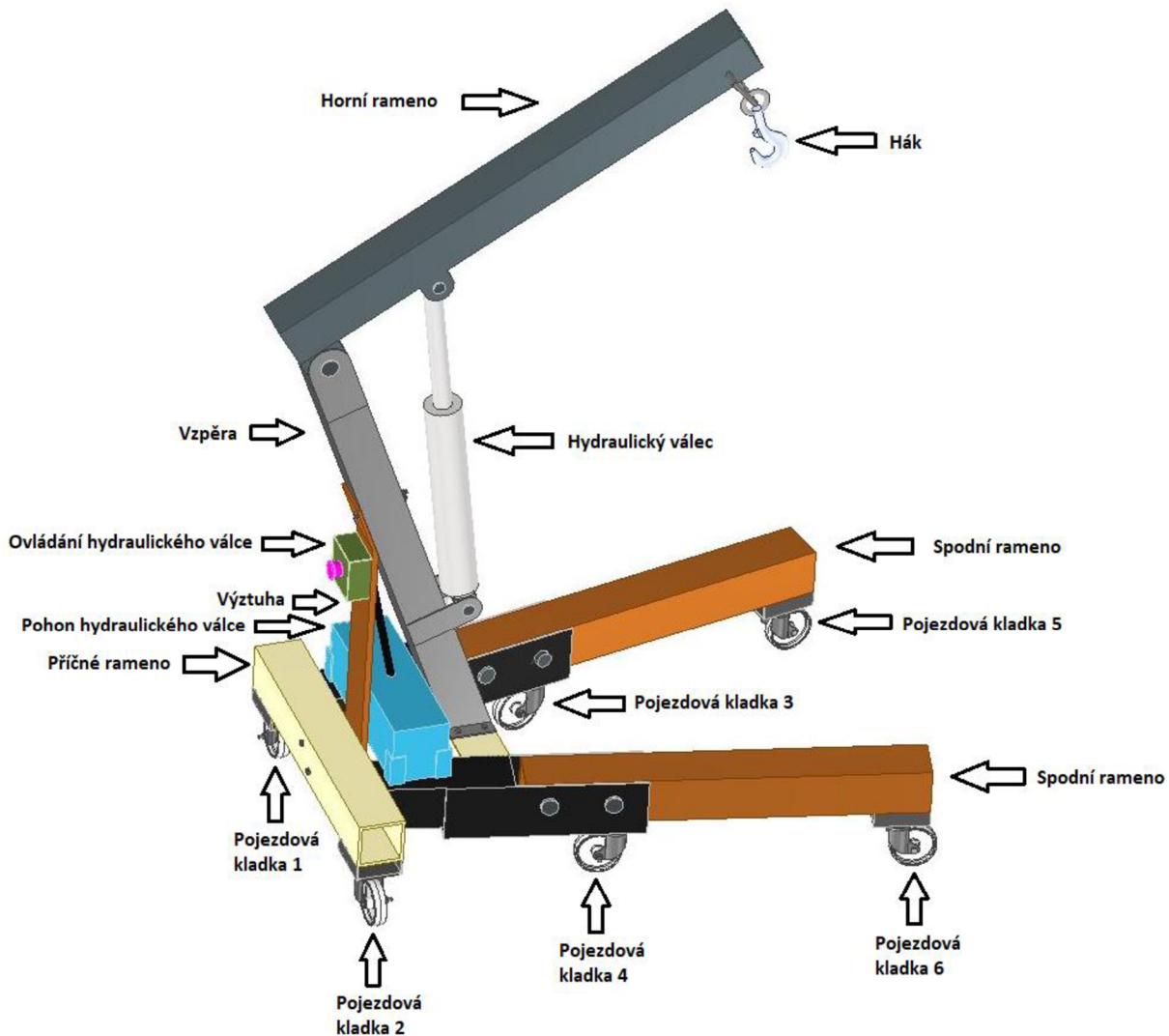
Na spodní rám je přišroubovaná vzpěra taktéž ze čtvercového profilu na jejímž konci je přes čep otočně přiděláno rameno s hákem pro zvedání břemen. Vzpěra se spodním rámem je také spojena výztuhou z pásoviny plechu, pro lepší stabilitu jeřábu. Mezi vzpěru a horní rameno je namontován hydraulický válec pro zdvih horního ramene společně s břemenem. Pohon hydraulického válce (hydromotor s napájením) je přidělán na podvozek jeřábu mezi vzpěru a výztuhu tak, aby nebránil v manipulaci s jeřábem. Na výztuze je pak přiděláno ovládání pohonu jeřábu.

Výhody této varianty spočívají v cenové dostupnosti, široké škále zvedaných břemen, malých rozměrech při skladování a jednoduchém ovládní. Nevýhody jsou především robustnost celé konstrukce, potenciální vznik vůli v čepech podvozku na sklápění ramene, což může časem vést k horší stabilitě a manipulaci s jeřábem, a hlavně vzhledem k požadavkům zadání by při minimálním požadovaném zdvihu (1800 mm) a maximální nosnosti jeřábu (1200 kg) jeřáb dosahoval velmi špatné stability a ovladatelnosti při ručním pojezdu. To je hlavní důvod, proč byla zvolena druhá varianta jeřábu.

3.2 DRUHÁ VARIANTA KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Tato varianta (viz. Obr. 17) se skládá ze dvou podpěr, jejichž částí je sloup, podvozek a výztuha. Tyto části jsou navzájem svařené z uzavřených čtvercových profilů. Na podpěrách je umístěn nosník z válcovaného profilu IPE. Spojení podpěr s nosníkem je šroubový, kvůli zajištění rozebíratelnosti konstrukce pro snadnější přemístování.

Na nosníku pojíždí průmyslově vyráběný kladkostroj odpovídající zadání bakalářské práce, tedy motorický pohon zdvihu minimálně 1800 mm a maximální nosnost 1200 kg. Celá konstrukce jeřábu je umístěna na čtyřech pojezdových kladkách s ručním pohonem. Do nosníku jsou navařeny zářky, aby kladkostroj nenarážel do sloupů.

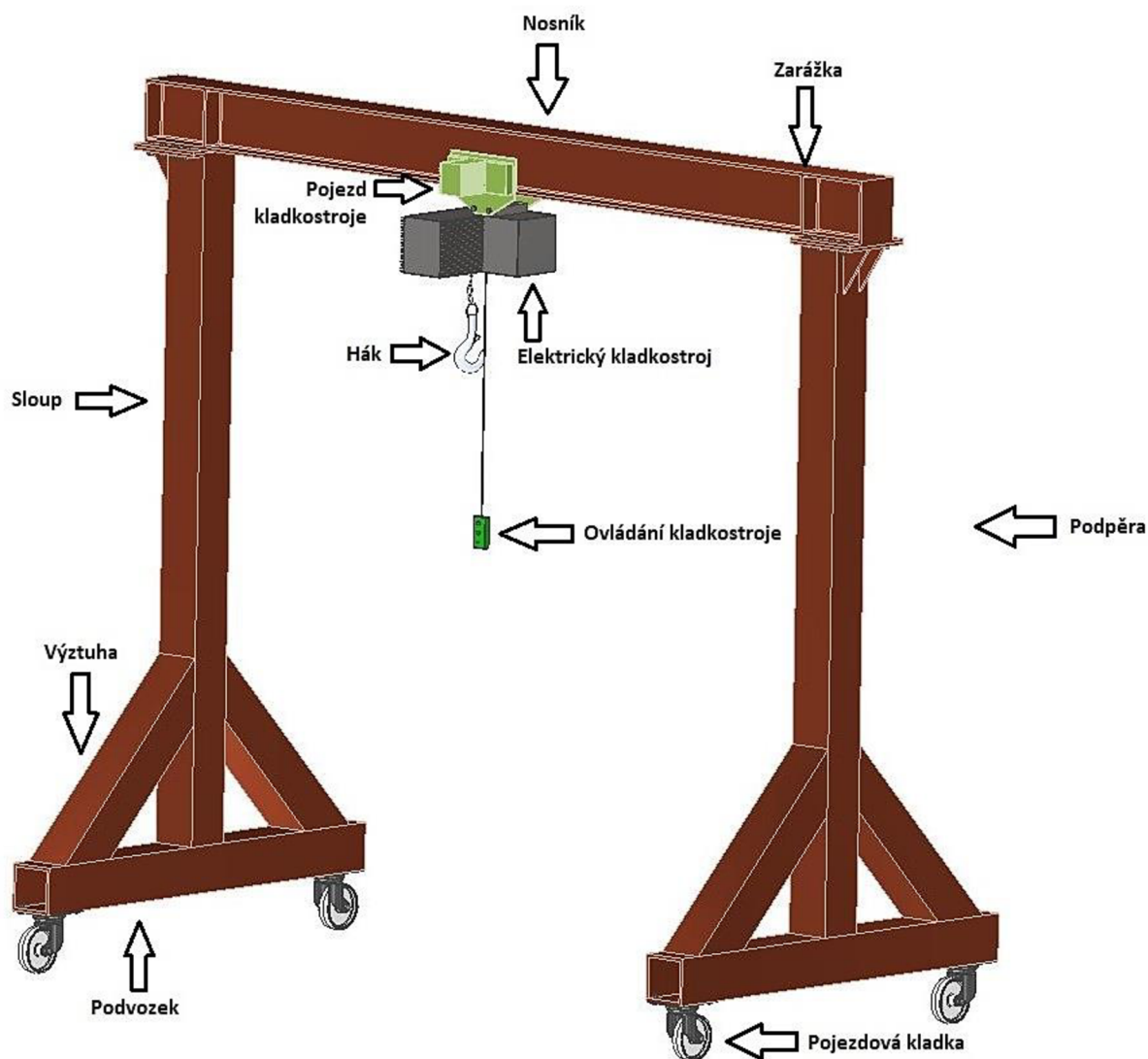


Obr. 16: První varianta konstrukčního řešení

Výhoda oproti předešlé variantě spočívá ve větší jednoduchosti konstrukce i zdvihu břemen a větší robustnosti jeřábu a tím i lépe vyhovuje podmínkám zadání bakalářské práce, mnohem lepší stabilita při minimálním zdvihu a maximální nosnosti a celkově jednodušší řešení. Mezi další výhody patří také cenová dostupnost a jednoduchost ovládání.

Nevýhodou jsou větší rozměry než u první varianty a nemožnost složení k uskladnění. Rozebíratelnost v podobě šroubových spojů mezi nosníkem a podpěrou jsou určeny pouze pro přepravu jeřábu anebo dlouhodobější uskladnění.

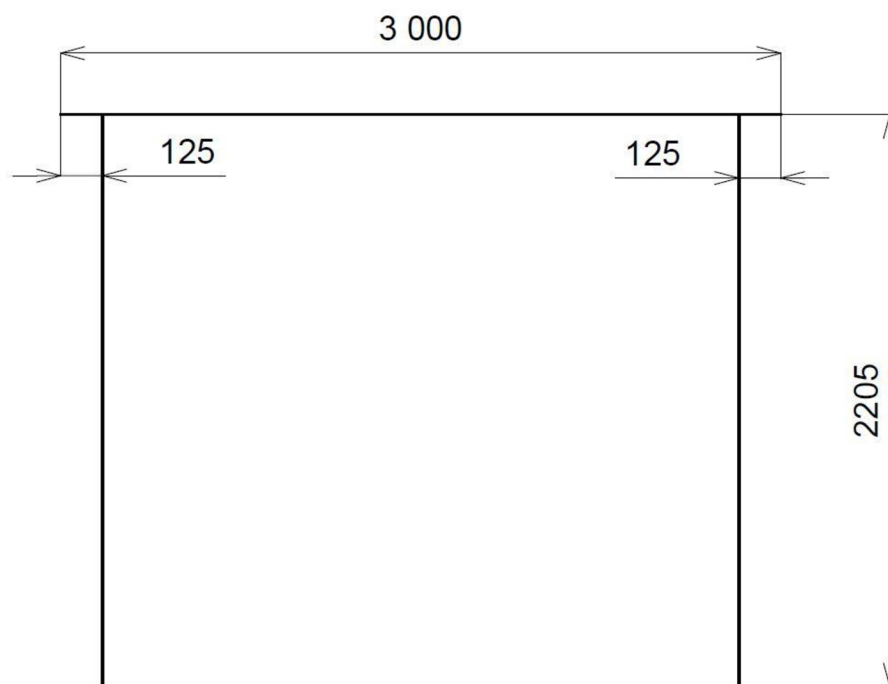
I přes jisté nevýhody byla zvolena tato konstrukční varianta především pro to, že mnohem lépe vyhovuje požadavkům zadání bakalářské práce a celkové řešení nejen konstrukce, ale i zdvihu je jednodušší a cenově přijatelnější.



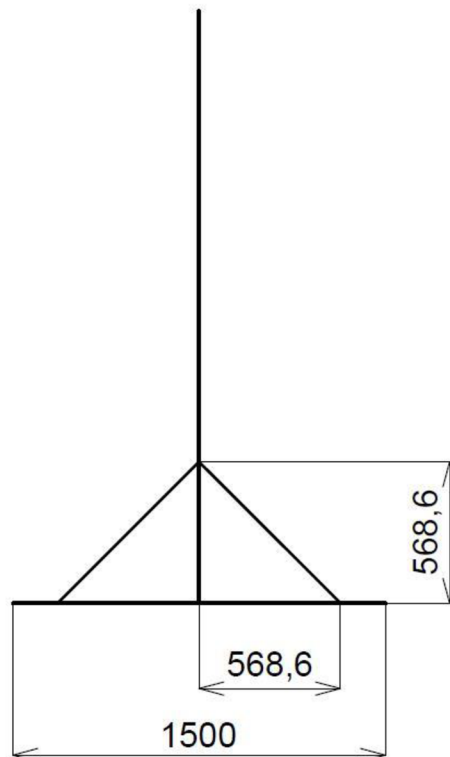
Obr. 17: Druhá varianta konstrukčního řešení

Základní parametry jeřábu:

Nosnost:	1 200 kg
Celková výška:	2 730 mm
Celková šířka:	1 500 mm
Celková délka:	3 000 mm
Manipulační výška:	2 000 mm
Manipulační šířka:	2 250 mm
Výška podvozku:	385 mm



Obr. 19: Zjednodušené schéma portálového jeřábu – Přední pohled



Obr. 18: Zjednodušené schéma portálového jeřábu – Boční pohled

4 VÝPOČET DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ ZATÍŽENÍ

Celá tato kapitola je zpracována podle normy ČSN EN 13001-2: Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení. Tato kapitola se věnuje výpočtu dynamických součinitelů, které mají pokrýt veškeré druhy situací v provozu, ve kterých by jeřáb mohl pracovat. Tyto součinitele pak následně zvětšují jednotlivá zatížení dle tabulky přiložené v Příloze P1. Z těchto zatížení se vezme zatížení s nejvyšší hodnotou, a to následně vstupuje do funkčních a rozměrových výpočtů a výpočtu nejvyšších ohybových momentů, které by mohly působit na jeřáb. [18]

4.1 ROZDĚLENÍ ZATÍŽENÍ

Dle normy ČSN EN 13001-2 se zatížení rozdělují na pravidelná, občasná a výjimečná.

Pravidelná zatížení se v provozu vyskytují často, a proto jsou ve výpočtu zahrnuta všechna kromě jednoho.

Občasná zatížení se vyskytují málokdy a velmi záleží na druhu provozu jeřábu (provoz venku nebo ve vnitřních prostorách, provoz za snížených povětrnostních podmínek atd.), ve výpočtu by měly být zahrnuty pouze takové situace, do kterých by se tento portálový jeřáb mohl reálně dostat. Vzhledem k tomu, že se jedná o dílenský jeřáb, který bude pracovat ve vnitřních prostorách, tak po uvážení nebylo zvoleno ani jedno z těchto zatížení.

Výjimečná zatížení se vyskytují méně často, ve výpočtu jsou zahrnuta jen některé z nich.

U každého typu zatížení je napsáno buď ANO, pokud bylo zatížení bráno v ohledu a NE pokud zatížení nebylo bráno v ohledu.

PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

- a) Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu – ANO
- b) Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvíhu – ANO
- c) Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu – ANO
- d) Zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu – ANO
- e) Zatížení způsobená přetvořením/přemístěním – NE

OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

- a) Zatížení způsobená větrem za provozu – NE
- b) Zatížení sněhem a námrazou – NE
- c) Zatížení způsobená změnami teploty – NE
- d) Zatížení způsobená přičením – NE

VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

- Zatížení způsobená zdviháním ležícího břemena za výjimečných okolností – ANO
- Zatížení způsobená větrem mimo provoz – NE
- Zatížení při zkouškách – ANO
- Zatížení způsobená silami na nárazníky – NE
- Zatížení způsobená klopícími silami – NE
- Zatížení způsobená nouzovým zastavením – ANO
- Zatížení způsobená selháním mechanismů nebo částí – NE
- Zatížení způsobená vnějším dynamickým buzením základů jeřábu – NE
- Zatížení způsobená při montáži a demontáži – NE

4.2 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

4.2.1 ÚČINKY PŘI ZDVIHÁNÍ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Tento účinek zatížení zohledňuje vybuzení kmitání konstrukce jeřábu při zdvihu břemena ze země nebo při uvolnění některé z jeho částí. Protože portálový jeřáb patří do třídy jeřábů MDC1 (všechna zatížení způsobená gravitačním účinkem nepříznivě zvyšují výsledné účinky zatížení), součinitel Φ_1 se vypočte dle vzorce:

$$\Phi_1 = 1 + \delta = 1 + 1,1 = 1,1 \quad (1)$$

Kde:

$\delta = 0,1$ Hodnota δ závisí na typu konstrukce a určuje se z intervalu $0 \leq \delta \leq 0,1$; pro výpočet byla zvolena nejvyšší hodnota

4.2.2 SETRVAČNÉ A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ SVISLE NA BŘEMENO ZDVIHU

ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

Pokud zdviháme volně ležící břemeno, musíme zohlednit vyvolané účinky kmitání vynásobením gravitačních sil, působících na hmotnost břemena zdvihu, součinitelem Φ_2 , který se vypočte dle vzorce:

$$\Phi_2 = \Phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,15 + 0,51 \cdot 0,067 = 1,184 \quad (2)$$

Kde:

$\Phi_{2,min} = 1,15$ Součinitel pro zdvihovou třídu HC3 (zdvihová třída s tuhou nosnou konstrukcí a systémem pohonu s náhlými změnami rychlosti) – viz. Tabulka 1

$\beta_2 = 0,51$ Součinitel pro zdvihovou třídu HC3 – viz. Tabulka 1

$v_h = 0,067 \text{ m/s}$ odpovídá rychlosti $v_{h,max}$ (nejvyšší ustálená rychlost zdvihu) dle zdvihové třídy HD1 – viz. Tabulka 1

Tabulka 1: Tabulka zdvihových tříd [18, str. 14]

Zdvihová třída zařízení	β_2	$\phi_{2,\min}$
HC1	0,17	1,05
HC2	0,34	1,10
HC3	0,51	1,15
HC4	0,68	1,20

Kombinace zatížení (viz 4.3.6)	Typ pohonu zdvihu a způsob jeho činnosti				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
A1, B1	$v_{h,\max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0,5 \cdot v_{h,\max}$	$v_h = 0$
C1	–	$v_{h,\max}$	–	$v_{h,\max}$	$0,5 \cdot v_{h,\max}$

NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENA ZDVIHU

Součinitel Φ_3 zohledňuje špičku dynamického účinku na jeřáb ve chvíli uvolnění břemena při zdvihu a vypočítá se dle vzorce:

$$\Phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} \cdot (1 + \beta_3) = 1 - \frac{120}{1200} \cdot (1 + 0,5) = 0,85 \quad (3)$$

Kde:

$\Delta m_H = 120 \text{ kg}$ Uvolněná část břemena zdvihu

$m_H = 1200 \text{ kg}$ Hmotnost břemena zdvihu

$\beta_3 = 0,5$ pro jeřáby s drapákem nebo s podobným prostředkem s pomalým uvolňováním

4.2.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Součinitel Φ_4 zohledňuje vyvolaná zrychlení způsobená gravitačními silami od hmotnosti jeřábu a břemen zdvihu při pojezdu. Při výpočtu se uvažuje součinitel s nejvyšší hodnotou a spočítá se dle vzorců:

$$\Phi_{4S} = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{v^2}{g \cdot r}\right) \cdot \xi_S = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{0,8^2}{9,81 \cdot 0,15}\right) \cdot 1,5 = 2,610 \quad (4)$$

$$\Phi_{4G} = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{v^2}{g \cdot r}\right) \cdot \xi_G = 1 + \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{0,8^2}{9,81 \cdot 0,15}\right) \cdot 0,1 = 1,107 \quad (5)$$

Kde:

$\Phi_{4S} = 2,610$	Součinitel pro přejezd přes stupeň
$\Phi_{4G} = 1,107$	Součinitel pro přejezd přes mezeru
$v = 0,8 \text{ m/s}$	Určená konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu
$r = 0,15 \text{ m}$	Poloměr kola
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	Gravitační konstanta
$\zeta_S = 1,5, \zeta_G = 0,1$	jsou součinitele určené podle křivky, které dosahují maxima v časovém úseku, ve kterém kolo přejelo nerovnost; jsou určeny dle α_S a α_G podle diagramů – viz. Obr. 20

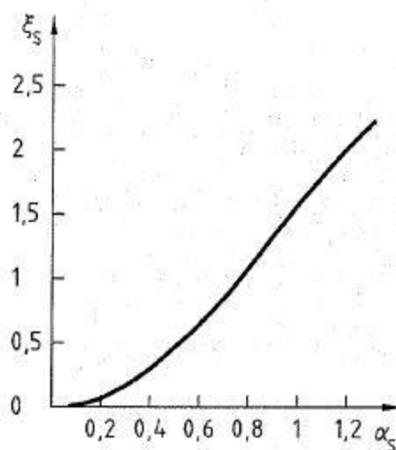
Výpočet α_S a α_G :

$$\alpha_S = \frac{2 \cdot f_q \cdot h_s}{v} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot r}{h_s}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 0,005}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,15}{0,005}} = 0,968 \quad (6)$$

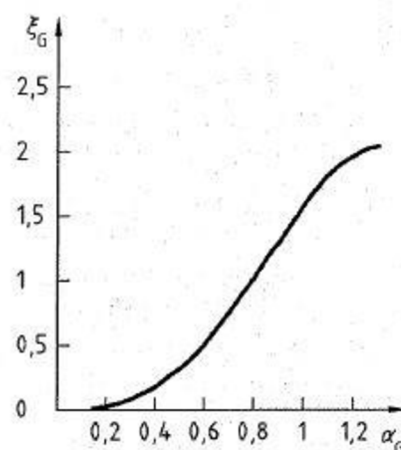
$$\alpha_G = \frac{f_q \cdot e_G}{v} = \frac{10 \cdot 0,01}{0,8} = 0,125 \quad (7)$$

Kde:

$h_s = 0,005 \text{ m}$	Určená výška stupně přejezdu – viz. Obr. 21
$e_G = 0,01 \text{ m}$	Určená šířka mezery – viz. Obr. 21
$f_q = 10 \text{ Hz}$	Určená vlastní frekvence modelu jeřábu s jednou hmotností

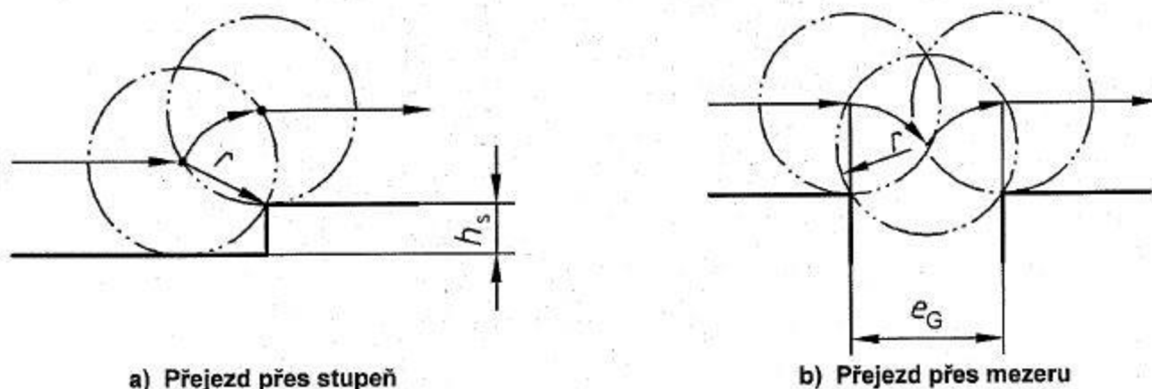


a) Přejezd přes stupeň



b) Přejezd přes mezeru

Obr. 20: Součinitele křivky ζ_S (α_S), ζ_G (α_G) [18, str. 17]



Obr. 21: Výška stupně a šířka mezery [18, str. 16]

4.2.4 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Tento druh zatížení může být vypočítán pomocí kinetického modelu tuhého tělesa. V tomto případě je celkové břemeno uvažováno jako upevněné na špici výložníku nebo bezprostředně pod jeřábovou kočkou. Pokud není použit kinetický model tuhého tělesa, pak se pro součinitel Φ_5 použijí odpovídající hodnoty; pro tento portálový jeřáb je:

$$\Phi_5 = 1,8 \quad (8)$$

jakožto střední hodnota z intervalu $1,5 \leq \Phi_5 \leq 2$ pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy, kde rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou náhlé změny sil.

4.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

4.3.1 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Použijí se pro jeřáb v jeho provozním uspořádání. Systém jeřábu nesmí být následně změněn. Zkušební zatížení se poté vynásobí součinitelem Φ_6 .

DYNAMICKÉ ZKOUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ

Zkušební břemeno musí být nejméně 110 % maximálního břemena zdvihu a je přemísťováno pomocí pohonů stejných jako má jeřáb.

$$\Phi_{6dyn} = 0,5 \cdot (1 + \Phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,184) = 1,092 \quad (9)$$

Kde:

$\Phi_2 = 1,184$ Součinitel zdvihání volně ležícího břemene spočítaný v kapitole 4.2.2.

STATICKE ZKUŠEBNÍ ZATÍŽENÍ

Zkouška probíhá bez použití pohonů jeřábu a zkušební břemeno musí být nejméně 125 % maximálního břemena zdvihu. Statické zkušební zatížení je pak dáno normou jako:

$$\Phi_{6stat} = 1 \quad (10)$$

4.4 PŘEHLED DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ ZATÍŽENÍ

Tabulka 2: Přehled dynamických součinitelů zatížení

Dynamický součinitelé zatížení		
Součinitel	Název	Hodnota
Φ_1	Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu	1,1
Φ_2	Zdvihání volně ležícího břemena	1,184
Φ_3	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu	0,85
Φ_4	Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	2,610
Φ_5	Zatížení způsobená zrychlením pohonů	1,8
Φ_{6dyn}	Zatížení při zkouškách	1,092
Φ_{6stat}		1

5 VÝPOČET ZATÍŽENÍ OD JEŘÁBU A BŘEMEN

Výpočty zatížení jsou počítány pro vybraná zatížení pro Tabulku 10 v normě ČSN EN 13001-2: Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti. [18, str. 31-33]

5.1 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU

Toto zatížení zahrnuje hmotnost samotné konstrukce jeřábu a hmotnost zvedacího ústrojí – elektrického kladkostroje:

$$f_1 = (m_j + m_k) \cdot g = (400 + 90) \cdot 9,81 = 4\,806,9 \text{ N} \quad (11)$$

Kde:

$m_j = 400 \text{ kg}$ Odhadnutá hmotnost konstrukce jeřábu

$m_k = 90 \text{ kg}$ Daná hmotnost zvedacího ústrojí použitého elektrického kladkostroje

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Gravitační konstanta

5.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENA ZDVIHU

Toto zatížení zahrnuje pouze hmotnost břemena zdvihu, jehož maximální velikost je dána zadáním bakalářské práce:

$$f_2 = m_b \cdot g = 1200 \cdot 9,81 = 11\,772 \text{ N} \quad (12)$$

Kde:

$m_b = 1200 \text{ kg}$ Maximální hmotnost břemene

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ Gravitační konstanta

5.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENA ZDVIHU

Toto zatížení je součtem dvou předchozích zatížení:

$$f_3 = f_1 + f_2 = 4\,806,9 + 11\,772 = 16\,578,9 \text{ N} \quad (13)$$

Kde:

$f_1 = 4\,806,9 \text{ N}$ Zatížení od hmotnosti jeřábu

$f_2 = 11\,772 \text{ N}$ Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu

5.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ POHONU ZDVIHU

Toto zatížení vzniká při zrychlování pohonu zdvihu:

$$f_4 = (m_b + m_h) \cdot (g + a) = (1200 + 5) \cdot (9,81 + 0,3) = 12\,182,6 \text{ N} \quad (14)$$

Kde:

$m_b = 1200 \text{ kg}$ Maximální hmotnost břemene

$m_h = 5 \text{ kg}$ Odhadovaná hmotnost háku a řetězu elektrického kladkostroje

$a = 0,3 \text{ m/s}^2$ Určené zrychlení zdvihu

5.5 ZATÍŽENÍ OD ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

Toto zatížení je shodné se zatížením od hmotnosti břemena zdvihu f_2 :

$$f_5 = f_2 = 11\,772 \text{ N} \quad (15)$$

5.6 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Tento typ zatížení se dělí na dynamické a statické zatížení a hmotnost zkušebního břemene je dána normou ČSN EN 13001-2. [18, str. 26]

5.6.1 ZATÍŽENÍ PŘI DYNAMICKÉ ZKOUŠCE

Tento typ zatížení se vypočte dle:

$$f_{6,dyn} = m_{dyn} \cdot g = 1320 \cdot 9,81 = 12\,949,2 \text{ N} \quad (16)$$

Kde:

$m_{dyn} = 1320 \text{ kg}$ Hmotnost zkušebního břemene; dle normy 110 % hmotnosti maximálního břemena zdvihu

5.6.2 ZATÍŽENÍ PŘI STATICKÉ ZKOUŠCE

Tento typ zatížení se vypočte dle:

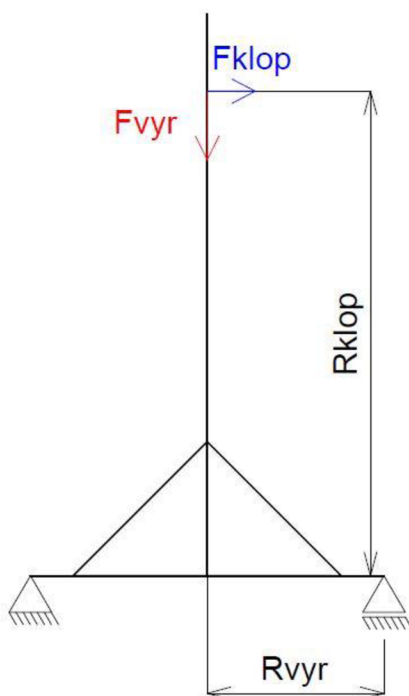
$$f_{6,stat} = m_{stat} \cdot g = 1500 \cdot 9,81 = 14\,715 \text{ N} \quad (17)$$

Kde:

$m_{stat} = 1500 \text{ kg}$ Hmotnost zkušebního břemene; dle normy 125 % hmotnosti maximálního břemena zdvihu

5.7 ZATÍŽENÍ PŘI NOUZOVÉM ZASTAVENÍ

Toto zatížení je důležité brát v ohledu na to, aby nedošlo k převrácení jeřábu. Proto ve výpočtu je zohledněna nejméně příznivá situace, tedy když je břemeno zdvihu s maximální možnou hmotností v nejvyšší možné zvedací výšce jeřábu (viz. Obr. 22). V reálném provozu k této situaci nejspíš nedojde, neboť v této poloze by bylo i velmi náročné s jeřábem manipulovat. Mnohem jednodušší je dát zvedané břemeno do nižší polohy a následně potom s ním manipulovat.



Obr. 22: Znárodnění klopení

$$M_{vyr} \geq M_{klop}$$

$$F_{vyr} \cdot R_{vyr} \geq F_{klop} \cdot R_{klop}$$

$$m_{jkb} \cdot g \cdot R_{vyr} \geq m_{jkb} \cdot a_{k,max} \cdot R_{klop}$$

$$m_{jkb} \cdot g \cdot R_{vyr} \geq m_{jkb} \cdot a_{k,max} \cdot R_{klop}$$

$$a_{k,max} \leq \frac{g \cdot R_{vyr}}{R_{klop}}$$

$$a_{k,max} \leq \frac{9,81 \cdot 0,75}{2}$$

$$a_{k,max} \leq 3,68 \text{ m/s}^2 \quad (18)$$

Kde:

M_{vyr} Vyrovňovací moment

M_{klop} Klopný moment

F_{vyr} Vyrovňovací síla

F_{klop} Klopná síla

$m_{jkb} = 1\,690\text{ kg}$ Součet hmotností konstrukce jeřábu, zdvihového ústrojí a břemena

$R_{vyr} = 0,75\text{ m}$ Rameno vyrovňovacího momentu

$R_{klop} = 2\text{ m}$ Rameno klopného momentu uvažované jako maximální výška zdvihu

$g = 9,81\text{ m/s}^2$ Gravitační konstanta

$a_{k,max} = 3,68\text{ m/s}^2$ Maximální zrychlení, při kterém by došlo ke klopení

Maximální zrychlení, při kterém by došlo ke klopení jeřábu vyšlo $3,68\text{ m/s}^2$. Protože jeřáb má ruční pohon, takže tohoto zrychlení by při maximální zátěži břemene nemělo být lidskou silou dosaženo. Pro výpočet zatížení působící na konstrukci jeřábu při zrychlení je zvolena velikost $a_b = 1,8\text{ m/s}^2$. Velikost zatížení při nouzovém zastavení je tedy:

$$f_7 = m_{jkb} \cdot a_b = 1690 \cdot 1,8 = 3\,042\text{ N} \quad (19)$$

5.8 PŘEHLED ZATÍŽENÍ OD JEŘÁBU A BŘEMEN

Tabulka 3: Přehled zatížení

Výpočet zatížení		
Zatížení	Název	Hodnota [N]
f_1	Zatížení od hmotnosti jeřábu	4 806,9
f_2	Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu	11 772
f_3	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	16 578,9
f_4	Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu	12 182,6
f_5	Zatížení od zdvihání volně ležícího břemene	11 772
$f_{6,dyn}$	Zatížení při dynamické zkoušce	14 715
$f_{6,stat}$	Zatížení při statické zkoušce	12 949,2
f_7	Zatížení při nouzovém zastavení	3 042

6 VOLBA MATERIÁLU

Materiál na výrobu konstrukce jeřábu byl zvolen dle normy EN 10025-2 ocel S355J2. Jedná se o univerzální nelegovanou jakostní konstrukční ocel, která patří mezi nejvyužívanější oceli na výrobu nosných konstrukcí. Její největší výhody jsou výborná svařitelnost všemi způsoby a dobré vlastnosti při tváření za tepla. Přehled vybraných vlastností viz. Tabulka 4. [19]

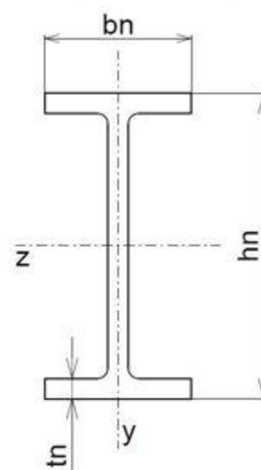
Tabulka 4: Přehled vlastností oceli S355J2 [20, str. 16]

Ocel	Norma	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá hodnota	
			f_y mez kluzu [MPa]	f_u mez pevnosti [MPa]
S355J2	EN 10025-2	$t < 16$	355	490

6.1 PROFIL NOSNÍKU JEŘÁBU

Na nosník byl zvolen profil IPE180 S355J2, potřebné rozměrové a materiálové vlastnosti profilu jsou popsány viz. Obr. 23.

Nosník - IPE 180		
Značka	Rozměr	Jednotka
h_n	180	mm
b_n	91	mm
t_n	8	mm
S_n	2390	mm ²
W_{ny}	$146,30 \times 10^3$	mm ³
I_{ny}	$1317,00 \times 10^4$	mm ⁴
G_n	19,3	kg/m

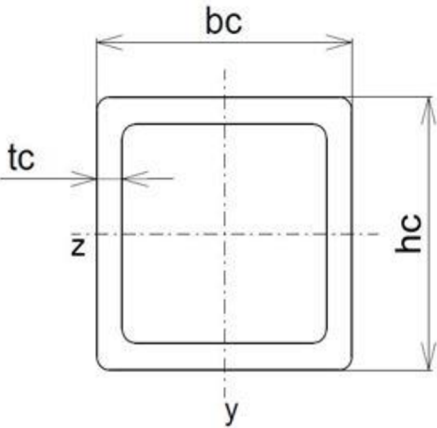


Obr. 23: Vlastnosti profilu IPE 180 [21]

6.2 PROFIL SLOUPU PODVOZKU A VÝZTUH JEŘÁBU

Na zbytek konstrukce jeřábu byl použit uzavřený čtvercový profil 100x100x12,5T. Potřebné rozměrové a materiálové vlastnosti profilu jsou popsány viz. Obr. 24.

Uzavřený čtvercový profil		
Značka	Rozměr	Jednotka
h_c	100	mm
b_c	100	mm
t_c	12,5	mm
S_c	4207	mm ²
W_{cy}	$135,36 \times 10^3$	mm ³
I_{cy}	$522,18 \times 10^4$	mm ⁴
G_c	33	kg/m



The diagram shows a closed square profile with dimensions labeled: bc (width), hc (height), tc (thickness), and z (distance from the center to the inner edge). The center of the profile is marked with a dashed line, and the y and z axes are indicated.

Obr. 24: Vlastnosti uzavřeného čtvercového profilu [21]

7 FUNKČNÍ A ROZMĚROVÉ VÝPOČTY

Tato kapitola je věnována vyhodnocení celkové bezpečnosti jeřábu a jeho funkčnosti na základě prokázání výpočtů působících maximálních sil a momentů na jeřáb.

7.1 URČENÍ KRITICKÝCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA JEŘÁB

První kritická síla je síla působící svisle na jeřáb. Dle Přílohy P1 je zjištěno, že nejvyšší svislá síla označená F_1 (viz. Obr. 25) bude působit na jeřáb při pojezdu po nerovné podložce při pojíždění s jeřábem po dílně. Nejvyšší ohybový moment vyvolá ve středu nosníku portálového jeřábu. V Příloze P1 je velikost síly F_1 označena červeně a spočítá se:

$$F_1 = f_3 \cdot \gamma_{P3} \cdot \Phi_4 = 16\,578,9 \cdot 1,22 \cdot 2,61 = 52\,784,9 \text{ N} \quad (20)$$

Kde:

$f_3 = 16\,578,9 \text{ N}$ Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu

$\gamma_{P3} = 1,22$ Součinitel bezpečnosti daný normou [18, str. 31]

$\Phi_4 = 2,61$ Součinitel zatížení způsobené pojezdem po nerovném povrchu

Druhá kritická síla je síla působící vodorovně na jeřáb při zrychlování a zpomalování jeřábu. Nejvyšší hodnotu bude mít, když dojde k nouzovému zastavení jeřábu (k maximální deceleraci). V Příloze P1 je tato síla označena modře, v úplném uvolnění je označena F_2 (viz. Obr. 25) a vypočítá se:

$$F_2 = f_7 \cdot \gamma_{P7} \cdot \Phi_5 = 3\,042 \cdot 1,1 \cdot 1,8 = 6\,023,2 \text{ N} \quad (21)$$

Kde:

$f_7 = 3\,042 \text{ N}$ Zatížení při nouzovém zastavení

$\gamma_{P7} = 1,1$ Součinitel bezpečnosti daný normou [18, str. 32]

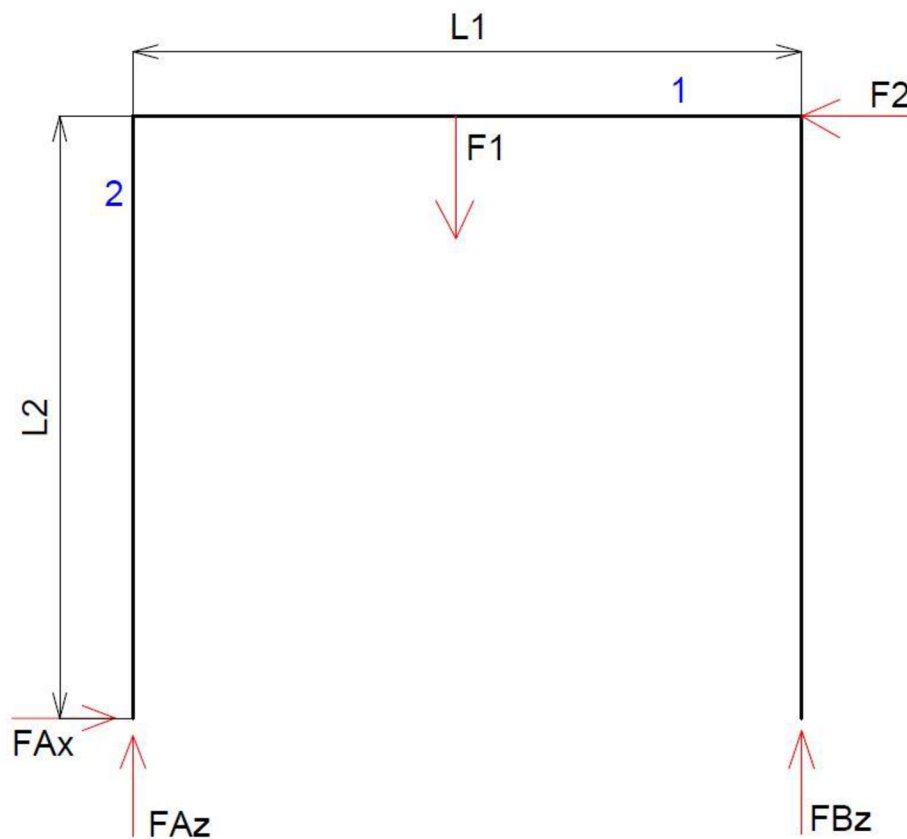
$\Phi_5 = 1,8$ Součinitel zatížení způsobené zrychlením pohonů

Tabulka 5: Hodnoty součinitele γ_{P1} – viz.: Příloha P1 [18, str. 29]

Metoda určení hmotností částí jeřábu a jejich těžišť	Kombinace zatížení podle 4.3.6					
	A		B		C	
	MDC1/MDC2 nepříznivá	MDC2 příznivá	MDC1/MDC2 nepříznivá	MDC2 příznivá	MDC1/MDC2 nepříznivá	MDC2 příznivá
výpočtem	1,22	1,00	1,16	1,00	1,10	1,00
vážením	1,16	1,10	1,10	1,05	1,05	1,00

7.2 UVOLNĚNÍ RÁMU JEŘÁBU

Pro jednoduchost výpočtu maximálních ohybových momentů je uvažováno, že jeden sloup jeřábu je umístěn na rotační vazbě (pojezdové kladky podvozku jsou zabrzděné a mohou se pouze otáčet) a druhý sloup na rotační posuvné vazbě (pojezdové kladky jsou odbrzděné a mohou se otáčet i pohybovat) a díky tomu je jeřáb řešen jako staticky určitý problém. Celý jeřáb je uvažovaný pouze jako prutová soustava. Pro výpočet a následné prokázání nosných prvků konstrukce dle normy ČSN EN 13001-3-1 je uvažován nejméně příznivý stav působení sil (viz. Obr. 25). Prut 1 nahrazuje nosník a prut 2 nahrazuje sloupy jeřábu.



Obr. 25: Úplné uvolnění rámu jeřábu

7.2.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL VE VAZBÁCH RÁMU JEŘÁBU

$$F_x = 0$$

$$F_{Ax} - F_2 = 0$$

$$F_{Ax} = F_2$$

$$F_{Ax} = 6\,023,2\text{ N} \quad (22)$$

$$M_{oy} = 0$$

$$F_{Bz} \cdot L_1 + F_2 \cdot L_2 - F_1 \cdot \frac{L_1}{2} = 0$$

$$F_{Bz} = \frac{F_1}{2} - F_2 \cdot \frac{L_2}{L_1}$$

$$F_{Bz} = \frac{F_1}{2} - F_2 \cdot \frac{L_2}{L_1}$$

$$F_{Bz} = \frac{52\,784,9}{2} - 6\,023,2 \cdot \frac{2,205}{2,75}$$

$$\mathbf{F_{Bz} = 21\,563\,N} \quad (23)$$

$$F_y = 0$$

$$F_{Az} + F_{Bz} - F_1 = 0$$

$$F_{Az} = F_1 - F_{Bz}$$

$$F_{Az} = 52\,784,9 - 21\,563$$

$$\mathbf{F_{Az} = 31\,221,9\,N} \quad (24)$$

Kde:

$L_1 = 2,75\,m$ Délka nosníku jeřábu

$L_2 = 2,205\,m$ Výška sloupu jeřábu

7.2.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ V RÁMU JEŘÁBU

Prutová soustava je rozdělena dohromady na čtyři řezy, první na prutu 2 a délce L_2 , druhý na prutu 1 a délce $0,5 \cdot L_1$, třetí na prutu 1 a délce $0,5 \cdot L_1$ a čtvrtý na prutu 2 a délce L_2 .

$$x_1 \in (0; L_2)$$

$$N_1 = -F_{Az}$$

$$T_1 = -F_{Ax}$$

$$M_{o1} = F_{Ax} \cdot x_1 \quad (25)$$

$$x_2 \in \left(0; \frac{L_1}{2}\right)$$

$$N_2 = -F_{Ax}$$

$$T_2 = F_{Az}$$

$$M_{o2} = F_{Ax} \cdot L_2 - F_{Az} \cdot x_2 \quad (26)$$

$$x_3 \in \left(0; \frac{L_1}{2}\right)$$

$$N_3 = -F_2$$

$$T_3 = -F_{Bz}$$

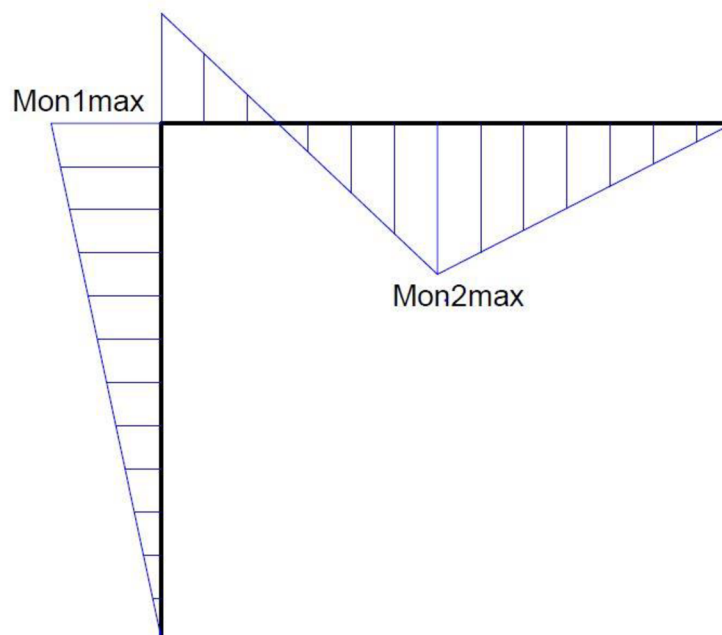
$$M_{o3} = -F_{Bz} \cdot x_3 \quad (27)$$

$$x_4 \in (0; L_2)$$

$$N_4 = -F_{Bz}$$

$$T_4 = 0$$

$$M_{o4} = 0 \quad (28)$$



Obr. 26: Průběh ohybového momentu v rámu jeřábu

Jak je patrné z Obr. 26, tak nejvyšší ohybový moment ve svislé ose je v místě zátěže od břemene (označen M_{on2max}) a ve vodorovné ose na konci prutu 2 (označen M_{on1max}). Hodnoty těchto maximálních momentů budou dále vstupovat do výpočtu maximálních napětí:

$$M_{on1max} = F_{Ax} \cdot L_2 = 6\,023,2 \cdot 2,205 = 13\,281,1 \text{ Nm} \quad (29)$$

$$M_{on2max} = F_{Bz} \cdot \frac{L_1}{2} = 21\,563 \cdot \frac{2,75}{2} = 29\,649,1 \text{ Nm} \quad (30)$$

7.3 UVOLNĚNÍ PODVOZKU JEŘÁBU

Pro zjednodušení je podvozek opět uvažován jako prut, který je na obou stranách uložen na rotačních posuvných vazbách (na místo pojezdových kladek). Opět je maximální ohybový moment počítaný pro nejméně příznivý stav, tedy pokud bude břemeno s maximální hmotností zavěšeno na kraji nosníku u sloupu jeřábu – síla F_3 (viz. Obr. 27). Velikost síly F_3 je určena jako:

$$F_3 = F_1 + G_n \cdot \frac{L_1}{2} \cdot g + G_c \cdot L_2 \cdot g = 52\,784,9 + 19,3 \cdot \frac{2,75}{2} \cdot 9,81 + 33 \cdot 2,205 \cdot 9,81$$

$$F_3 = 53\,759,1 \text{ N} \quad (31)$$

Kde:

$F_1 = 52\,784,9 \text{ N}$ První kritická síla působící svisle na jeřáb (viz. kap. 7.1)

$G_n = 19,3 \text{ kg/m}$ Délková hmotnost profilu IPE 180 (viz. Obr. 23)

$G_c = 33 \text{ kg/m}$ Délková hmotnost uzavřeného čtvercového profilu (viz. Obr. 24)

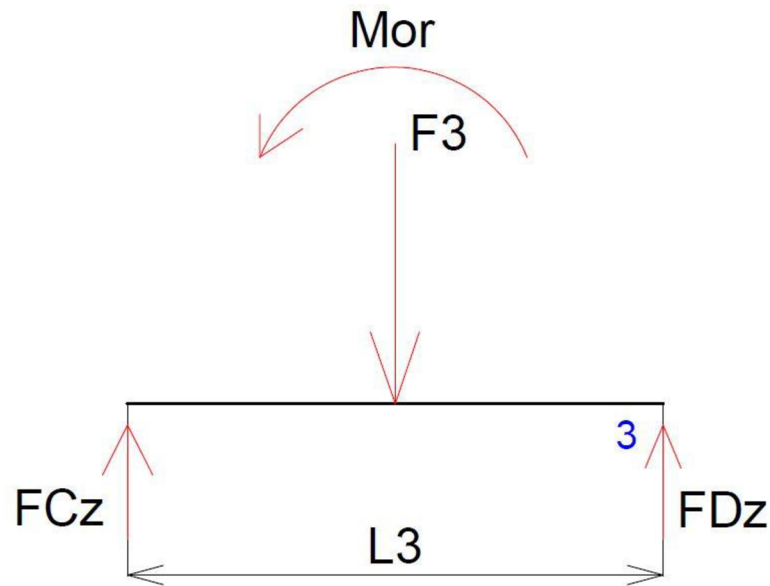
Dále na podvozek působí moment M_{or} (viz. Obr. 27) vznikající při maximální akceleraci od síly F_2 . Velikost momentu M_{or} je určena jako:

$$M_{or} = F_2 \cdot R_{klop} = 6\,023,2 \cdot 2 = 12\,046,3 \text{ Nm} \quad (32)$$

Kde:

$F_2 = 6\,023,2 \text{ N}$ Druhá kritická síla působící vodorovně na jeřáb (viz. kap. 7.1)

$R_{klop} = 2 \text{ m}$ Rameno klopného momentu uvažované jako maximální výška zdvihu



Obr. 27: Uvolnění podvozku jeřábu

7.3.1 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V PODVOZKU JEŘÁBU

$$F_x = 0 \quad (33)$$

$$M_{oy} = 0$$

$$M_{or} + F_{Dz} \cdot L_3 - F_3 \cdot \frac{L_3}{2} = 0$$

$$F_{Dz} = \frac{F_3}{2} - \frac{M_{or}}{L_3}$$

$$F_{Dz} = \frac{53\,759,1}{2} - \frac{12\,046,3}{1,5}$$

$$\mathbf{F_{Dz} = 18\,848,6\,N} \quad (34)$$

$$F_y = 0$$

$$F_{Cz} + F_{Dz} - F_3 = 0$$

$$F_{Cz} = F_3 - F_{Dz}$$

$$F_{Cz} = 53\,759,1 - 18\,848,6$$

$$\mathbf{F_{Cz} = 34\,910,4\,N} \quad (35)$$

Kde:

$L_3 = 1,5 \text{ m}$ Délka podvozku jeřábu

7.3.2 VÝPOČET VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ V PODVOZKU JEŘÁBU

Kvůli zjednodušení výpočtu ohybového momentu a výsledných vnitřních účinků jsou zanedbány výztuhy na podvozku jeřábu. Prut 3 je rozdělen pouze na dva řezy, první na délce $0,5 \cdot L_3$ a druhý také na délce $0,5 \cdot L_3$ za polovinou prutu.

$$x_1 \in \left(0; \frac{L_3}{2}\right)$$

$$N_1 = 0$$

$$T_1 = F_{Cz}$$

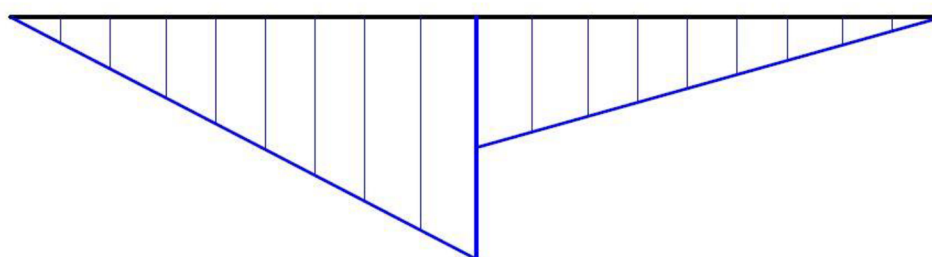
$$M_{o1} = -F_{Cz} \cdot x_1 \quad (36)$$

$$x_2 \in \left(0; \frac{L_3}{2}\right)$$

$$N_2 = 0$$

$$T_2 = -F_{Dz}$$

$$M_{o2} = -F_{Dz} \cdot x_2 \quad (37)$$



Mopmax

Obr. 28: Průběh ohybového momentu v podvozku jeřábu

Jak je patrné z Obr. 28, tak nejvyšší ohybový moment na podvozku jeřábu (označen M_{opmax}) je uprostřed prutu 3. Hodnota tohoto maximálního momentu bude dále vstupovat do výpočtu maximálních napětí:

$$M_{opmax} = F_{Cz} \cdot \frac{L_3}{2} = 34\,910,4 \cdot \frac{1,5}{2} = 26\,182,8 \text{ Nm} \quad (38)$$

7.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH NAPĚTÍ V RÁMU JEŘÁBU

Následující výpočet maximálních napětí je zpracován podle Shigley: Konstruování strojních součástí. [22, kap. 4]

7.4.1 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ V NOSNÍKU

Do výpočtu maximálního ohybového napětí nám vstupuje maximální ohybový moment M_{on2max} (viz. kap. 7.2.2) a do výpočtu maximálního normálového napětí síla F_2 vyvolána brzdnými a zrychlujícími silami.

Maximální ohybové napětí působící na nosník se spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{onmax} = \frac{M_{on2max}}{W_{ny}} = \frac{29\,649,1}{146,3} = 202,659 \text{ MPa} \quad (39)$$

Kde:

$$W_{ny} = 146,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad \text{Průřezový modul profilu nosníku v ose y (viz. Obr. 23)}$$

Maximální normálové napětí působící na nosník se spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{Nnmax} = \frac{F_2}{S_n} = \frac{6\,023,2}{2390} = 2,52 \text{ MPa} \quad (40)$$

Kde:

$$S_n = 2390 \text{ mm}^2 \quad \text{Obsah průřezu nosníku (viz. Obr. 23)}$$

Celkové maximální napětí v nosníku se pak spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{nmax} = \sigma_{onmax} + \sigma_{Nnmax} = 202,659 + 2,52 = 205,18 \text{ MPa} \quad (41)$$

7.4.2 MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ VE SLOUPU

Do výpočtu maximálního ohybového napětí nám vstupuje maximální ohybový moment M_{on1max} (viz. kap. 7.2.2) a do výpočtu maximálního normálového napětí síla F_1 vyvolána zatížením od břemene. Opět uvažujeme nejméně příznivý stav, kdy břemeno je v krajní poloze a na sloup působí celou svojí tíhou.

Maximální ohybové napětí působící na sloup se spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{osmax} = \frac{M_{on1max}}{W_{cy}} = \frac{13\,281,1}{135,36} = 98,116 \text{ MPa} \quad (42)$$

Kde:

$W_{cy} = 135,36 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ Průřezový modul uzavřeného čtvercového profilu v ose y (viz. Obr. 24)

Maximální normálové napětí působící na sloup se spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{Nsmax} = \frac{F_1}{S_c} = \frac{52\,784,9}{4207} = 12,547 \text{ MPa} \quad (43)$$

Kde:

$S_c = 4207 \text{ mm}^2$ Obsah průřezu uzavřeného čtvercového profilu (viz. Obr. 24)

Celkové maximální napětí ve sloupu se pak spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{smax} = \sigma_{osmax} + \sigma_{Nsmax} = 98,116 + 12,547 = 110,663 \text{ MPa} \quad (44)$$

7.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V PODVOZKU JEŘÁBU

Do výpočtu maximálního ohybového napětí v podvozku jeřábu nám vstupuje maximální ohybový moment M_{opmax} (viz. kap. 7.3.2.) a výpočet maximálního normálového napětí je nulový, neboť na podvozek nepůsobí žádná normálová síla.

Maximální ohybové napětí působící na podvozek se spočítá dle vzorce:

$$\sigma_{opmax} = \frac{M_{opmax}}{W_{cy}} = \frac{26\,182,8}{135,36} = 193,430 \text{ MPa} \quad (45)$$

Kde:

$W_{cy} = 135,36 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ Průřezový modul uzavřeného čtvercového profilu v ose y (viz. Obr. 24)

7.6 PROKÁZÁNÍ NOSNÝCH PRVKŮ JEŘÁBU

Pro prokázání nosných prvků konstrukce je třeba ověřit podmínky dle normy ČSN EN 13001-3-1, podle které je následující podkapitola zpracována. [20, str. 21]

7.6.1 VÝPOČET NÁVRHOVÉHO NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI NOSNÝCH PRVKŮ

Návrhové napětí únosnosti používané pro nosné prvky se vypočítá dle vzorce pro normálová napětí:

$$f_{Rd,\sigma} = \frac{f_y}{\gamma_{Rm}} = \frac{355}{1,1} = 322,727 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{sm} = 1,1 \cdot 1 = 1,1 \quad (47)$$

Kde:

$f_y = 355 \text{ MPa}$ Mez kluzu materiálu nosných prvků konstrukce (viz. Tabulka 4)

$\gamma_{Rm} = 1,1$ Výsledný součinitel spolehlivosti [20, str. 21]

$\gamma_m = 1,1$ Obecný součinitel spolehlivosti daný normou [20, str. 21]

$\gamma_{sm} = 1,0$ Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu daný normou a typem materiálu [20, str. 21]

7.6.2 KONTROLA NOSNÝCH PRVKŮ JEŘÁBU

Dle normy ČSN EN 13001-3-1 musí být pro všechny nosné prvky jeřábu prokázáno, že platí:

$$\sigma_{max} \leq f_{Rd,\sigma} \quad (48)$$

Všechna maximální celková napětí působící na jeřáb jsou ještě zvětšena zvoleným návrhovým koeficientem bezpečnosti: $k_n = 1,5$

Pro nosník jeřábu (Prut 1) musí platit, že:

$$\begin{aligned} k_n \cdot \sigma_{nmax} &\leq f_{Rd,\sigma} \\ 1,5 \cdot 205,18 &\leq 322,727 \\ 307,77 &\leq 322,727 \end{aligned} \quad (49)$$

Nosník z hlediska prokázání nosných prvků vyhovuje.

Pro sloup jeřábu (Prut 2) musí platit, že:

$$\begin{aligned} k_n \cdot \sigma_{smax} &\leq f_{Rd,\sigma} \\ 1,5 \cdot 110,663 &\leq 322,727 \\ 165,995 &\leq 322,727 \end{aligned} \quad (50)$$

Sloup z hlediska prokázání nosných prvků vyhovuje.

Pro podvozek jeřábu (Prut 3) musí platit, že:

$$\begin{aligned}k_n \cdot \sigma_{pmax} &\leq f_{Rd,\sigma} \\1,5 \cdot 193,430 &\leq 322,727 \\290,145 &\leq 322,727\end{aligned}\tag{51}$$

Podvozek z hlediska prokázání nosných prvků vyhovuje.

Všechny části nosné konstrukce jeřábu dle normy ČSN EN 13001-3-1 VYHOVUJÍ.

7.7 PROKÁZÁNÍ PRUŽNÉ STABILITY

Protože na sloup jeřábu, který je štíhlý a dlouhý, působí v krajní poloze značně velká síla F_I od zatížení břemene, je třeba provést kontrolu vzpěrné stability. Výpočet je zpracován opět dle normy ČSN EN 13001-3-1. Podle pružnostní teorie je kritické zatížení při vzpěru N_k nejmenší síla rozdvojení stability. Pro tuto konkrétní situaci je uvažován první případ Eulerova vzpěru (viz. Obr. 29). [20, str. 43]

Kritické zatížení při vzpěru N_k se tedy vypočítá dle vzorce (viz. Obr. 29):

$$N_k = \frac{\pi^2 \cdot E_{ocel} \cdot I_{cy}}{4 \cdot L_2^2} = \frac{\pi^2 \cdot 207 \cdot 5,2218}{4 \cdot 2,205^2} = 548,547 \text{ kN}\tag{52}$$

Kde:

$$E_{ocel} = 207 \text{ GPa}$$

Modul pružnosti v tahu oceli

$$I_{cy} = 522,18 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment průřezu sloupu v ose y (viz. Obr. 24)

$$L_2 = 2,205 \text{ m}$$

Délka sloupu jeřábu

Eulerův případ číslo	1	2	3	4	5
Okrajové podmínky					
N_k	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{4 \times L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{2,05 \times \pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{4 \times \pi^2 \times E \times I}{L^2}$	$\frac{\pi^2 \times E \times I}{L^2}$
E je modul pružnosti; I moment setrvačnosti prutu v rovině pohledu; L délka prutu.					

Obr. 29: Případy a výpočty Eulerova vzpěru [20, str. 43]

7.7.1 NÁVRHOVÁ TLAKOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI

Návrhová tlaková síla únosnosti N_{Rd} pro prut se vypočítá z kritického zatížení při boulení N_k :

$$N_{Rd} = \frac{\kappa \cdot f_y \cdot S_c}{\gamma_m} = \frac{0,316 \cdot 355 \cdot 4,207}{1,1} = 428,624 \text{ kN} \quad (53)$$

Kde:

$f_y = 355 \text{ MPa}$ Mez kluzu materiálu sloupu (viz. Tabulka 4)

$S_c = 4207 \text{ mm}^2$ Obsah průřezu sloupu (viz. Obr. 24)

$\gamma_m = 1,1$ Obecný součinitel spolehlivosti daný normou [20, str. 21]

$\kappa = 0,316$ Redukční součinitel vypočítaný dle vzorců dle normy níže

Redukční součinitel κ je závislý na štíhlosti λ dané rovnicí:

$$\lambda = \sqrt{\frac{f_y \cdot S_c}{N_k}} = \sqrt{\frac{355 \cdot 4207}{548\,547}} = 1,65 \quad (54)$$

Dle normy platí, pokud:

$$\lambda \leq 0,2 \rightarrow \kappa = 1,0 \quad (55)$$

$$\lambda > 0,2 \rightarrow \kappa = \frac{1}{\xi + \sqrt{\xi^2 - \lambda^2}}$$

Protože štíhlost $\lambda = 1,65$, pak se redukční součinitel κ vypočítá ze vzorce:

$$\kappa = \frac{1}{\xi + \sqrt{\xi^2 - \lambda^2}} = \frac{1}{2,014 + \sqrt{2,014^2 - 1,65^2}} = 0,316 \quad (56)$$

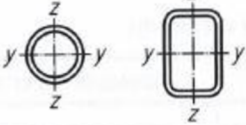
Kde:

$\xi = 2,014$ Součinitel, který se dle normy vypočítá dle vzorce:

$$\xi = 0,5 \cdot (1 + \alpha \cdot (\lambda - 0,2) + \lambda^2) = 0,5 \cdot (1 + 0,21 \cdot (1,65 - 0,2) + 1,65^2) = 2,014 \quad (57)$$

Kde:

$\alpha = 0,21$ Zvolený parametr průřezu pro uzavřený čtvercový profil válcovaný za tepla z materiálu s mezí kluzu do 460 MPa (viz. Obr. 30)

	Tvar průřezu	Vybočení podle osy	$f_y < 460 \frac{N}{mm^2}$		$f_y \geq 460 \frac{N}{mm^2}$		
			α	δ	α	δ	
1	Duté profily 	Válcované za tepla	$y-y$ $z-z$	0,21	$L / 300$	0,13	$L / 350$
		Tvářené za studena	$y-y$ $z-z$	0,34	$L / 250$	0,34	$L / 250$

Obr. 30: Parametr průřezu α – vybrané hodnoty [20, str. 45]

7.7.2 KONTROLA PRUŽNÉ STABILITY

Dle normy ČSN EN 13001-3-1 musí být prokázáno, že:

$$N_{Rd} \geq F_1 \quad (58)$$

Síla F_1 je ještě zvětšena zvoleným návrhovým koeficientem bezpečnosti $k_n = 5$. Návrhový koeficient byl zvolena vyšší kvůli fatálním důsledkům při ztrátě pružné stability:

$$N_{Rd} \geq F_1 \cdot k_n$$

$$428,624 \geq 52,7849 \cdot 5$$

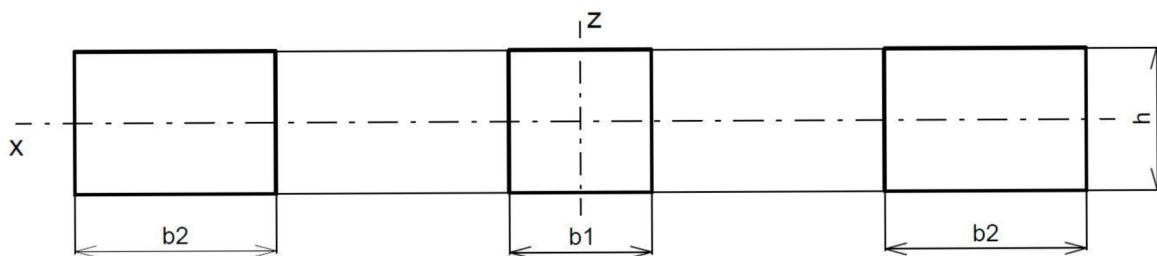
$$428,624 \geq 263,925 \quad (59)$$

Sloup jeřábu tedy z hlediska pružné stability vyhovuje bez problémů.

7.8 PROKÁZÁNÍ SVAROVÝCH SPOJŮ

Protože podvozek, sloupy a výztuhy jsou navzájem svařeny, je třeba zkontrolovat i svarové spoje a prokázat únosnost svarových spojů. Nejnamáhanější svary budou na podvozku mezi výztuhami a podvozkem a mezi sloupem a podvozkem. Pro jednoduchost výpočtu je uvažováno, že veškeré svary na podvozku jsou koutové s výškou svaru $z_s = 5 \text{ mm}$. Svary jsou kontrolovány opět pouze od potenciálně nejvyššího napětí, což je způsobeno od síly F_2 vznikající při nouzovém zastavení a s ní spojeného momentu M_{or2} .

Na jedné straně podvozku jsou tedy dohromady 2 stejné koutové svary do obdélníkového tvaru od výztuh a jeden koutový svar do čtvercového tvaru od sloupu jeřábu (viz. Obr. 31).



Obr. 31: Zjednodušený náčrt rozložení svarových spojů na jedné straně podvozku

7.8.1 NÁVRHOVÉ NAPĚTÍ ÚNOSNOSTI SVAROVÝCH SPOJŮ

Návrhové napětí únosnosti svaru se počítá dle vzorce:

$$f_{w.Rd} = \frac{\alpha_w \cdot f_y}{\gamma_m} = \frac{0,6 \cdot 355}{1,1} = 193,636 \text{ MPa} \quad (60)$$

Kde:

$f_y = 355 \text{ MPa}$ Mez kluzu materiálu uzavřeného čtvercového profilu

$\gamma_m = 1,1$ Obecný součinitel spolehlivosti daný normou [20, str. 21]

$\alpha_w = 0,6$ Součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru (viz. Tabulka 6)

Tabulka 6: Hodnoty součinitele pro návrhové napětí únosnosti svaru [20, str. 32]

Typ materiálu svaru	Směr napětí	Typ svaru	Druh napětí	Číslo rovnice	α_w		
					$f_y \leq 420 \text{ N/mm}^2$	$f_y > 420 \text{ N/mm}^2$ $f_y < 930 \text{ N/mm}^2$	$f_y \geq 930 \text{ N/mm}^2$
Rovnocenný (f_y se vztahuje ke svařovaným částem)	Napětí kolmé na směr svaru	Svar s úplným provařením	Tah nebo tlak	21	1,0		– ^b
		Svar s částečným průvarem ^a	Tah nebo tlak	21	0,90		– ^b
	Napětí rovnoběžné se směrem svaru	Všechny svary	Smyk	21	0,60		– ^b
Nerovnocenný (f_y se vztahuje k materiálu svaru)	Napětí kolmé na směr svaru	Svar s úplným provařením	Tah nebo tlak	22	0,80	0,85	0,90
		Svar s částečným průvarem ^a	Tah nebo tlak	22	0,70	0,75	0,80
	Napětí rovnoběžné se směrem svaru	Všechny svary	Smyk	22	0,45	0,50	0,50

7.8.2 VÝPOČET NAPĚTÍ VE SVARECH

Maximální napětí ve svarech je spočteno dle Shigley: Konstruování strojních součástí. [22, kap. 9]

VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ VYVOLANÉ POSOUVAJÍCÍ SILOU

Smykové napětí od posouvající síly vyvolává síla F_2 a vypočítá se dle vzorce:

$$\tau' = \frac{F_2}{S_s} = \frac{6\,023,2}{4\,827,7} = 1,25 \text{ MPa} \quad (61)$$

Kde:

$$F_2 = 6\,023,2 \text{ N}$$

Síla vyvolaná při nouzovém zastavení

$$S_s = 4\,827,7 \text{ mm}^2$$

Celková plocha účinného průřezu všech svarů (viz. Obr. 32):

$$S_s = 1,414 \cdot z_s \cdot (b_1 + 2 \cdot b_2 + 3 \cdot h)$$

$$S_s = 1,414 \cdot 5 \cdot (100 + 2 \cdot 141,42 + 3 \cdot 100)$$

$$S_s = 4\,827,7 \text{ mm}^2 \quad (62)$$

Kde:

$$z_s = 5 \text{ mm}$$

Výška svarů

$$h = 100 \text{ mm}$$

Délka svarů na podvozku (viz. Obr. 31)

$$b_1 = 100 \text{ mm}$$

Šířka svarů na sloupu (viz. Obr. 31)

$$b_2 = 141,42 \text{ mm}$$

Šířka svarů na výtuhách (viz. Obr. 31)

VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ VYVOLANÉ OHYBOVÝM MOMENTEM

Smykové napětí od ohybového momentu vyvolává moment M_{or} a vypočítá se dle vzorce:

$$\tau'' = \frac{M_{or2} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2}{2}\right)}{J_z} = \frac{M_{or2} \cdot \left(\frac{b_1 + b_2}{2}\right)}{0,707 \cdot z_s \cdot J_{zu}} = \frac{9\,426,3 \cdot \left(\frac{0,1 + 0,141}{2}\right)}{0,707 \cdot 5 \cdot 0,00241 \cdot 10^6} = 133,33 \text{ MPa} \quad (63)$$

Kde:

$$M_{or2} = 9\,426,3 \text{ Nm}$$

Ohybový moment od posouvající síly F_2 v místě svarů:

$$M_{or2} = F_2 \cdot r_{svar} = 6\,023,2 \cdot 1,565 = 9\,426,3 \text{ Nm} \quad (64)$$

Kde:

$$r_{svar} = 1,565 \text{ m}$$

Rameno ohybového momentu v místě svarů

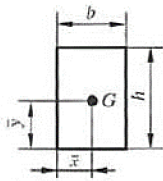
$$J_{zu} = 0,00241 \text{ mm}^3$$

Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu svarů (viz. Obr. 32):

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b_1 + h) + 2 \cdot \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b_2 + h)$$

$$J_{zu} = \frac{0,1^2}{6} \cdot (3 \cdot 0,1 + 0,1) + 2 \cdot \frac{0,1^2}{6} \cdot (3 \cdot 0,14142 + 0,1)$$

$$J_{zu} = 0,00241 \text{ m}^3 \quad (65)$$



$$S = 1,414z(b + h)$$

$$\bar{x} = b/2$$

$$\bar{y} = h/2$$

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6}(3b + h)$$

Obr. 32: Výňatek vzorců pro výpočet koutového svaru do obdélníkového tvaru [22, str. 515]

VÝPOČET VÝSLEDNÉHO NAPĚTÍ VE SVARU

Výsledné napětí ve svaru se vypočte dle vzorce:

$$\tau_w = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{1,25^2 + 133,33^2} = 133,33 \text{ MPa} \quad (66)$$

7.8.3 KONTROLA SVAROVÝCH SPOJŮ

Dle normy ČSN EN 13001-3-1 musí být prokázáno, že:

$$f_{w,Rd} \geq \tau_w \quad (67)$$

Výsledné celkové napětí ve svarech τ_w je ještě zvětšeno zvoleným návrhovým koeficientem bezpečnosti $k_n = 1,4$; hodnota návrhového koeficientu bezpečnosti pro svarové spoje se pohybuje v rozmezí $1,25 \leq k \leq 2$. Koeficient byl zvolen nižší, protože většinový podíl napětí ve svaru má moment M_{or2} , u kterého se předpokládá, že by se v praxi neměl působit, neboť s břemenem by se mělo po dílně pojezdět spíše v nižších polohách kvůli lepší stabilitě a ovladatelnosti jeřábu:

$$f_{w,Rd} \geq \tau_w \cdot k_n$$

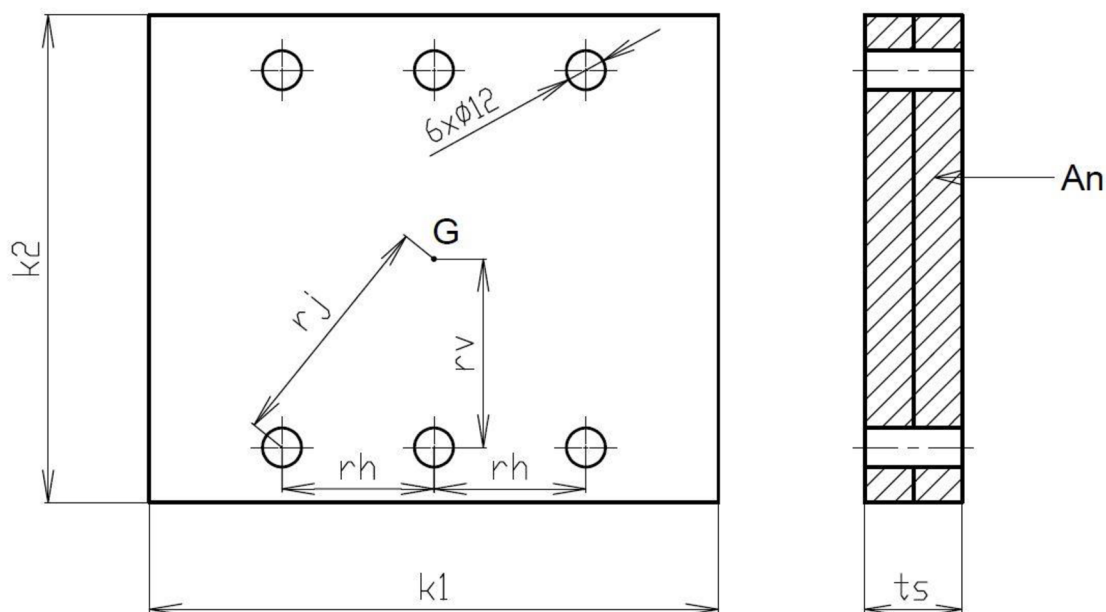
$$193,626 \geq 133,33 \cdot 1,4$$

$$193,626 \geq 186,66 \quad (68)$$

Svarové spoje na podvozku tedy vyhovují.

7.9 PROKÁZÁNÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Poslední spoj, který je potřeba zkontrolovat, je šroubový spoj mezi nosníkem a sloupem. Nosník je na jedné straně přišroubován ke sloupu dohromady šesti šrouby M12 pevnostní třídy 8.8 (viz. Obr. 33). Na tyto šrouby při jízdě po nerovném povrchu s břemenem o maximální hmotnosti umístěném uprostřed nosníku působí ohybový moment M_{on1max} (viz kapitola 7.2.2.).



Obr. 33: Zjednodušený náčrt rozložení šroubových spojů na jedné straně nosníku

7.9.1 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Návrhová tahová síla únosnosti se dle normy ČSN EN 13001-3-1 vypočítá dle vzorce:

$$F_{cs,Rd} = \frac{f_{ys} \cdot A_n}{\gamma_{Rc}} = \frac{f_y \cdot A_n}{\gamma_m \cdot \gamma_{st}} = \frac{640 \cdot 1\,152}{1,1 \cdot 1,2} = 558\,545,5 \text{ N} \quad (69)$$

Kde:

$f_{ys} = 640 \text{ MPa}$ Jmenovitá dolní mez kluzu šroubu pevnostní třídy 8.8 (viz. Tabulka 7)

$\gamma_m = 1,1$ Obecný součinitel spolehlivosti daný normou [20, str. 21]

$\gamma_{st} = 1,2$ Dílčí součinitel spolehlivosti v tahu průřezu s dírou daný normou [20, str. 24]

$A_n = 1\,152 \text{ mm}^2$ Plocha čistého průřezu v místě děr pro šrouby dle normy (viz. Obr. 33):

$$A_n = t_s \cdot k_2 - 2 \cdot t_s \cdot d_\xi = 8 \cdot 168 - 2 \cdot 8 \cdot 12 = 1\,152 \text{ mm}^2 \quad (70)$$








Kde:

$t_s = 8 \text{ mm}$ Tloušťka spojovaných součástí (viz. Obr. 33)

$k_2 = 168 \text{ mm}$ Šířka spojovaných součástí (viz. Obr. 33)

$d_s = 12 \text{ mm}$ Průměr děr pro šrouby M12

Tabulka 7: Přehled pevnostních tříd šroubů [22, str. 442]

pevnostní třída ISO	rozsah průměrů	zkušební napětí	minimální (a jmenovitá) pevnost v tahu ^a	minimální (a jmenovitá) dolní mez kluzu R_{el} nebo smluvní mez kluzu ^a $R_{p0,2}$	materiál	značka
	Md (mm)	S_p (MPa)	R_m (MPa)	(MPa)		
4.6		225	400	240	uhlíková ocel	
4.8		310	420 (400)	340 (320)	uhlíková ocel	
5.8		380	520 (500)	420 (400)	uhlíková ocel	
8.8	$\leq M16$ $> M16$	580 600	800 830 (800)	640 660 (640)	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr), kalená a popouštěná	
9.8	$\leq M16$	650	900	720	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr), kalená a popouštěná	
10.9		830	1 040 (1 000)	940 (900)	uhlíková ocel s přísadami (např. B, Mn nebo Cr); legovaná ocel; kalená a popouštěná	
12.9		970	1 220 (1 200)	1 100 (1 080)	legovaná ocel, kalená a popouštěná	

7.9.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA JEDEN ŠROUB

Výpočet je opět prováděn na nejzatíženější šroub, tedy šroub, který je vzdálen nejvíce od středu G (na rameni r_j). Síla působící na jeden šroub od momentu M_{on1max} se tedy spočítá dle vzorce dle Shigley [22, kap. 8]:

$$F_j = \frac{M_{on1max} \cdot r_j}{4 \cdot r_j^2 + 2 \cdot r_v^2} = \frac{13\,281\,100 \cdot 81,7}{4 \cdot 81,7^2 + 2 \cdot 67^2} = 30\,413,4 \text{ N} \quad (71)$$

Kde:

$r_v = 67 \text{ mm}$ Vzdálenost od středu šroubového spoje ke středním šroubům (viz. Obr. 33)

$r_j = 81,7 \text{ mm}$ Vzdálenost od středu šroubového spoje ke krajním šroubům (viz. Obr. 33) dle výpočtu:

$$r_j = \sqrt{r_v^2 + r_h^2} = \sqrt{67^2 + 46,75^2} = 81,7 \text{ mm} \quad (72)$$

Kde:

$r_h = 46,75 \text{ mm}$ Vzdálenost mezi šrouby (viz. Obr. 33)

Na šroub působí také síla předpětí po zašroubování šroubu na utahovací moment. Je uvažováno, že síla předpětí má velikost 60% maximální velikosti síly F_j .

$$F_p = 0,5 \cdot F_j = 0,6 \cdot 30\,413,4 = 18\,248 \text{ N} \quad (73)$$

Výsledná maximální síla působící na šroub je tedy součtem sil F_j a F_p .

$$F_v = F_j + F_p = 30\,413,4 + 18\,248 = 48\,661,5 \text{ N} \quad (74)$$

7.9.3 KONTROLA ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Dle normy ČSN EN 13001-3-1 musí být prokázáno, že:

$$F_{cs,Rd} \geq F_v \quad (75)$$

Síla F_v je ještě zvětšena zvoleným návrhovým koeficientem bezpečnosti $k_n = 5$:

$$F_{cs,Rd} \geq F_v \cdot k_n$$

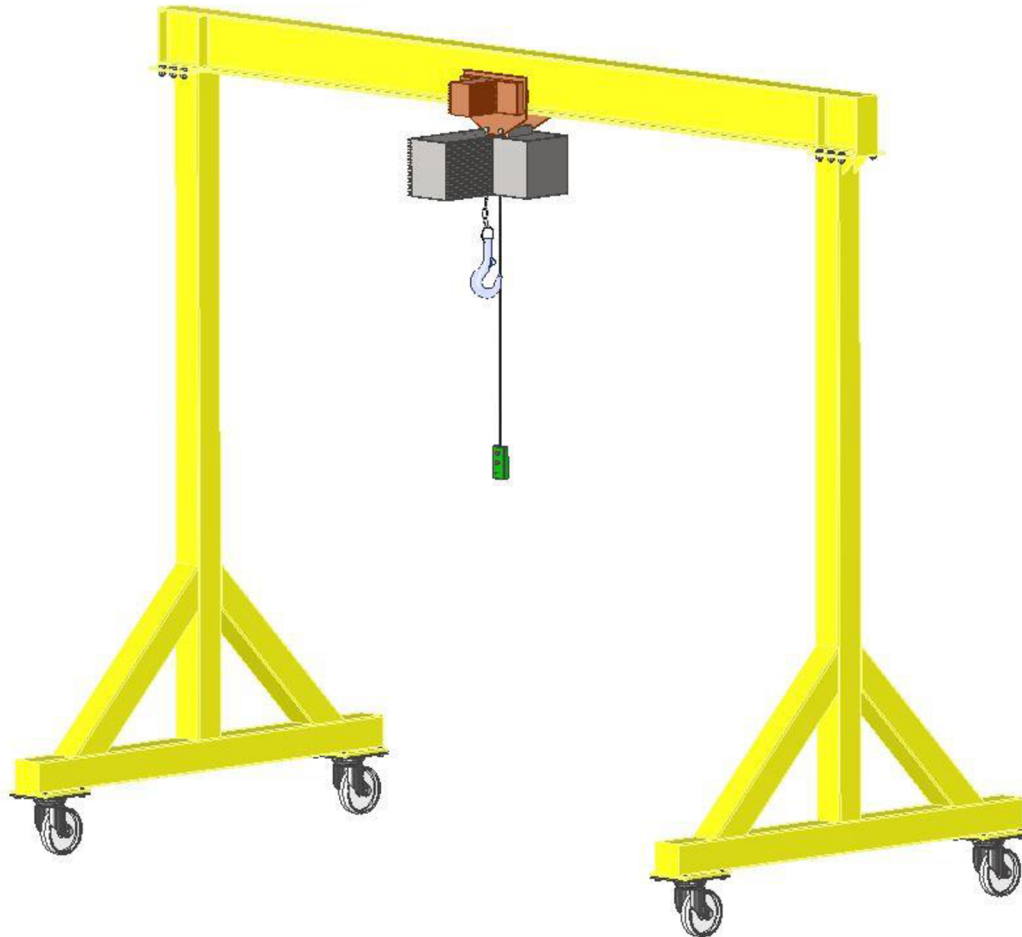
$$558\,545,5 \geq 48\,661,5 \cdot 5$$

$$558\,545,5 \geq 243\,307,5 \quad (76)$$

Šroubový spoj tedy vyhovuje bez problémů.

8 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ JEŘÁBU

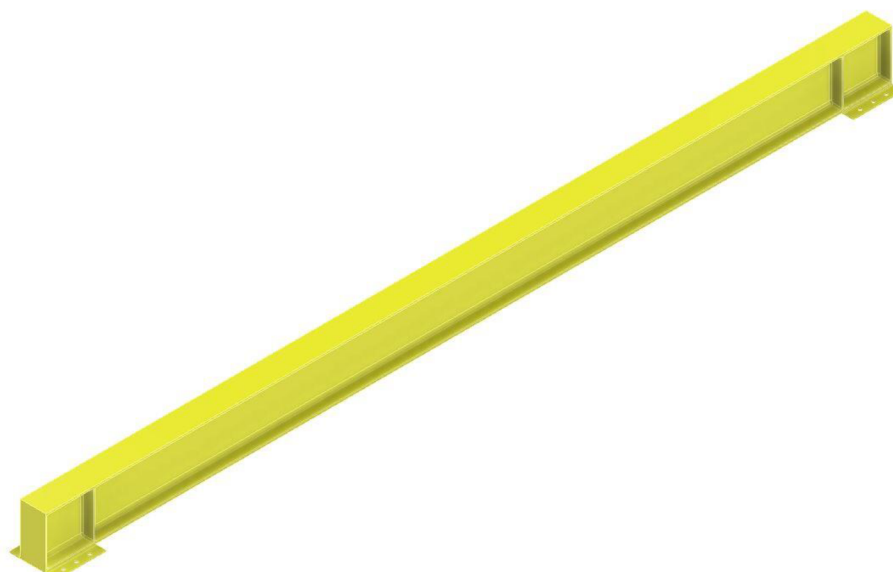
V této kapitole jsou nejprve rozebrány jednotlivé prvky vlastního konstrukčního řešení jeřábu a následně všechny ostatní komponenty jeřábu, které jsou jeho součástí (viz. Obr. 34). Součástí konstrukčního řešení je i výkresová dokumentace sestavy a podsestav v Přílohách 3 až 5.



Obr. 34: Konstrukční řešení dilenského portálového jeřábu

8.1 NOSNÍK

Nosník (viz. Obr. 35) je vyroben z profilu IPE180 S355J2 válcovaného za tepla o celkové délce 3 m (viz. kap. 6.1). Na nosník jsou navařeny zarážky, aby elektrický kladkostroj nenarážel do sloupů jeřábu. Na obou koncích nosníku jsou také navařeny plechy tloušťky $t_p = 8 \text{ mm}$ s šesti dírami s $d_s = 12 \text{ mm}$ (viz. Obr. 33) pro přišroubování ke sloupům jeřábu kvůli rozebíratelnosti při stěhování jeřábu. Na obou koncích nosníku jsou také navařeny záslepky.



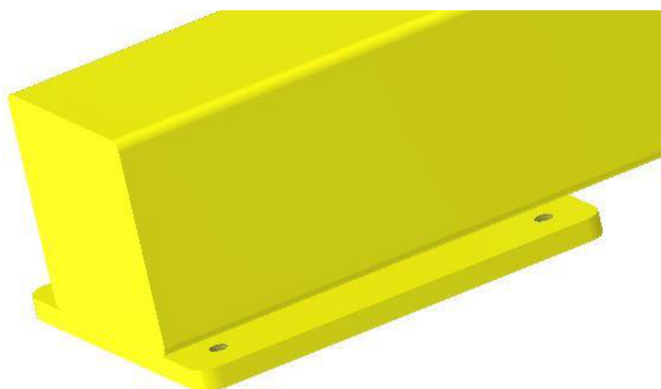
Obr. 35: Nosník jeřábu

8.2 SLOUP S VÝZTUHAMI A PODVOZEK

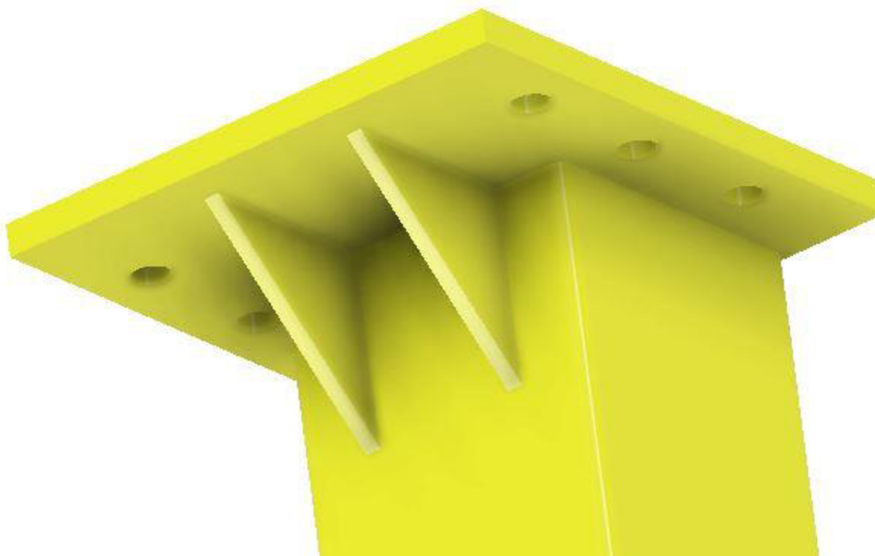
Sloup, výztuhy i podvozek jsou vyrobeny z uzavřeného čtvercového profilu 100x100x12,5T válcovaného za tepla (viz. kap. 6.3). V horní části obou sloupů jsou navařeny plechy tloušťky $t_p = 8 \text{ mm}$ s šesti dírami s $d_s = 12 \text{ mm}$ (viz. Obr. 33) pro přidělení k nosníku jeřábu. Plechy jsou ještě vyztuženy trojúhelníkovými plechy přivařené jednou stranou k plechu a druhou stranou k boku sloupu (viz. Obr. 37).

Výztuhy mezi sloupem a podvozkem jeřábu (viz. Obr. 34) jsou sklopené na obou stranách pod úhlem 45° a jejich hlavním úkolem je posílení konstrukce v kritickém místě mezi podvozkem a sloupy, aby nedošlo ke zborcení jeřábu.

Na obou stranách podvozku jsou navařené záslepky na uzavřený čtvercový profil. Na konci podvozku jsou ještě přivařené podložky pod kola se závity s roztečí odpovídající rozteči jezdových kladek sloužící k jejich upevnění. (viz. Obr. 36)



Obr. 36: Detail podvozku



Obr. 37: Horní část sloupu

8.3 ELEKTRICKÝ KLADKOSTROJ

Ke zdvihání břemen slouží průmyslově vyráběný elektrický kladkostroj odpovídající zadání bakalářské práce. Byl zvolen elektrický kladkostroj YALE CPVF 20-4 s elektrickým dvourychlostním pojezdem VTEF od firmy Procházka MP (viz. Obr. 38). Byla vybrána varianta s elektrickým pojezdem kvůli jednodušší manipulaci s břemeny maximálních hmotností 1 200 kg. Ostatní parametry kladkostroje jsou voleny tak, aby vyhovovaly zadání práce. Ty nejdůležitější jsou maximální nosnost – 2 000 kg a minimální zdvih – 3 m, což odpovídá i s dostatečnou rezervou. Další důležité parametry pro výpočet jsou uvedeny v Tabulce 8, veškeré další rozměrové hodnoty a ostatní hodnoty jsou v Příloze P2. [23]

Tabulka 8: Parametry jeřábu [23]

Název	Hodnota	Jednotka
Nosnost	2 000	kg
Rychlost zdvihu	4	m/min
Rychlost mikrozdvihu	1	m/min
Výkon motoru	1,5	kW
Hmotnost	90	kg
Minimální světlá výška	558	mm
Šířka příruby	58 - 180	mm
Maximální tloušťka příruby	19	mm
Rychlost pojezdu	18/4,5	m/min



Obr. 38: Elektrický kladkostroj YALE CPVF [23]

8.4 POJEZDOVÁ KOLA

Pojzdová kola jsou opět volena tak, aby vydrželi nejvyšší zatížení, které by na ně mohlo potenciálně působit. Nejvyšší zatížení v místě kola je od síly F_{Cz} a spočítá se:

$$m_{pk} = \frac{F_{Cz}}{g} = \frac{34\,910,4}{9,81} = 3\,558,7 \text{ kg} \quad (77)$$

Kvůli poměrně vysokému zatížení na jedno kolo musela být zvolena vysokozátěžová kola jejichž hlavní nevýhodou je poměrně vysoká cena, protože musí být dimenzována na takto vysoká zatížení. Na základě výpočtu tedy byla zvolena pojezdová vysokozátěžová brzděná kola B16 od firmy PIRKL s dostatečným maximálním zatížením 5 000 kg (viz. Obr. 39). Při zabrzdění kol dojde také k zablokování otáčení. Ostatní parametry pojezdového kola viz. Obr. 40. [24]



Obr. 39: Vysokozátěžové pojezdové kolo B16 od firmy PIRKL [24]

Název produktu	Uložení	Průměr kola [mm]	Šířka běhounu [mm]	Velikost desky [mm]	Rozteč otvorů [mm]	Průměr otvoru [mm]	Vystředění [mm]	Stavební výška [mm]	Zatížení [kg]	Cena [bez DPH]
RR120.B16.300	kuličkové	300	80	200x160	160x120	16	75	375	5000	15 590,00 Kč

Obr. 40: Parametry kola [24]

8.5 SPOJOVACÍ MATERIÁL

Jako spojovací materiál jsou použity šrouby dle normy ČSN EN 24017, tedy šrouby se šestihrannou hlavou a závitem po celé délce šroubu. Ke spojení nosníku se sloupy jeřábu je použito dohromady 12 šroubů M12x30 pevnostní třídy 8.8 ověřené i výpočtem (viz. kap. 7.9). Ke spojení pojezdových kol a podložek pod kola je použito dohromady 16 šroubů M10x20.

Použité matice M12 na šrouby spojující sloupy s nosníkem jeřábu jsou dle normy ČSN EN 24032.

Použité podložky pod matice jsou dle normy DIN 126 odpovídající rozměru matice M12.

ZÁVĚR

Tato bakalářská práce je zaměřena na kritickou rešerši dílenských zvedacích zařízení využívaných v menších opravárenských provozech a servisech, vytvoření vlastního koncepčního návrhu jeřábu, ověření funkčními a pevnostními výpočty a následné zpracování konstrukčního řešení včetně veškerých nezbytných komponent doplněné o výkresovou dokumentaci sestavy a podsestav.

V první části této práce je zpracována kritická rešerše průmyslově vyráběných a běžně dostupných dílenských zvedacích zařízení. Tato teoretická část má nastínit především základní vlastnosti jednotlivých zařízení, výhody a nevýhody jejich použití, příklady vhodného využití, cenová dostupnost apod. Zaměřená je především na jeřáby, které jsou v opravárenství využívány nejvíce, především pro manipulaci s těžkými a rozměrnými břemeny.

V další části je popsán vlastní koncepční návrh zvedacího zařízení. Jsou zde popsány dvě varianty, první vychází z mobilního hydraulického jeřábu a druhá z dílenského portálového jeřábu. Vybranou vhodnou variantou je dílenský portálový jeřáb, který lépe vyhovuje požadavkům zadání bakalářské práce především kvůli lepší stabilitě při maximálním zdvihu břemena o maximální hmotnosti.

Pro jednotlivé části konstrukce jeřábu je proveden podrobný výpočet účinků zatížení dle normy ČSN EN 13001-2. Vybrána jsou pouze ta zatížení, která by mohla v dílenském provozu na jeřáb působit. Z výpočtů jsou určena kritická zatížení působící na jeřáb, a to zatížení při pojezdu po nerovné podložce působící ve svislém směru a zatížení při nouzovém zastavení působící ve vodorovném směru. Tato zatížení jsou použita pro funkční a rozměrové výpočty.

Funkční a rozměrové výpočty jsou zaměřené na nalezení nejvyšších ohybových momentů a sil, které na každý prvek konstrukce jeřábu působí. Z těchto ohybových momentů a sil jsou dále vypočtena maximální napětí, aby bylo možné dle ČSN EN 13001-3-1 provést kontrolu nosných prvků konstrukce. Profily jednotlivých částí konstrukce jsou normalizované, běžně dostupné a zvoleny tak, aby vyhovovaly veškerým maximálním napětím ještě zvětšené návrhovým součinitelem bezpečnosti.

Dle ČSN EN 13001-3-1 je dále prokázána vzpěrná stabilita sloupů jeřábu za nejméně příznivých podmínek a dále jsou prokázány vybrané svarové a šroubové spoje. Opět je vše navrženo tak, aby vyhovovaly.

V poslední části této práce je popsáno konstrukční řešení navrženého portálového jeřábu. Nosnou konstrukci jeřábu tvoří nosník z profilu IPE 180. Sloupy, výztuhy a podvozek jeřábu je svařen z uzavřených čtvercových profilů 100x100x12,5T. Jeřáb je opatřen brzděnými pojezdovými koly s ručním pohonem a průmyslově vyráběným elektrickým kladkostrojem s elektrickým pojezdem pro motorické zdvihání břemen. Rozebíratelnost při převozu jeřábu zajišťuje šroubový spoj mezi nosníkem a sloupy jeřábu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KEMKA, Vladislav, Jiří BARTÁK, Petr MILČÁK a Pavel ŽITEK. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení*. Praha: Informatorium, 2009, 281 stran: ilustrace. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [2] Hever nůžkový 900 kg. In: *Autodíly Vojkov* [online]. Praha - Východ: Autodíly Vojkov, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.autodilyvojkov.cz/17844-hever-nuzkovy-900-kg?znacka=Fiat&model=Fiat%20Punto%20grande&motorizace=>
- [3] Hydraulické zvedáky. In: *Procházka MP* [online]. Blansko: Procházka MP, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.prochazka-mp.cz/kategorie-produktu/manipulacni-prostredky/hydraulicke-zvedaky/>
- [4] Hřebenové zvedáky. *MIPAV* [online]. Borovnice u Staré Paky: MIPAV, © 2020 [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: <http://www.mipav.cz/15194/hrebenove-zvedaky/>
- [5] Hřebenový zvedák s přestavitelnou patkou, nosnost 10 000 kg. In: *EMPORO* [online]. Praha 8: EMPORO, © 2022 [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: https://www.emporo.cz/v/1361939?customerType=true&gclid=Cj0KCQiAx6ugBhCcARIsAGNmMbjsVsA1WopIWDoalXnYVjspe2tYhHTyEo3jYNcJlqeUOZg-YGjhZG0aAqwuEALw_wcB
- [6] VALACH, Petr. *Diferenciální kladkostroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014, 56 listů + 6 listů výkresů (některé složené). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [7] Diferenciální kladkostroj – výpočet délky zdvihu břemene. In: *MatemaTech* [online]. České Budějovice: Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, 2014 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <http://www.matematech.cz/diferencialni-kladkostroj-vypocet-delky-zdvihu-bremene>
- [8] Řetězový kladkostroj CH-A-01000-03. In: *IMATECH* [online]. Praha 1: IMATECH, © 2015 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.imatech.cz/manipulacni-technika/104-profesionalni-retezovy-kladkostroj-ch-a-01000-03.html>
- [9] 3 Ton pákový řetězový kladkostroj. *ALLMAN INDUSTRY* [online]. Jiangsu, Čína: NANTONG ALLMAN INDUSTRY, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <http://cz.allmancrane.com/manual-hoist/lever-hoist/3-ton-lever-chain-hoist.html>

- [10] Pákový kladkostroj (řechtačkový zvedák) YALE UNO plus Série A. In: *Vázací Vazáky* [online]. Nitra, Slovensko: Vázací Vazáky, © 2017-2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://vazacivazaky.cz/produkt/pakovy-kladkostroj-yale-unoplus>
- [11] Zvedací stoly a plošiny. *Procházka MP* [online]. Blansko: Procházka MP, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.prochazka-mp.cz/kategorie-produktu/zvedaci-stoly-a-plosiny/>
- [12] Dílenské jeřáby. In: *Tomek* [online]. Vyškov: Tomek náradí, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.tomek-naradi.cz/dilenske-jeraby/>
- [13] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [14] Jeřáby. In: *Tedox* [online]. Praha 5 - Hlubočepy: Tedox, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/jeraby>
- [15] Dílenské jeřáby. *Industrien* [online]. Praha 2 - Vinohrady: Industrien, © 2023 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.industrien.cz/dilenske-jeraby/>
- [16] Elektrický kladkostroj LIFTKET STAR. *LIFTKET* [online]. Turnov: Mixánek, © 2023 [cit. 2023-03-29]. Dostupné z: <https://www.kladkostroje.cz/produkty/elektricke-kladkostroje-liftket-star>
- [17] Elektrický řetězový kladkostroj HHBD 3T 6M 380V. In: *TOR Industries* [online]. Praha 1 - Nové město: TOR INDUSTRIES, © 2020-2023 [cit. 2023-03-29]. Dostupné z: <https://tor-industries.cz/cs/elektricke-kladkostroje/70-elektricky-retezovy-kladkostroj-hhbd-3t-6m-380v-4620034473869.html>
- [18] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [19] Přehled vlastností oceli S355J2. *Bohdan Bolzano* [online]. Kladno: Bolzano, © 2020 [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [20] ČSN EN 13001-3-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [21] *Thesteel.com* [online]. Praha: KÖNIGFRANKSTAHL, © 2023 [cit. 2023-05-01]. Dostupné z: <https://www.thesteel.com/cz>

- [22] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [23] Elektrický kladkostroj YALE CPVF. *Procházka MP* [online]. Blansko: Procházka MP, © 2023 [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: https://www.prochazka-mp.cz/produkt/elektricky-kladkostroj-cpvf/?attribute_typ-kladkostroje=CPVF+25-8&attribute_pojezd-zaveseni=%C5%98et%C3%ADzkem+ovl%C3%A1dan%C3%BD+pojezd+VTG&utm_source=Google%20Shopping&utm_campaign=Prochazka_Feed&utm_medium=cpc&utm_term=9687&gclid=CjwKCAjwq-WgBhBMEiwAzKSH6Cg9hX-Isq28zycCXkWrP7ebH-iaAsAhwtTN-hvtvnvIZ-mtDk3pxEhoCF1IQAvD_BwE
- [24] Pojezdová vysokozátěžová kola B16 - brzděná. *Kola PirkI* [online]. Křelov: Kola PirkI, © 2023 [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.kolapirkI.cz/vysokozatezova-b16-brzdena#f&razeni=8&smer=up>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	Určené zrychlení zdvihu
a_b	[m·s ⁻²]	Zvolené zrychlení při nouzovém zastavení
$a_{k,max}$	[m·s ⁻²]	Maximální zrychlení, při kterém by došlo ke klopení
A_n	[mm ²]	Plocha čistého průřezu v místě děr pro šrouby dle normy
b_1	[mm]	Šířka svarů na sloupu
b_2	[mm]	Šířka svarů na výztuhách
b_c	[mm]	Šířka uzavřeného čtvercového profilu
b_n	[mm]	Šířka nosníku
d_{\S}	[mm]	Průměr děr pro šrouby M12
e_g	[m]	Určená šířka mezery
E_{ocel}	[GPa]	Modul pružnosti v tahu oceli
F_1	[N]	První kritická síla působící na jeřáb ve svislém směru
f_1	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu
F_2	[N]	Druhá kritická síla působící na jeřáb ve vodorovném směru
f_2	[N]	Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu
F_3	[N]	Síla působící na podvozek jeřábu
f_3	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu
f_4	[N]	Zatížení od zrychlení pohonu zdvihu
f_5	[N]	Zatížení od zdvihání volně ležícího břemena
$f_{6,dyn}$	[N]	Zatížení při dynamické zkoušce
$f_{6,stat}$	[N]	Zatížení při statické zkoušce
f_7	[N]	Zatížení při nouzovém zastavení
F_{ax}	[N]	x-ová složka síly působící v místě vazby A
F_{az}	[N]	z-ová složka síly působící v místě vazby A
F_{bz}	[N]	z-ová složka síly působící v místě vazby B
$F_{cs,Rd}$	[N]	Návrhová tahová síla únosnosti
F_{cz}	[N]	z-ová složka síly působící v místě vazby C
F_{dz}	[N]	z-ová složka síly působící v místě vazby D
F_j	[N]	Síla působící na jeden šroub
F_{klop}	[N]	Klopná síla

F_p	[N]	Síla předpětí působící na jeden šroub po dotažení
f_q	[Hz]	Určená vlastní frekvence jeřábu
$f_{Rd\sigma}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti pro nosné prvky jeřábu
f_u	[MPa]	Mez pevnosti oceli S355J2
F_v	[N]	Výsledná maximální síla působící na jeden šroub
F_{vyr}	[N]	Vyrovnávací síla
$f_{w,Rd}$	[MPa]	Návrhové napětí únosnosti svaru
f_y	[MPa]	Mez kluzu oceli S355J2
$f_{y\delta}$	[MPa]	Jmenovitá dolní mez kluzu šroubu pevnostní třídy 8.8
g	[m·s ⁻²]	Gravitační konstanta
G_c	[kg·m ⁻¹]	Délková hmotnost uzavřeného čtvercového profilu
G_n	[kg·m ⁻¹]	Délková hmotnost nosníku
h	[mm]	Délka svarů na podvozku
h_c	[mm]	Výška uzavřeného čtvercového profilu
h_n	[mm]	Výška nosníku
h_s	[m]	Určená výška stupně přejezdu
I_{cy}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu uzavřeného čtvercového profilu k ose y
I_{ny}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu nosníku k ose y
J_{zu}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu svarů
k_2	[mm]	Šířka spojovaných součástí
k_n	[-]	Návrhový koeficient bezpečnosti
L_1	[m]	Účinná délka nosníku jeřábu
L_2	[m]	Výška sloupu jeřábu
L_3	[m]	Délka podvozku jeřábu
m_b	[kg]	Maximální hmotnost břemene
m_{dyn}	[kg]	Hmotnost zkušebního břemene pro dynamickou zkoušku
m_h	[kg]	Odhadovaná hmotnost háku a řetězu elektrického kladkostroje
m_H	[kg]	Hmotnost břemena zdvihu
m_j	[kg]	Odhadnutá hmotnost konstrukce jeřábu
m_{jkb}	[kg]	Součet hmotností konstrukce jeřábu, zdvihového ústrojí a břemena
m_k	[kg]	Daná hmotnost zvedacího ústrojí použitého elektrického kladkostroje

M_{klop}	[N·m]	Klopný moment
M_{on1max}	[N·m]	Maximální moment působící na sloup jeřábu
M_{on2max}	[N·m]	Maximální moment působící na nosník jeřábu
M_{opmax}	[N·m]	Maximální moment působící na podvozek jeřábu
M_{or}	[N·m]	Klopný moment působící na podvozek jeřábu
M_{or2}	[N·m]	Ohybový moment v místě svarů
m_{pk}	[kg]	Zatížení působící na jedno kolo jeřábu
m_{stat}	[kg]	Hmotnost zkušebního břemene pro statickou zkoušku
M_{vyr}	[N·m]	Vyrovnávací moment
N_k	[kN]	Kritické zatížení při vzpěru
N_{Rd}	[kN]	Návrhová tlaková síla únosnosti
r	[m]	Poloměr pojezdového kola
r_h	[mm]	Vzdálenost mezi šrouby
r_j	[mm]	Vzdálenost od středu šroubového spoje ke krajním šroubům
R_{klop}	[m]	Rameno klopného momentu
r_{svar}	[mm]	Rameno ohybového momentu v místě svarů
r_v	[mm]	Vzdálenost od středu šroubového spoje ke středním šroubům
R_{vyr}	[m]	Rameno vyrovnávacího momentu
S_c	[mm ²]	Obsah průřezu uzavřeného čtvercového profilu
S_n	[mm ²]	Obsah průřezu nosníku
S_s	[mm ²]	Celková plocha účinného průřezu všech svarů na podvozku
t_c	[mm]	Tloušťka uzavřeného čtvercového profilu
t_n	[mm]	Tloušťka nosníku
t_p	[mm]	Tloušťka plechu šroubového spoje
t_s	[mm]	Tloušťka spojovaných součástí
v	[m·s ⁻¹]	Určená konstantní vodorovná pojezdová rychlost jeřábu
v_h	[m·s ⁻¹]	Rychlost odpovídající nejvyšší ustálené rychlosti zdvihu
$v_{h,max}$	[m·s ⁻¹]	Nejvyšší ustálená rychlost zdvihu
W_{cy}	[mm ³]	Průřezový modul uzavřeného čtvercového profilu k ose y
W_{ny}	[mm ³]	Průřezový modul nosníku k ose y
z_s	[mm]	Výška svarů

α	[-]	Zvolený parametr průřezu pro uzavřený čtvercový profil
α_G	[-]	Součinitel pro určení ζ_G
α_S	[-]	Součinitel pro určení ζ_S
α_w	[-]	Součinitel pro návrhové napětí únosnosti svaru
β_2	[-]	Součinitel pro zdvihovou třídu HC3
β_3	[-]	Součinitel pro jeřáby s drapákem nebo podobným prostředkem
γ_m	[-]	Obecný součinitel spolehlivosti daný normou
γ_{P3}	[-]	Součinitel bezpečnosti daný normou
γ_{P7}	[-]	Součinitel bezpečnosti daný normou
γ_{Rm}	[-]	Výsledný součinitel spolehlivosti
γ_{sm}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu daný typem materiálu
γ_{st}	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti v tahu průřezu s dírou daný normou
Δm_H	[kg]	Hmotnost uvolněné části břemena zdvihu
κ	[-]	Redukční součinitel při vzpěru
λ	[-]	Štíhlost
ζ	[-]	Součinitel při vzpěru
ζ_G	[-]	Součinitel určený podle křivky a α_G
ζ_S	[-]	Součinitel určený podle křivky a α_S
σ_{nmax}	[MPa]	Maximální napětí v nosníku
σ_{Nnmax}	[MPa]	Maximální normálové napětí v nosníku
σ_{Nsmax}	[MPa]	Maximální normálové napětí ve sloupu
σ_{onmax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí v nosníku
σ_{opmax}	[MPa]	Maximální napětí v podvozku
σ_{osmax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí ve sloupu
σ_{smax}	[MPa]	Maximální napětí ve sloupu
τ'	[MPa]	Smykové napětí od posouvající síly ve svarech v podvozku
τ''	[MPa]	Smykové napětí od ohybového momentu ve svarech v podvozku
τ_w	[MPa]	Smykové napětí ve svarech v podvozku
Φ_1	[-]	Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
Φ_2	[-]	Zdvihání volně ležícího břemena
$\Phi_{2,min}$	[-]	Součinitel pro zdvihovou třídu HC3
Φ_3	[-]	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu
Φ_4	[-]	Zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu

Φ_{4G}	[-]	Součinitel pro přejezd přes mezeru
Φ_{4G}	[-]	Zatížení způsobené přejezdem přes mezeru
Φ_{4S}	[-]	Součinitel pro přejezd přes stupeň
Φ_{4S}	[-]	Zatížení způsobené přejezdem přes stupeň
Φ_5	[-]	Zatížení způsobené zrychlením pohonů
Φ_{6dyn}	[-]	Zatížení při dynamické zkoušce
Φ_{6stat}	[-]	Zatížení při statické zkoušce

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P1 – Souhrnná tabulka zatížení působící na portálový jeřáb

Příloha P2 – Parametry elektrického kladkostroje

Příloha P3 – Výkres sestavy portálového jeřábu

Příloha P4 – Výkres svařence sloupu jeřábu

Příloha P5 – Výkres svařence nosníku jeřábu