

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ SVITKU PLECHU

MANIPULATOR WITH COIL OF SHEET METAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Daniel Pejcha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Daniel Pejcha
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Omes, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Manipulační zařízení svitku plechu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Linky na válcování a následné zpracování plechů jsou rozsáhlá zařízení. Hotové svitky plechu různých tlouštěk je nutno dopravovat k expedici i v rámci různých výškových úrovní výrobní haly. Svitek je dopravován společně s vozíkem. Rozdíl úrovní výrobní haly a nádraží je 10 m.

Hmotnost svitku: 44 tun

Vnější průměr svitku: 2000 mm

Vnitřní průměr svitku: 500 mm

Šířka svitku: 1900 mm

Hmotnost vozíku: 10 tun

Cíle bakalářské práce:

Navrhnout koncepci dopravy svitku.

Provést návrhové a kontrolní výpočty.

Výkres sestavy manipulačního zařízení s vybranými detailními výkresy.

Vyhodnocení dosažených výsledků.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 97880-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001.

ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zdvihacího stroje svitku plechu, který je dopravován společně s jeho vozíkem. Výška nutná k překonání je 10 m. Hmotnost svitku a vozíku je cca 54 t.

Součástí práce je technická zpráva s popisem zařízení a jeho funkce, jeho návrh dle zadaných parametrů a kontrolní výpočty. Dále je práce doplněna o požadovanou výkresovou dokumentaci.

ABSTRACT

The objective of this bachelor's thesis is to design a lifting device for a coil of sheet metal, which is lifted together with its carriage. Overcoming altitude is 10 m. The mass of the sheet of metal and the carriage is circa 54 t.

The thesis contains a technical report with the description of the lifting device, its function and control calculations according to task parameters. The required design documentation is included.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdvihací mechanismus, víceúrovňová doprava, manipulace se svitkem plechu, svitek plechu

KEYWORDS

Lifting device, multilevel transportation, manipulation with coil of sheet metal, coil of sheet metal

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PEJCHA, Daniel. *Manipulační zařízení svitku plechu*. Brno, 2020, 68 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124587>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat firmě Primetals Technologies Czech Republic s.r.o. ve Žďáře nad Sázavou za poskytnutí softwarové podpory a zázemí pro vytvoření bakalářské práce a panu Ing. Tomáši Tulisovi a panu Ing. Josefu Pipkovi za výběr tématu a jejich cenné profesní rady. Moje poděkování patří také panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za jeho návrhy a připomínky, vstřícnost a přístup, konzultace a cenné rady při vedení této práce. Největší poděkování patří моým rodičům, kteří mě podporují ve studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Daniel Pejcha

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE	17
3	ZDVIHACÍ MECHANIZMY A STROJE	19
3.1	Zdvihadla.....	20
3.2	Jeřáby	20
3.3	Výtahy	21
3.4	Srovnání konstrukčních řešení	22
3.4.1	Posouzení vhodnosti zdvihadel.....	22
3.4.2	Posouzení vhodnosti jeřábů	23
3.4.3	Posouzení vhodnosti výtahů	23
3.4.4	Vlastnosti a použití vybraných konstrukčních řešení	24
4	ANALÝZA PROBLÉMŮ A CÍLE PRÁCE	25
4.1	Zadané parametry	25
4.2	Analýza problémů	25
4.2.1	Umístění zařízení na trati	26
4.2.2	Volba vhodné konstrukce	27
4.2.3	Volba pohonu a převodového ústrojí.....	27
4.2.4	Automatizace a zajištění bezpečnosti	28
4.2.5	Prvky k manipulaci se zařízením	29
4.3	Cíle práce	29
5	NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ	31
5.1	Zadané parametry	31
5.2	Návrh rozměrů vozíku.....	31
5.3	Návrh výtahové klece a kostry	32
5.4	Návrh zdvihového ústrojí.....	33
5.4.1	Lanový (kladkový) převod.....	33
5.4.2	Výpočet ocelového lana	34
5.4.3	Určení rozměru lanové kladky	35
5.4.4	Určení rozměrů lanového bubnu.....	36
5.4.5	Pevnostní kontrola bubnu	38
5.4.6	Volba motoru a převodovky	42
5.4.7	Kontrola zvoleného elektromotoru a převodovky	44
5.4.8	Zhodnocení motoru a převodovky	51
5.5	Návrh ložisek	52
5.5.1	Kontrola navržených ložisek.....	53
6	KONSTRUKCE	55
7	ZÁVĚR	57
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	59
9	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	61
9.1	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
9.2	Seznam obrázků	64
9.3	Seznam tabulek	64
10	SEZNAM PŘÍLOH	65

1 ÚVOD

Doprava hotového produktu po výrobní hale neodmyslitelně patří k výrobnímu procesu. Dráha pohybu výrobku se přizpůsobuje možnostem prostoru haly tak, aby přemístění výrobku bylo co nejrychlejší a náklady na realizaci dopravy byly co nejnižší.

Tato práce se zabývá přesunem svitku plechu, který je produktem válcování ve válcovacích stolicích. V momentě, kdy je plech po válcování navinut do svitku a naložen na vozík přepravujeme jej, v rámci výrobní haly, do skladovacího prostoru. Svitek plechu je po své cestě výrobním procesem několikrát překládán, probíhá páskování a kontrola hmotnosti. Dráhu je nutné přizpůsobit v rámci výrobní haly, která z důvodu nedostatku prostoru vyžaduje, aby doprava byla víceúrovňová.

Cílem této bakalářské práce je návrh nejvhodnějšího řešení svislé dopravy svitku plechu o celkové hmotnosti 44 t a jeho vozíku o celkové hmotnosti 10 t. Vhodné řešení musí splňovat následující podmínky: technicky a konstrukčně co nejjednodušší; maximální automatizace; minimální potřeba přítomnosti obsluhy; minimální náklady na vývoj, výrobu a údržbu.

Na základě porovnání možných řešení zvolíme nejvhodnější variantu, která bude dále zpracována v praktické části práce. Ta zahrnuje podrobnou analýzu problému, návrh rozměrů, pevnostní kontrolu a zhotovení výkresu sestavy manipulačního zařízení s vybranými detailními výkresy na základě návrhových a kontrolních výpočtů a jejich zhodnocení.

2 MOTIVACE

Manipulace s materiálem je normou ČSN 26 0002 definována jako „přemísťování, ložení, usměrňování a skladování materiálu a podobné činnosti ve výrobě, oběhu a skladování“. Má tedy svou podstatu a funkci ve výrobním procesu. [1]

Podstatou oběhu je časově a prostorově překonávat rozdílnosti místa a času výroby a spotřeby. Aby se oba procesy, tj. výroba a oběh, mohly uskutečnit, je třeba dalších činností nebo procesů, mimo jiné i manipulace s materiálem. [1]

Manipulace s materiálem je jedna z nedílných částí skladování materiálu. Je nutné na ni vynaložit prostředky (zdvihadla, nákladní automobily, dopravní pásy atd.) a energii, což znamená, že se jedná o formu „plýtvání“, které může představovat podíl až desítek procent z výrobních nákladů. Vhodnou volbou prostředků, dopravní dráhy a manipulačních operací je možné náklady na manipulaci s materiálem snížit. Zásoby je nutné dopravit z konce výrobní linky do skladu nebo přes více výrobních linek (v řešeném případě pod výrobní linkou). [2]

Ve výrobním procesu je třeba zaručit nepřetržitost výroby, tzn. ve sféře výroby skladovat zásoby, které by kryly nepravidelnosti v dodávkách nebo vyrovnaly časovou rozdílnost mezi různými operacemi nebo fázemi výroby. [1]

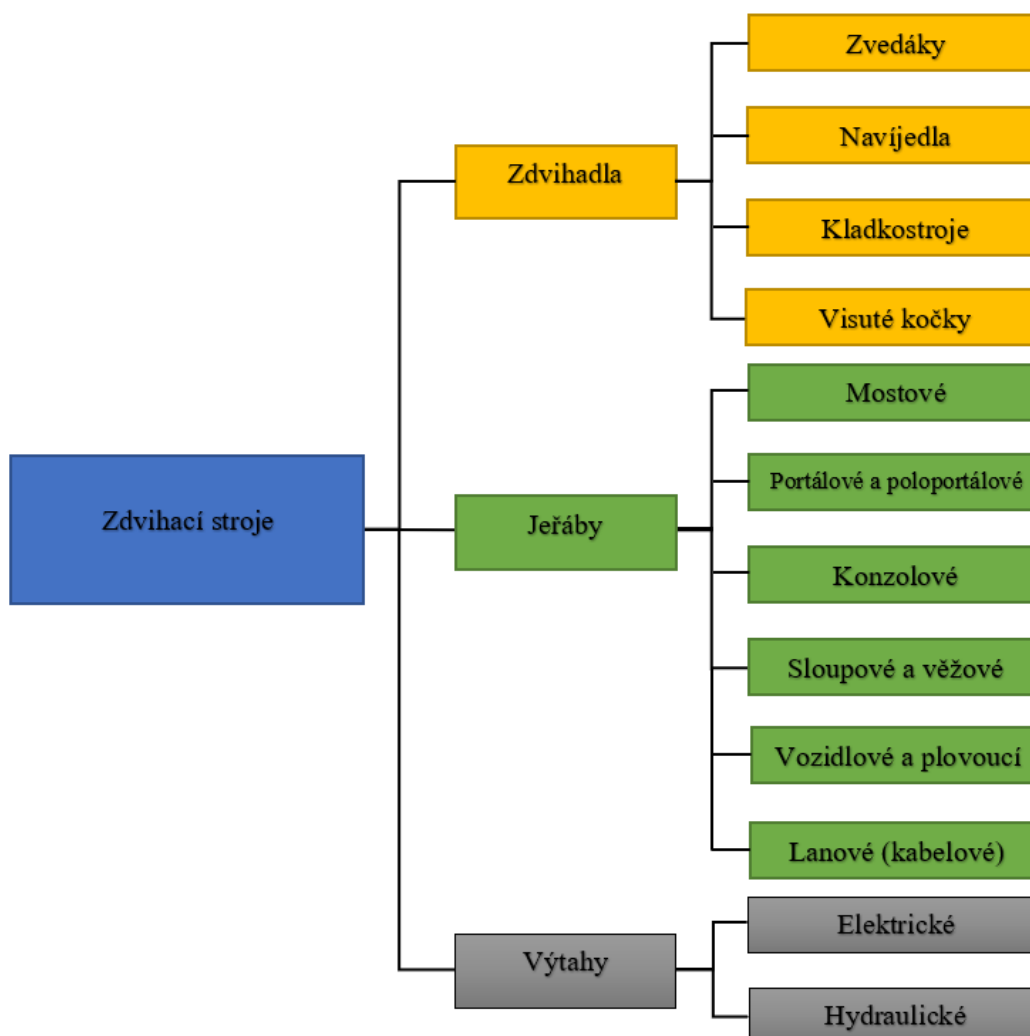
Vždy je snahou docílit, aby náklady spojené s přepravou materiálu od konce výrobního procesu do skladu byly co nejnižší a v řešeném dopravním uzlu dosáhnout maximální automatizace, jednoduchosti konstrukce a použití co největšího množství normovaných součástí.

3 ZDVIHACÍ MECHANIZMY A STROJE

Nepřetržitá výroba vyvolává potřebu neustálého odběru materiálu z místa výroby do skladovacího prostoru. Ať už se jedná o výrobu polotovarů nebo hotových výrobků, jedno mají společné. Tím jsou dopravní a zdvihací stroje, které je mají co nejrychleji a nejekonomičtěji přemístit mezi jednotlivými částmi výrobní linky, nebo z jejího konce na požadované místo.

Hladký průběh procesů ve výrobě a v celém tržním mechanismu vyžaduje, aby pracovní síly, prostředky a předměty byly v požadovaném množství, sortimentu a jakosti ve stanoveném čase na požadovaném místě. [1]

Tato kapitola se bude zabývat přehledem zdvihacích mechanismů a strojů. Budou vybrána tři nejvhodnější řešení, která budou dále zhodnocena, srovnána a vybere se nejvhodnější z nich. Na základě literatury [2] bylo vypracováno, co nejobecněji, schéma zdvihacích strojů, které pomůže s výběrem řešení (Obr. 1).



Obr. 1) Schéma rozdělující běžně používané zdvihací stroje

3.1 Zdvihadla

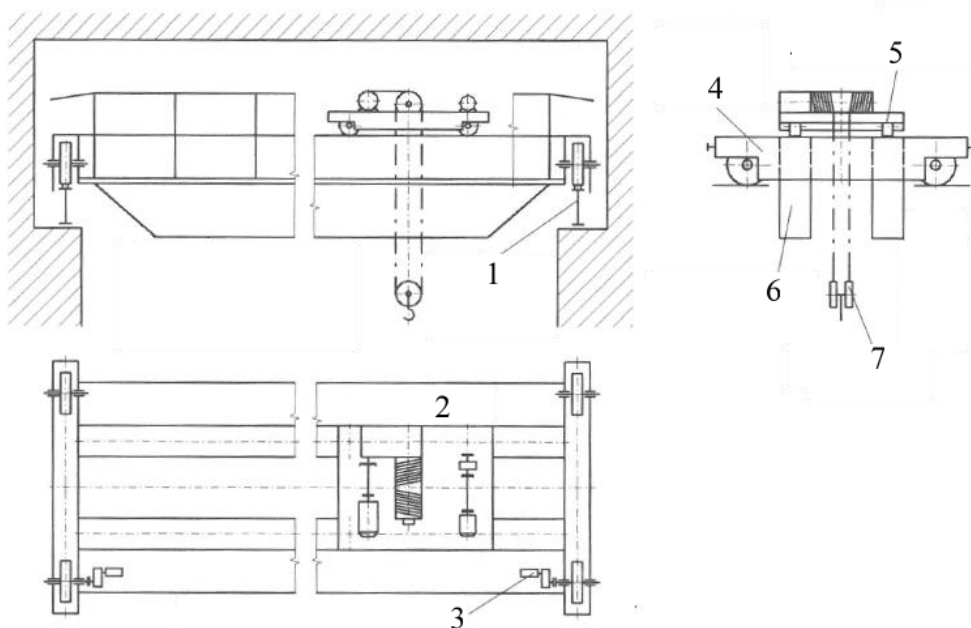
Mezi zdvihadla patří zvedáky, kladkostroje, navijáky a visuté kočky. Jsou to jednoduchá, levná a snadno přemístitelná zařízení. Malých rozměrů a co nejmenší hmotnosti se dosáhne volbou jakostních materiálů a jednoduchou konstrukcí. Pohon lze realizovat ručně, elektricky, pneumaticky nebo hydraulicky. [3]

Jednoduchá zdvihadla patří k malým mechanizačním prostředkům. Značně usnadňují namáhavé práce. Typizovaná nosnost zdvihadel je v rozmezí jednotek až desítek tun (u hydraulických válců až stovek tun). Nosností odpovídá zdvih, který u jednoduchých zvedáků běžně dosahuje do půl metru. Navijedla a kladkostroje mají nebo mohou mít daleko větší zdvih. Avšak s rostoucím zdvihem klesá nosnost. [2] [3] [4]

3.2 Jeřáby

Jeřáby mají využití ve všech oblastech průmyslu (zejména v těžkém průmyslu), stavebnictví atp., kde slouží k přemísťování břemen ve vymezeném prostoru. Důvodem pro jejich hojné využití je schopnost kombinovat svislý pohyb břemene (zdvih a spouštění) a jeho přemístění ve vodorovném směru (realizováno pojezdem). U některých typů jeřábů je dále možný pohyb otáčením či sklápěním. Nejčastěji se jedná o přemístění v prostoru typu kvádr, rotační válec nebo kulová sféra. Rozsah zdvihu, příčný dojezd a vyložení závisí na typu jeřábu a jeho konstrukci. [2] [5]

Volba druhu a provedení jeřábu jsou závislé na průměrné a nejvyšší hmotnosti břemen, na tvaru břemen, na požadovaném výkonu a na dispozičním a stavebním řešení jeřábem obsluhovaného prostoru. Každý jeřáb se skládá z ocelové konstrukce, která tvoří nosný systém jeřábu a dodává mu vnější tvar. Na této konstrukci jsou umístěny mechanismy, zajišťující pracovní pohyby jeřábu. Mechanizmy jsou souborem převodů a pohonů. Pohony mohou být mechanické, elektrické, hydraulické, pneumatické a smíšené. [4] [5]



Obr. 2) Schéma dvounosníkového mostového jeřábu. 1 – pojezdová dráha; 2 – plošina; 3 – pojezdové ústrojí mostu; 4 – příčný nosník; 5 – jeřábová kočka; 6 – hlavní nosník; 7 – kladnice [2]

Mostovými jeřáby nazýváme ty druhy jeřábů, u nichž nosnou ocelovou konstrukci tvoří jeřábový most, pojíždějící po vyvýšené jeřábové dráze. Nahoře na mostě, uvnitř nebo i dole, pojíždí jeřábová kočka. Mostové jeřáby lze podle tvaru rozdělit na běžné, podvěsné a speciální. [2] [6]

Mostové jeřáby jsou určeny pro manipulaci s břemeny v dílenských provozech, výrobních halách apod. Jeřáby pro menší rozpětí jsou jednonosníkové, pro větší rozpětí dvounosníkové (Obr. 2). Jako zdvihová jednotka je použita jeřábová kočka s lanovým kladkostrojem. Pohon jeřábu, ať už zdvihu nebo pojezdu, je realizován elektromotory, které jsou napájeny trolejovým vedením (v případě pojezdu) a plochým kabelem nebo energetickým řetězem (v případě zdvihového mechanismu a jeho pojezdu). [2] [7]

Nejčastěji jsou využívány mostové jeřáby dvounosníkové, u nichž je jeřábový most je tvořen dvěma hlavními nosníky a příčnými nosníky. Na hlavních nosnících jsou uloženy kolejničky, po kterých se pohybuje jeřábová kočka. Podstatnou částí zdvihacího ústrojí jeřábové kočky je lanový buben, na který se navíjí zdvihací lano. Pojížděním kočky a mostu se zavěšené břemeno pohybuje vodorovně. [2] [7]

3.3 Výtahy

Výtahy jsou strojní zařízení sloužící k dopravě osob nebo nákladů ve svislém, popř. šikmém směru mezi dvěma nebo více místy (stanicemi). Dopravované osoby nebo náklad jsou při dopravě v kabině nebo na plošině, která je nosnou částí klece. Klec je vedena pevnými vodičky, která jsou zakotvena ve výtahové šachtě. Vodička umožňují jediný pohyb klece – přímočarý pohyb nahoru a dolů. Klec je zavěšena na nosném orgánu, který ji spojuje se zdvihacím ústrojím výtahu, tzv. výtahovým strojem (Obr. 3). [2]

Pohyb výtahů je obvykle přerušovaný (nástup a výstup osob nebo nakládání a vykládání nákladu probíhá při stojící kabině), popř. nepřerušovaný (páternoster – nástup a výstup probíhá během pohybu kabiny). [2]

Pohon výtahu bývá obvykle elektrický, nebo hydraulický. Zdrojem energie ve výtahu s elektrickým pohonem je elektromotor a ve výtahu s hydraulickým pohonem je zdrojem energie elektricky poháněné čerpadlo a pracovním médiem je hydraulická kapalina. [8]

Výtahový stroj je v podstatě navíjedlo, které je nejčastěji umístěno nad výtahovou šachtou. Nebo se jedná o hydraulický válec umístěný pod výtahovou šachtou a působením pístu válce na nosné prostředky je realizován pohyb klece. Velkou výhodou výtahů je možnost použití vyvažovacího závaží a při větších výškách též vyvažovací lana, které zajistí dostatečné tření mezi lanem a kladkou. Tímto je umožněno rovnoměrnější zatížení a požadavky na výkon elektromotoru jsou značně redukovány. [3]

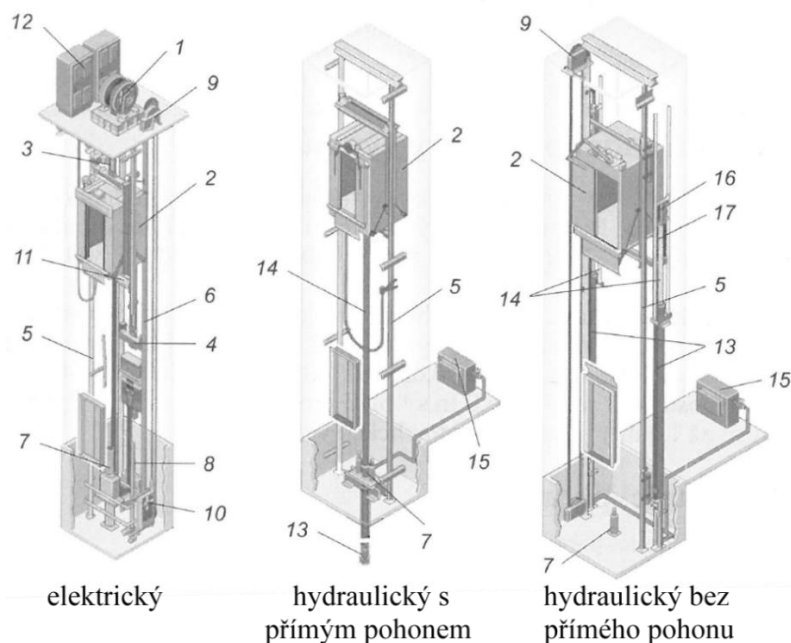
Mezi základní parametry výtahů patří nosnost (provozní zatížení), na kterou byl výtah navržen. A jmenovitá rychlost – rychlost, pro kterou byl výtah konstruován a kterou má jezdit. Řada hodnot pro výše uvedené parametry je normalizována pro elektrické i hydraulické výtahy. [2]

Jak již bylo výše uvedeno, pohyb výtahu s elektrickým pohonem se uskutečňuje pomocí elektromotoru, a to buď přímo (bezpřevodový), nebo prostřednictvím mechanického převodu. Elektromotor pak může pohánět např. výtahový stroj s třecím kotoučem, u něhož se síla na nosná lana přenáší působením tření v drážkách třecího kotouče pomocí drážek speciálního tvaru

pro vyvození tažné síly v lanech třením, nebo může pohánět bubnový výtahový stroj, u něhož pohyb vzniká navíjením nosných lan na buben. [8]

Výtahy s elektrickým pohonem jsou v praxi nejpoužívanější. Důvodem je použití elektromotorů, které mají vysokou účinnost (v průmyslu zhruba 65 % spotřebované energie využijí právě elektromotory). [9] [10]

Sílu pro zdvihání břemene dodává hydraulickým výtahům elektricky poháněné čerpadlo, které dopravuje hydraulickou kapalinu do přímočarého hydraulického válce působícího přímo (hydraulický válec působí přímo na klec) nebo nepřímo (hydraulický válec je s klecí spojen prostřednictvím nosných orgánů jako jsou např. lana či řetězy) na klec. Je možné použít více motorů, čerpadel nebo hydraulických válců na jednu klec. Používají se jako nákladní i osobní výtahy pro menší zdvihy a rychlosti. Výška zdvihu se pohybuje do 25 m a rychlost do 1 m.s⁻¹. Vyznačují se relativně nízkou pořizovací cenou, možností umístění strojovny do určité vzdálenosti od výtahové šachty v kterémkoli podlaží a větším příkonem elektromotoru hydraulického agregátu. [2]



Obr. 3) Výtahy. 1 – výtahový stroj, 2 – klec, 3 – nosná lana, 4 – vyvažovací závaží, 5 – vodítka, 6 – vodítka vyvažovacích závaží, 7 – nárazník klece, 8 – nárazník vyvažovacího závaží, 9 – omezovač rychlosti, 10 – napínací kladka lana omezovače rychlosti, 11 – zrychlovač klece, 12 – rozvaděč, 13 – hydraulický válec, 14 – píst, 15 – čerpadlo, olejová nádrž, rozvaděč, 16 – kladka, 17 – lano [2]

3.4 Srovnání konstrukčních řešení

3.4.1 Posouzení vhodnosti zdvihadel

Pomocí výše uvedených informací lze usoudit, že zdvihadla nejsou vhodnou alternativou pro řešení našeho problému. Buď nedosahují námi požadované nosnosti anebo zdvihu. Nebudeme je tedy vůbec uvažovat jako jedno z možných řešení.

3.4.2 Posouzení vhodnosti jeřábů

Jeřáby mají daleko větší předpoklady pro přepravu těžkých břemen, a to jak ve svislém, tak vodorovném směru než jednoduchá zdvihadla. Jejich konstrukce je složitější a poměr hmotností břemene a samotného jeřábu není tak markantní jako u jednoduchých zdvihadel. Přítomnost jeřábů ve výrobních a skladovacích, uzavřených i otevřených prostorech je zkrátka neodmyslitelná. Obzvláště v těžkém průmyslu. Halové jeřáby je možné dimenzovat, při dodržení bezpečnostních pravidel podle normy (např. ČSN 27 0000), na vysokou nosnost, rychlost zdvihu břemena, rychlost pojezdu, příčného pojezdu, možnost otáčení. Nevýhodou jeřábů při přemísťování břemene je vznik setrvačných sil působících na břemeno. Tím pádem je nutné vysokou rychlost pojezdu na delší vzdálenosti správně nastavit, aby nedošlo k rozhoupání břemena. [2] [4] [5] [6]

Velkou výhodou mostového jeřábu je právě přizpůsobení se konstrukci výrobní haly. Tím pádem žádná z částí jeřábu nezabere místo ve výrobním prostoru. Další výhodou, je dostupnost mostových jeřábů na trhu. Např. firma NOPO s.r.o. se mimo jiné specializuje na výrobu, rekonstrukce a opravy mostových jeřábů. V jejich nabídce jsou uvedeny parametry jeřábů, které jsou schopni vyrobit, zahrnující maximální nosnost 100 t, rozpětí 34 m, zdvih 120 m, pojezd do 100 m.min⁻¹, pojezd kočky do 40 m.min⁻¹, zdvih háku do 20 m.min⁻¹. Možnými nevýhodami jsou rozhoupání se břemena při vysoké pojezdové rychlosti a v našem případě časová prodleva, která by jeho rozhoupání bránila. [11]

3.4.3 Posouzení vhodnosti výtahů

Obecně lze výtahy s elektrickým a hydraulickým pohonem klasifikovat jako stroje pro zdvih jak lehkých, tak těžkých břemen. Velkou výhodou výtahu oproti jeřábu či jednoduchému zdvihadlu je konání vázaného pohybu, tzn. že průběh pohybu výtahu (tedy svisle vzhůru nebo dolů) je předem jednoznačně určen a není možný náhodný posun ani setrvání v jednom bodě. Ovládání vázaným pohybem zaručuje, že při pohybu ovládacího dílu nastane pomocí ovládaného prvku příslušná změna. Nevýhodou oproti jeřábu je možnost pouze svislého pohybu. Výběr jednoho či druhého pohonu se v našem případě bude lišit pouze umístěním strojovny a působením na výtahovou klec (elektrický tahá, hydraulický tlačí). Využití výtahu se přímo nabízí, protože naše břemeno (svítek i s vozíkem) musí překonat desetimetrovou svislou vzdálenost šachtou. [8]

Výhodou výtahu s elektrickým pohonem je elektromotor, jehož náklady na spotřebovanou elektrickou energii jsou sto a vícekrát vyšší než jeho pořizovací cena. Vhodnou volbou materiálů a konstrukčního provedení lze dosáhnout vysoké účinnosti elektromotoru, která může nabývat hodnot přes 97 %. Při použití frekvenčního měniče jsme schopni zajistit plynulý rozjezd a dojezd výtahu a vhodnou momentovou charakteristiku. Jednou z nevýhod je umístění strojovny, která musí být umístěna nad výtahovou šachtou. [9] [10]

Výtahy s hydraulickým pohonem se v současné době orientují na použití nových materiálů pro výrobu a s tím spojenou delší životnost vyráběných dílů a pomocí elektroniky dosáhnout přesnější regulace a přesnosti řízení hydraulického pohonu. Mezi hlavní výhody hydraulických pohonů lze kromě jejich jednoduchosti, přesnosti a snadné údržby považovat hlavně to, že i při relativně malých zástavbových rozměrech mohou vyprodukovat velký výkon, což je nespornou výhodou například oproti elektrickým motorům. Nevýhodami hydraulických pohonů jsou vysoká pořizovací cena (oproti elektromotorům) a náklady na výměnu pracovního média (pro představu, výměna pracovní kapaliny u výtahu o jmenovitém zdvihu 500 kg se pohybuje okolo 40.000 Kč). Další nevýhodou je omezení zdvihu, který obvykle nepřesahuje 25

metrů. Z ekologického hlediska je velkou nevýhodou možnost znečištění při úniku pracovní kapaliny. [12] [13]

3.4.4 Vlastnosti a použití vybraných konstrukčních řešení

V tabulkách 1, 2 a 3 je uvedeno shrnutí výhod a nevýhod tří vybraných konstrukčních řešení a jejich použití v průmyslu. Z výše uvedených zhodnocení každého řešení vyplývá, že se od sebe liší vlastnostmi i použitím. Proto je nutné při výběru nejvhodnějšího řešení vzít v potaz všechny zadané podmínky a parametry, ve kterých bude zařízení pracovat, jako jsou hmotnost a celkové rozměry břemene, zdvihová rychlost a přízpůsobení se prostoru.

Tab 1) Vlastnosti a použití mostového jeřábu

MOSTOVÝ JEŘÁB	
Výhody	Nevýhody
Pohyb břemene v prostoru Nezabere místo ve výrobním prostoru	Při pojezdové rychlosti nad $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nelze zanedbat setrvačné síly Doba pojezdu a návrat k místu naložení je příliš dlouhá
Využití téměř ve všech výrobních halách	

Tab 2) Vlastnosti výtahu s elektrickým pohonem

VÝTAH S ELEKTRICKÝM POHONEM	
Výhody	Nevýhody
Předem stanovená dráha Vysoká účinnost Snadná údržba a opravy	Dané umístění strojovny
Použití jak pro přepravu osob, tak lehkých i těžkých nákladů	

Tab 3) Vlastnosti výtahu s hydraulickým pohonem

VÝTAH S HYDRAULICKÝM POHONEM	
Výhody	Nevýhody
Předem stanovená dráha Velký výkon/malé zástavbové rozměry Snadná údržba Libovolné umístění strojovny	Nákladná výměna pracovního média Možnost znečištění při úniku kapaliny Omezený zdvih
Použití jak pro přepravu osob, tak lehkých i těžkých nákladů	

4 ANALÝZA PROBLÉMŮ A CÍLE PRÁCE

4.1 Zadané parametry

Při návrhu zařízení je nezbytné zohlednit, aby splnilo požadovanou funkci, dosáhlo zadaných parametrů a bylo vyrobeno co nejefektivněji při dodržení všech požadavků.

Požadované parametry, které musí zařízení splňovat během svého životního cyklu při nepřetržitém provozu jsou následující:

- zdvih vozíku se svítkem plechu o celkové hmotnosti 54 t
- rozměry svítka: vnější průměr 2000 mm, šířka 1900 mm
- doba zdvihu nesmí přesáhnout 60 s
- vysoká spolehlivost jednotlivých součástí

4.2 Analýza problémů

Problémy, se kterými je nutné se při návrhu zdvihacího zařízení vypořádat jsou následující:

- umístění zařízení na trati
- volba vhodné konstrukce
- volba pohonu a převodového ústrojí
- automatizace
- zajištění bezpečnosti
- uchopovací prvky pro manipulaci se zařízením



Obr. 4) Piktogramy manipulačních operací

4.2.1 Umístění zařízení na trati

Vytvoření schématu, které znázorní cestu svitku plechu s vozíkem, jednoznačně určí požadavky kladené omezeným prostorem výrobní haly a tím by měly přispět k výběru nejvhodnějšího řešení.

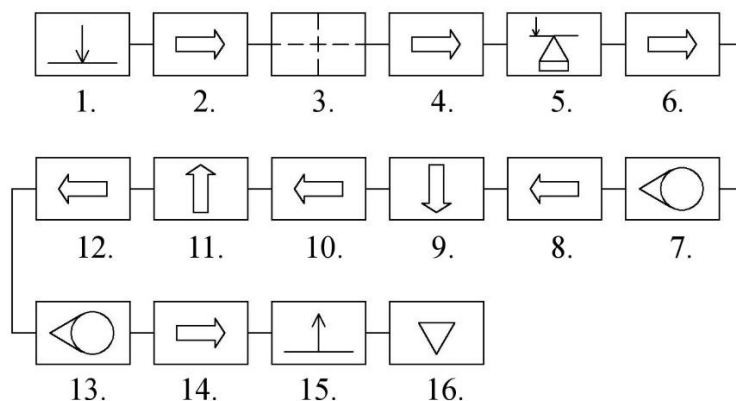
Manipulace znamená přemístit materiál z místa výskytu do místa potřeby. Řešíme pomocí tří základních druhů manipulačních operací:

- přeprava
- ložení
- skladování

Spojováním a řazením manipulačních operací vznikají manipulační řetězce. Pro označení jednotlivých operací se používají symboly – tzv. piktogramy (Obr. 4) [14]

Materiálový tok svitku plechu je znázorněn schématickým řetězcem (Obr. 5). Cesta svitku je přizpůsobena uspořádání haly a jednoduše vystihuje, co se se svitkem děje v jednotlivých úsecích jeho dopravy.

V momentě, kdy je plech navinut do svitku, je odebrán z výrobního procesu a naložen (1.) na posuvný stůl, pomocí kterého je dopraven (2.) k páskovacímu stroji (ve schématu odpovídá balení), kde je zapáskován (3.). Po zapáskování proběhne kontrola hmotnosti (5.) a svitek je z váhy naložen na vozík. Společně s vozíkem pokračuje k otočnému stolu (7.), kde je bez vozíku otočen o 90°. Po otočení je svitek přeložen na další vozík a pokračuje ke zdvihacímu stroji (8.). Z důvodu nedostatku prostoru, vozík se svitkem sestoupí o 10 m (9.) a tunelem podjede (10.) pod výrobní linkou. Následně vystoupá o 10 m vzhůru (11.) a vodorovně pokračuje (12.) k dalšímu otočnému stolu (13.), kde je bez vozíku otočen o 90°. Po přeložení na další vozík svitek zamíří do skladiště (14.), kde je pomocí mostového jeřábu vyložen (15.) a uskladněn (16.).



Obr. 5) Schéma manipulačního řetězce svitku plechu

Ve výrobní lince lze vyrobit plechy s různou tloušťkou. Vždy začínají (navinutím plechu) a končí (ve skladišti svitků) stejně. Vozíky se ve svých úsecích pohybují jedním směrem tam (se svitkem) a zpět (bez svitku). Pro urychlení procesu dopravy jsou vedle sebe vždy dvě stejné dráhy.

Zadaným úkolem je návrh úseku 9. a 11. (Obr. 5). V rámci nejjednoduššího řešení je nutné splnit to, aby oba úseky byly konstrukčně provedeny stejně, neboť mají stejnou funkci a jsou na ně kladené stejné požadavky co se týče zatížení, dráhy pohybu, bezpečnosti atp.

4.2.2 Volba vhodné konstrukce

Při volbě vhodného konstrukčního řešení je třeba vzít v úvahu všechny zadané parametry a prostředí, ve kterém bude zařízení pracovat. V předchozí kapitole byla vybrána tři řešení. Těmi jsou mostový jeřáb (A) a výtah s elektrickým (B) či hydraulickým (C) pohonem. Jejich výhody, nevýhody a použití jsou vyhodnoceny v tabulce 4. Vhodnost je označena symbolem x.

Tab 4) Posouzení vhodnosti konstrukčního řešení

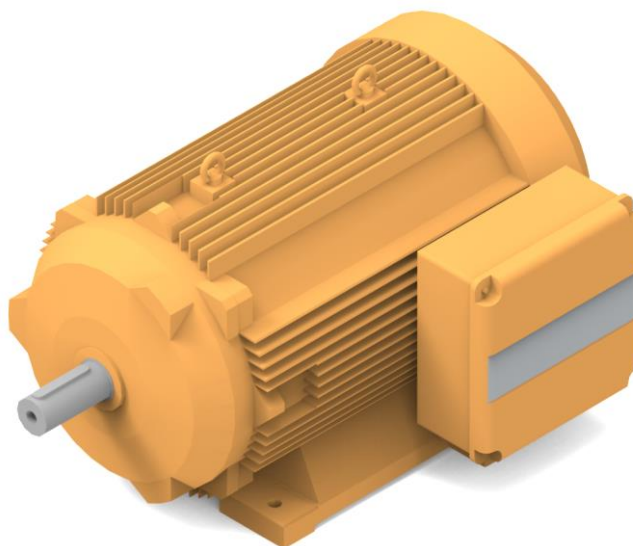
Konstrukční řešení:	A	B	C
oba úseky jsou stejné	x	x	x
snadná a nenákladná údržba	x	x	
nevyžaduje výkopové práce navíc	x	x	
dodržení časového limitu pro zdvih		x	x

Z vybraných řešení nejlépe splňuje zadané požadavky výtah s elektrickým pohonem. Mostový jeřáb by bylo možné použít, ale musel by se svitkem přejet nad výrobní linkou. To z provozních a bezpečnostních důvodů není žádoucí. Pomocí určitých úprav by výtah s hydraulickým pohonem mohl být výsledným řešením, ale nespĺňuje zásadní konstrukční požadavky.

4.2.3 Volba pohonu a převodového ústrojí

Pohon zařízení je uskutečněn elektromotorem (Obr. 6), jehož výkon je uzpůsoben zatížení výtahové klece se svitkem plechu a vozíkem. Elektromotor je umístěn na svařovaném rámu, který je šroubově spojen s kostrou výtahu. K převodovému ústrojí je elektromotor připojen pomocí spojky.

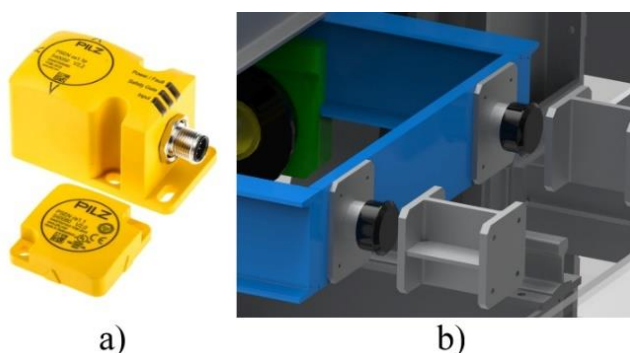
Převodové ústrojí je navrženo tak, aby s vhodným převodovým poměrem a zároveň s co největší účinností přeneslo kroutící moment mezi pohonem a bubnem. Společně s elektromotorem je převodové ústrojí umístěno na svařovaném rámu.



Obr. 6) Motor SIEMENS 1LE1501-3AB5 (vytvořeno v SOLID EDGE 2019)

4.2.4 Automatizace a zajištění bezpečnosti

Veškerý provoz v dané výrobní lince je plně automatizován. Frekvenční měniče motorů všech zařízení jsou naprogramovány tak, aby každé z nich dojelo do požadované koncové polohy. Ke každé koncové poloze jsou přidány bezpečnostní koncové snímače (Obr. 7 a), které kontrolují dojetí vozíku a klece do určitého místa. Při sepnutí tohoto snímače se v řídicí místnosti zobrazí poloha zařízení. V případě přejetí koncové polohy snímač přeruší dodávku elektrického proudu do motoru. To způsobí sevření motorové brzdy. Dále jsou přidány mechanické dorazy, které, v případě přejetí koncové polohy a nedostatečnému brzdění motorové brzdy, dané zařízení zastaví mechanicky (Obr. 7 b). V prostorách haly se nikdo nesmí pohybovat (s výjimkou nutné údržby). Vše je sledováno pomocí kamer a snímačů z řídicí místnosti, kde zaměstnanci kontrolují chod jednotlivých úseků.



Obr. 7) Bezpečnostní spínač a mechanický doraz. a) koncový magnetický spínač PILZ; b) mechanický doraz

Při provozu každého zařízení existuje riziko úrazu osob. Tato rizika jsou odstupňována dle zákona v § 6 z. č. 309/2006 Sb. Zdvihací zařízení se zdvihem nad 5000 kg patří do kategorie se zvýšenou mírou ohrožení zdraví a bezpečnosti osob a majetku. Jestliže rizika nelze zcela odstranit, je nutno použít bezpečnostní prvky (kryty, mříže, ohrazení atd.), které zabraňují přímému styku zařízení a osob. Pokud se v daném objektu určitá rizika vyskytují, je povinností zaměstnavatele tato rizika označit normalizovanými značkami dle ČSN ISO 3864 (Obr. 8). Zaměstnanci musejí být proškoleni o bezpečnosti práce a seznámeni s provozem daného zařízení. Následně dodržovat stanovené bezpečnostní a provozní předpisy. [15]



Obr. 8) Výstražné a příkazové značky. a – nebezpečí úrazu; b – pozor, elektrické zařízení; c, d – nebezpečí stisku končetiny; e – příkaz k nošení ochrany sluchu

4.2.5 Prvky k manipulaci se zařízením

Aby bylo možné složit jednotlivé části zařízení do jednoho celku, jsou každý díl či podsestava nad 25 kg dle normy ČSN EN 13414 doplněny o uchopovací prvky. Tyto prvky slouží k přemístění částí zařízení při výrobě, montáži, údržbě a výměně. Pokud je to možné, tak se do tělesa, vzhledem k poloze těžiště, vytvoří otvory. V opačném případě je nutno použít závěsná oka. Rozmístění otvorů a závěsných ok se volí tak, aby byla zajištěna co největší stabilita uchopeného tělesa.

Použití závěsných ok bude nutné u vrchního rámu a výtahové klece. Bylo zvoleno otočné závěsné oko firmy RUD typ ACP–TORNADO umožňující přenášet vysoká zatížení oproti běžným závěsným okům (Obr. 9). I při přenosu zatížení je obrtlík oka stále otočný. Tím pádem nemůže dojít k náhlému protočení, které by mohlo způsobit prasknutí lana.



Obr. 9) Otočné závěsné oko společnosti RUD

4.3 Cíle práce

Cílem této práce je návrh zdvihacího zařízení pro zdvih svitku plechu a jeho vozíku dle zadaných parametrů. Postup práce bude vypadat následovně:

- návrh rozměrů vozíku
- návrh výtahové klece a kostry
- návrh zdvihacího ústrojí
- návrh ložisek
- výkresová dokumentace

5 NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ

5.1 Zadané parametry

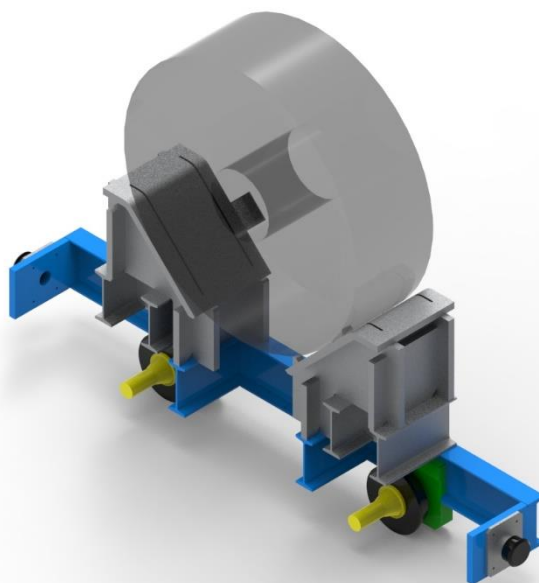
Zadané parametry pro manipulaci se svitkem jsou následující:

- hmotnost svitku plechu 44 t, vnější průměr 2000 mm, vnitřní průměr 500 mm, šířka 1900 mm
- hmotnost vozíku je cca 10 t
- výška zdvihu je 10 m
- maximální přípustný čas pro zdvih je 60 s

5.2 Návrh rozměrů vozíku

Úkolem vozíku je spolehlivě přepravit svitek na požadované místo. Rozměry je nutno volit tak, aby měl vozík dostatečnou tuhost a zároveň co nejnížší hmotnost. Dále je třeba vzít v úvahu rozměry svitku, podle kterých je nutno ho dimenzovat.

Rám vozíku (modrá barva) je navržen jako svařenec I–profilů (Obr. 10) z konstrukční oceli S355JR dle EN 10025–2 (dle ČSN 11 523). Volba tohoto materiálu vychází z materiálových vlastností (např. dobrá svařitelnost). Použitím oceli s vyšší mezí kluzu se lépe optimalizuje hmotnost vozíku. Šířka vozíku je větší než šířka svitku. Je zde přidána pojistka proti posuvu svitku z obou stran pomocí navařeného L–profilu. Dosedací plechy (šedá barva), na kterých je uložen svitek plechu, jsou podepřeny žebra. Tato žebra jsou podepřena mezi sebou a dosedají na rám vozíku. Nápravy vozíku (žlutá barva) jsou uloženy na valivých ložiscích v ložiskovém domku (zelená barva). Umístění těchto náprav je voleno tak, že přenášené zatížení od svitku plechu je rovnoměrně rozděleno mezi obě nápravy. Je snaha o dosažení co nejnížší výšky vozíku. Zajistí se tím nízká poloha těžiště, což vede k vyšší stabilitě vozíku (hlavně při zdvihání).

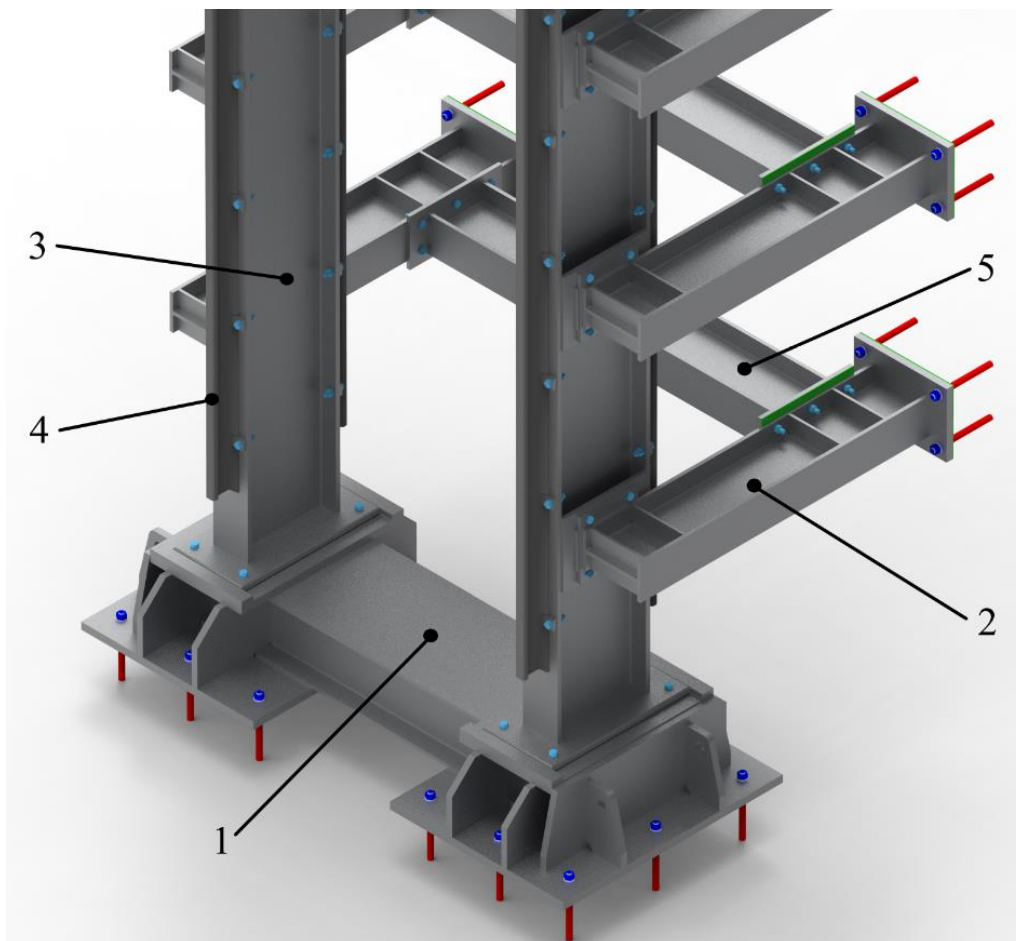


Obr. 10) Řez modelu vozíku se svitkem plechu (model SOLID EDGE 2019)

5.3 Návrh výtahové klece a kostry

Při konstrukci výtahové klece je třeba uvažovat rozchod kolejí vozíku, jeho celkovou šířku a délku. Stejně jako u vozíku je i zde snaha o docílení co nejnižší hmotnosti při zachování požadované tuhosti, a i zde bude použita ocel S355JR EN 10025–2. Výtahová klec bude vykonávat vázaný pohyb ve vertikálním směru. Jako vedení klece pro pohyb po výtahové kostře bylo zvoleno kolejové vedení s přídatnými vyrovnávacími koly, která zajišťují klec proti případnému horizontálnímu posuvu. Tažná síla, která bude působit na klec, je přenášena pomocí čepu, který je uložen v kleci.

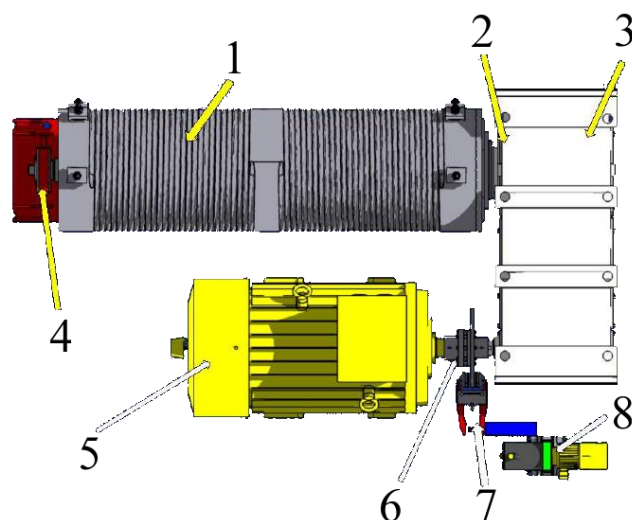
Základ výtahové kostry (Obr. 11) jsou dva sloupy (pozice 3.), z nichž každý je tvořen z I–profilu, na kterém jsou šroubovými spoji připevněny kolejnice (pozice 4.). Každý sloup je šroubovými spoji spojen s kotvicím tělesem (pozice 1.), které je pomocí kotvicích šroubů spojeno s betonovým základem. Shora jsou oba sloupy sešroubovány se svařovaným rámem, na kterém je umístěno zdvihové ústrojí. Vzhledem k délce I–profilu, která činí přes 15 m, je třeba zajistit, aby nedošlo k průhybu při cestě výtahové klece. Proto jsou z vnější strany obou sloupů vytvořeny výztuhy (pozice 2.), které jsou mezi sebou navzájem šroubově spojeny (pozice 5.). Tyto boční výztuhy jsou opět tvořeny I–profily. Se stěnou jsou spojeny kotvicími šrouby a ke kostře šroubovými spoji. Jednotlivé boční výztuhy jsou od sebe vzdáleny 1,8 m. Při této rozteči lze umístit na sloup osm výztuh.



Obr. 11) Rám výtahové kostry. 1 – kotvení; 2 – boční kotvení; 3 – hlavní I–profil; 4 – kolejnice; 5 – spoj bočního kotvení (model SOLID EDGE 2019)

5.4 Návrh zdvihového ústrojí

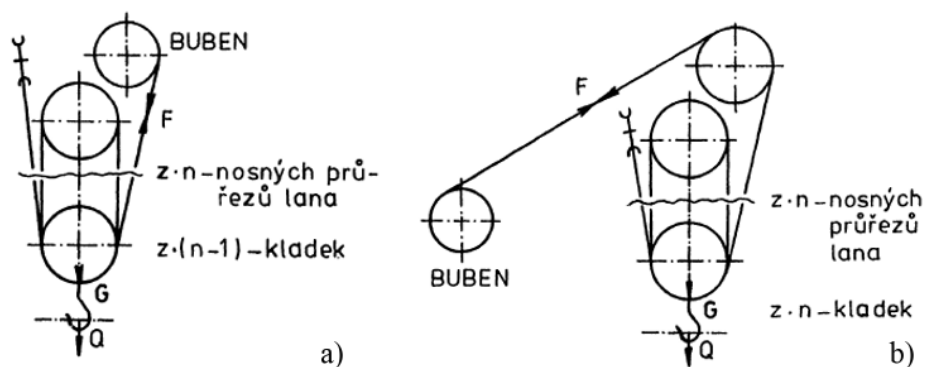
Základními mechanizmy zdvihačích a manipulačních strojů jsou mechanismus zdvihu (Obr. 12), pojezdu, otoče a sklápění. Vždy jde o rozběh (pohyb zrychlený), běh (pohyb rovnoměrný) a doběh (pohyb zpomalený). Při rozběhu a doběhu musíme uvažovat setrvačné síly, které je nutno překonávat. U zdvihačích strojů s menšími rychlostmi (při zdvígání do zdvihačích rychlosti $v_z = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se většinou nemusí při výpočtu určovat setrvačné síly, protože jsou malé). Při větších rychlostech je nutné počítat se setrvačnými silami jednak pro stanovení výkonu motoru, jednak pro dimenzování brzd. Pokud by se nepřihlíželo k setrvačným silám, zvýšila by se neúměrně doba rozběhu a brzdění. Krátká rozběhová doba vyžaduje silnější motor, který je pak při rovnoměrném pohybu nevyužit. Je třeba přihlídnout ke zkušenostem z provozu a volit tak silný motor, které v daných podmínkách nejlépe vyhovuje. [14] [16]



Obr. 12) Schéma zdvihového ústrojí. 1 – lanový buben; 2 – spojka bubnu; 3 – převodovka; 4 – ložisko bubnu; 5 – motor zdvihu; 6 – spojka s brzdovým kotoučem; 7 – kotoučová brzda s hydraulickým odbrzděním; 8 – hydraulický agregát [16]

5.4.1 Lanový (kladkový) převod

Lanové kladky mohou být vodící, které slouží k vedení lana za pohybu, nebo vyrovnávací, které vyrovnávají případné nestejně protažení jednotlivých větví a mohou být nahrazeny vahadlem. Lanový převod snižuje zatížení od hmotností břemene a vlastních částí zvedaných současně s břemenem (kladnice, traverza, hák, kleště apod.), čímž snižuje i kroučící moment, který musí vyvinout motor zdvihu. Snižováním zatížení je také dosaženo nižších požadavků na tuhost bubnu. Je však třeba mít na mysli, že s rostoucím počtem kladek klesá účinnost převodu. Lanové převody lze podle normy uspořádat dvěma způsoby. Zvolený způsob uspořádání pro tuto práci je dle (Obr. 13 a). Tímto uspořádáním lanového převodu je dosaženo vyšší celkové účinnosti než uspořádáním dle (Obr. 13 b). [14] [17]



Obr. 13) Uspořádání lanového převodu [17]

Výpočet lanového převodu získaný ze vztahu:

$$i_k = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4 [-] \quad (1)$$

Vztah (1) dle [14] kde:

n [-] počet nosných průřezů lana

Účinnost lanového převodu získána ze vztahu:

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^{n_{v1}}}{n_{v1} \cdot (1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,97^4}{4 \cdot (1 - 0,97)} = 0,96 \quad (2)$$

Vztah (2) dle [17], kde:

η_1 [-] účinnost jedné kladky na pevné ose dle [17]

n_{v1} [-] počet nosných průřezů lana jedné větve

5.4.2 Výpočet ocelového lana

Při výpočtu dovoleného zatížení lana se uvažuje v obvyklých případech osová síla v laně vyvozená zatížením od normového břemena včetně zatížení od vlastní hmotnosti částí zdviháných s břemenem se zřetelem na účinnost kladkostroje. Ostatní vlivy jsou zahrnuty v součiniteli bezpečnosti k . Z toho důvodu není nutno uvažovat zrychlující síly vznikající za obvyklých podmínek provozu a přídavné síly vznikající rozevřením lana. [17]

Maximální dovolené zatížení lana získané ze vztahu:

$$F_{dov} = \frac{P}{k} \geq F [N] \quad (3)$$

$$F_{dov} = \frac{607000}{6,8} \cong 89265 \text{ N} \geq 87402 \text{ N}$$

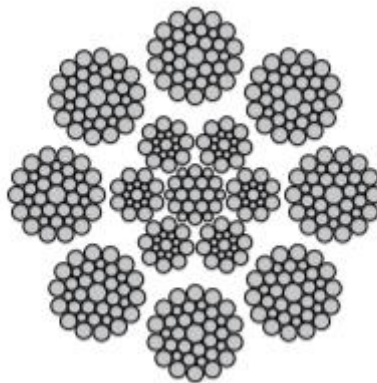
Zatížení svislého lana ze vztahu:

$$F = \frac{Q + G}{z_l \cdot n_{v1}} \cdot \frac{g}{\eta} = \frac{68132,29}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9,81}{0,96} = 87402 \text{ N} \quad (4)$$

Vztah (3) a (4) dle [17], kde:

P	$[N]$	jmenovitá pevnost lana, volena z katalogu [18]
k	$[-]$	součinitel bezpečnosti určený dle [17]
z_l	$[-]$	počet větví lanového převodu (počet navíjených konců)
g	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
η	$[-]$	účinnost lanového převodu, viz. vztah (2)
n_{v1}	$[-]$	počet nosných průřezů jedné větve, viz. rovnice (2)
$Q + G$	$[kg]$	hmotnost břemena a částí s ním společně zdvihanych (kladky, klec atd.)

Dle katalogu [18] bylo vybráno lano typu 8x36WS – IWRC o průměru $d = 28 \text{ mm}$ které odpovídá jmenovité pevnosti lana $P = 607000 \text{ N}$. Lano je vinuté souběžným způsobem. Dráty ve vnější vrstvě mají větší průměry a tím jsou odolnější proti oděru. Vnitřní vrstvy obsahují dráty střídaně s větším a menším průměrem. Duše je tvořena z oceli. Lano je ohebné a snáší velké příčné tlaky a je tak vhodné pro lanové bubny a kladky (Obr. 14).



Obr. 14) Průřez lana 8x36WS – IWRC [18]

5.4.3 Určení rozměru lanové kladky

V předchozích dvou podkapitolách byl vypočten lanový převod vycházející z volby nosných průřezů a jeho účinnost. Vytvořením modelu v programu SOLID EDGE 2019 byla zjištěna hmotnost celkové zátěže, která bude přenášena mezi lanem (v tomto případě dvěma lany) a bubnem. Předchozí výpočty umožní určit rozměry kladek a v následující podkapitole rozměry bubnu.

Teoretický průměr kladky měřený od osy lana se stanoví ze vztahu:

$$D_{kmin} = \alpha \cdot d = 26 \cdot 28 = 728 \text{ mm} \quad (5)$$

Určení rozměrů lanové drážky pomocí vztahů:

$$R = (0,53 \div 0,56) \cdot d = (0,53 \div 0,56) \cdot 28 = (14,84 \div 15,68) \text{ mm} \quad (6)$$

$$\gamma = 45^\circ \quad (7)$$

$$b = (3 \div 3,5) \cdot R = (3 \div 3,5) \cdot 16 = (48 \div 56) \text{ mm} \quad (8)$$

Vztah (5), (6), (7) a (8) dle [14], kde:

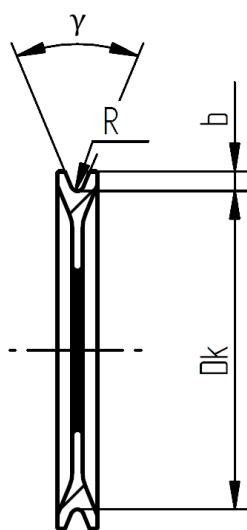
d	[mm]	jmenovitý průměr lana, viz. podkapitola 5.4.2
α	[–]	součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu, viz. [14]
R	[mm]	poloměr křivosti drážky
γ	[°]	úhel drážky
b	[mm]	hloubka drážky pro $d > 16 \text{ mm}$

Průměr kladky zvolen $D_k = 800 \text{ mm}$

Poloměr křivosti drážky kladky zvolen $R = 16 \text{ mm}$

Hloubka drážky lanové kladky zvolena $b = 50 \text{ mm}$

Kladky budou uloženy na čepu pomocí valivých ložisek pro dosažení vyšší účinnosti (než by bylo dosaženo při použití kluzných ložisek). Schéma rozměrů je zobrazeno na (Obr. 15). Nejčastěji jsou odlity z oceli GE 240+Q dle EN 10213–2 (dle ČSN 42 2650.2), která je proti působení lana povrchově zušlechtněna (kalena, nebo žhána plamenem či indukcí) tak, aby jádro zůstalo houževnaté a povrch dosahoval požadované tvrdosti. Při uložení kladek bude snaha o dosažení co nejnižšího úhlu náběhu lana. [14]



Obr. 15) Schéma rozměrů kladky (Vytvořeno v SOLID EDGE 2019)

5.4.4 Určení rozměrů lanového bubnu

Lanový buben slouží k navinutí lana, které je přes kladkový mechanismus spojeno s břemenem. Vzniká na něm kombinované namáhání ohybem, krutem a vnějším přetlakem (vzniká sevřením od lana). Dimenzování rozměrů (Obr. 16) bubnu závisí především na průměru navíjeného lana a celkovém zatížení (přenášeném v laně), které na buben působí. Déle je nutné některé rozměry bubnu volit tak, aby úhel náběhu nezpůsobil vyjetí lana z drážky (mohlo by dojít ke zvýšení přetlakového napětí a tím i k porušení bubnu). [14]

Minimální průměr lanového bubnu se u výtahů určí ze vztahu:

$$\frac{D_b}{d} \geq 30 \rightarrow D_b = 30 \cdot d = 30 \cdot 28 = 840 \text{ mm} \quad (9)$$

Vztah (9) dle [14], kde:

d [mm] jmenovitý průměr lana, viz. podkapitola 5.4.2

Průměr bubnu zvolen $D_b = 850 \text{ mm}$

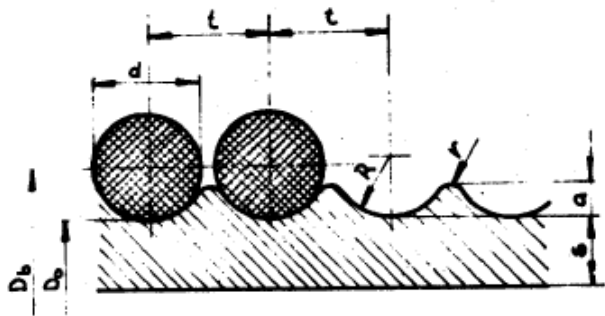
Profil bubnu je drážkovaný. Rozměry profilu a stoupání drážkování bubnu jsou normalizovány. Podle tabulky 3-6 [14] byly určeny následující rozměry drážkování:

Poloměr drážky $R_d = 15 \text{ mm}$

Výška drážky $a_d = 8,5 \text{ mm}$

Stoupání drážkování $t = 31 \text{ mm}$

Zaoblení hran drážkování $r = 3,5 \text{ mm}$, kvůli vyrobitelnosti bubnu voleno $r = 3 \text{ mm}$



Obr. 16) Schéma rozměrů drážkování [14]

Počet závitů na bubnu vychází ze vztahu:

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) = \frac{40}{\pi \cdot 0,85} + (2 \div 3) = (16,98 \div 17,98) \quad (10)$$

Z hlediska vyrobitelnosti je počet závitů volen $z = 18 [-]$

$$L = i_k \cdot H = 4 \cdot 10 = 40 \text{ m} \quad (11)$$

Vztah (10) a (11) dle [14], kde:

L [m] celková délka navíjeného lana

i_k [-] lanový převod, viz. vztah (1)

H [m] výška zdvihu určená ze zadání

D_b [m] průměr lanového bubnu, viz. vztah (9)

Celková délka bubnu vychází ze vztahů:

$$l_b = 2 \cdot l + l_1 + 2 \cdot l_2 = 2 \cdot 558 + 450 + 2 \cdot 275 = 2116 \text{ mm} \quad (12)$$

$$l = z \cdot t = 18 \cdot 31 = 558 \text{ mm} \quad (13)$$

$$l_2 \sim 4 \cdot t = 4 \cdot 31 = 124 \text{ mm} \quad (14)$$

Vztah (12), (13) a (14) dle [14], kde:

l	[mm]	délka závitové části bubnu
l_1	[mm]	délka střední hladké části bubnu, přizpůsobena úhlu náběhu lana (volený rozměr)
l_2	[mm]	délka krajních hladkých částí bubnu, volena $l_2 = 275 \text{ mm}$ z důvodu vytvoření prostoru pro příložky
t	[mm]	stoupání závitu lanového bubnu
z	[-]	počet závitů bubnu, viz. vztah (10)

Předběžné určení tloušťky stěny bubnu z empirického vztahu:

$$s = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 28 = 22,4 \text{ mm} \quad (15)$$

Zvolená tloušťka stěny $s = 30 \text{ mm}$

Vztah (15) dle [14], kde:

d [mm] průměr lana, viz. podkapitola 5.4.2

5.4.5 Pevnostní kontrola bubnu

Buben je kontrolován v kritických místech na napětí v ohybu a krutu, v drážkování na vnější přetlak. Z těchto tří napětí je následně vypočteno redukované napětí dle hypotézy HMM. Hodnoty všech napětí nesmí přesahovat hodnoty dovolené dle [14].

Výpočet napětí v ohybu a krutu

Nejprve je nutno určit kritická místa (Obr. 17 – A, B, C, D) bubnu, hřídele bubnu a reakční síly v uložení bubnu. V místě A je zkontrolována hřídel bubnu na ohyb a porovná se s mezí kluzu. V místě B a C působí ohyb, krut a vnější přetlak. Z hodnot napětí těchto dvou míst bude vycházet výsledné redukované napětí. Místo D je spojeno s výstupním hřídelem převodovky. Zde se zjišťuje, zda je průřez dutého hřídele dostatečný na přenos krouticího momentu. Pro výpočet volíme staticky určité uložení tělesa s 0° volnosti.

Určení reakčních sil vychází z podmínek statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \text{v ose } x \text{ žádné síly nepůsobí}$$

$$\sum F_y = 0: 2 \cdot F - R_1 - R_2 \rightarrow R_2 = 2 \cdot F - R_1$$

$$\begin{aligned} \sum M_{oR_1} = 0: & F \cdot (l + l_2 + l_k + l_h) + F \cdot (l_1 + l + l_2 + l_k + l_h) - R_1 \cdot (l_h + l_k + l_b) \\ \rightarrow R_1 = & \frac{F \cdot (l_1 + 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + 2 \cdot l_k + 2 \cdot l_h)}{l_h + l_k + l_b} \\ = & \frac{87402 \cdot (0,45 + 2 \cdot 0,558 + 2 \cdot 0,275 + 2 \cdot 0,035 + 2 \cdot 0,2705)}{0,2705 + 0,035 + 2,116} \\ = & 77495 \text{ N} \end{aligned}$$

$$R_2 = 2 \cdot F - R_1 = 2 \cdot 87402 - 77495 = 97309 \text{ N}$$

Určení maximálního ohybového napětí v kritickém místě A:

$$\sigma_{oA} = \alpha_{oA} \cdot \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = 1,55 \cdot \frac{20963 \cdot 10^3}{241609} = 134,5 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$M_{oA} = R_1 \cdot l_h = 77495 \cdot 0,2705 = 20963 \text{ Nm}$$

$$W_{oA} = 241609 \text{ mm}^3$$

$$\alpha_{oA} = 1,55 \text{ [-]}$$

Určení maximálního ohybového napětí v kritickém místě B:

$$\sigma_{oB} = \alpha_{oB} \cdot \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = 2,4 \cdot \frac{85516 \cdot 10^3}{14902656} = 13,8 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$M_{oB} = R_1 \cdot (l + l_2 + l_k + l_h) = 77495 \cdot (0,45 + 0,275 + 0,035 + 0,2705) = 85516 \text{ Nm}$$

$$W_{oB} = 14902656 \text{ mm}^3$$

$$\alpha_{oB} = 2,4 \text{ [-]}$$

Určení maximálního smykového napětí v kritickém místě B:

$$\tau_B = \alpha_{kB} \cdot \frac{M_{kB}}{W_{kC}} = 1,65 \cdot \frac{37146 \cdot 10^3}{29805312} = 2,1 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$M_{kB} = F \cdot \frac{D_b}{2} = 87402 \cdot \frac{0,85}{2} = 37146 \text{ Nm}$$

$$W_{kB} = 29805312 \text{ mm}^3$$

$$\alpha_{kB} = 1,65 \text{ [-]}$$

Určení maximálního ohybového napětí v kritickém místě C:

$$\sigma_{oC} = \alpha_{oC} \cdot \frac{M_{oC}}{W_{oC}} = 2,4 \cdot \frac{81058 \cdot 10^3}{14902656} = 13,1 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$M_{oC} = R_2 \cdot (l + l_2) = 97309 \cdot (0,45 + 0,275) = 81058 \text{ Nm}$$

$$W_{oC} = 14902656 \text{ mm}^3$$

$$\alpha_{oC} = 2,4 \text{ [-]}$$

Určení maximálního smykového napětí v kritickém místě C:

$$\tau_C = \alpha_{kC} \cdot \frac{M_{kC}}{W_{kC}} = 2,4 \cdot \frac{74292 \cdot 10^3}{29805312} = 4,1 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$M_{kC} = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} = 2 \cdot 87402 \cdot \frac{0,85}{2} = 74292 \text{ Nm}$$

$$W_{kC} = 29805312 \text{ mm}^3$$

$$\alpha_{kC} = 1,65 \text{ [-]}$$

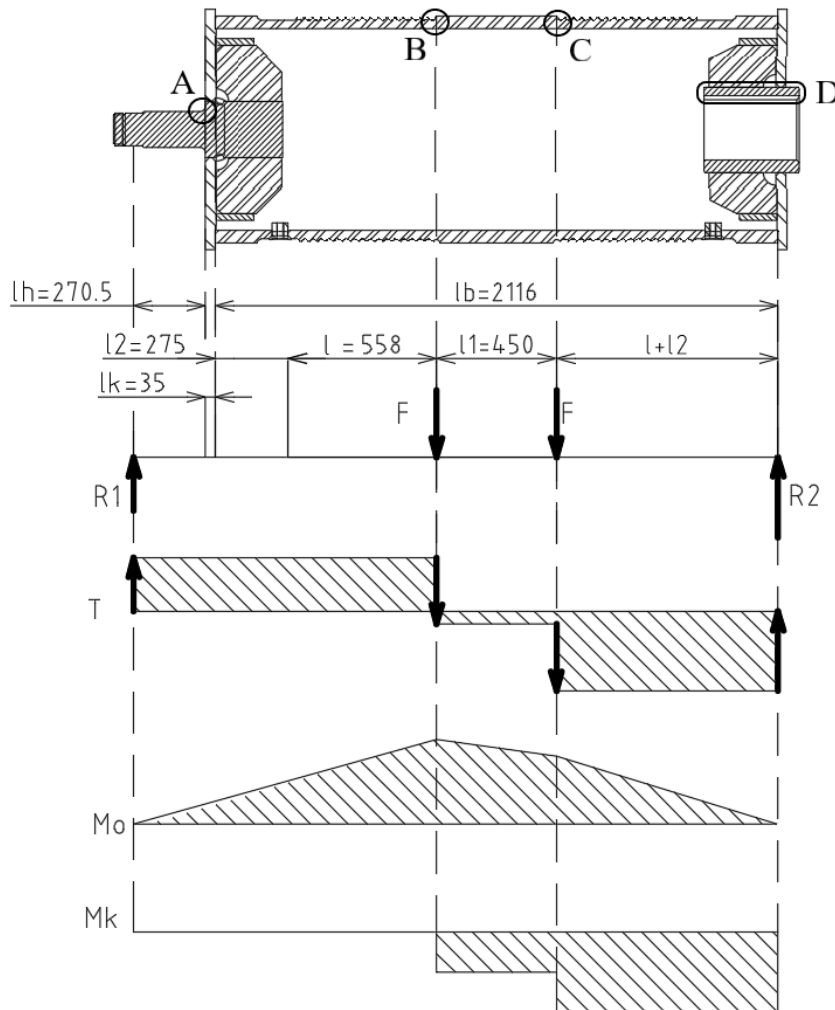
Určení maximálního smykového napětí v kritickém místě D:

$$\tau_D = \frac{M_{kD}}{W_{kD}} = \frac{74292 \cdot 10^3}{3498341} = 21,2 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$M_{kD} = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} = 2 \cdot 87402 \cdot \frac{0,85}{2} = 74292 \text{ Nm}$$

$$W_{kD} = 3498341 \text{ mm}^3$$

$\alpha_{kD} = 1 [-]$ bez vrubu, počítá se zeslabený průměr dutého hřídele



Obr. 17) Označení kritických míst bubnu a průběh VVÚ (vytvořeno v AutoCAD Mechanical 2019)

Vztah (16), (17), (18), (19), (20) a (21) dle [14] a [19], kde:

l	[mm]	délka závitové části bubnu, viz. vztah (13)
l_1	[mm]	délka střední hladké části bubnu
l_2	[mm]	délka krajních hladkých částí bubnu, viz. vztah (14)
l_h	[mm]	délka hřídele bubnu, vychází z rozměrů uložení lanového bubnu $l_h = 270,5 \text{ mm}$
l_k	[mm]	šířka víka bubnu, viz. (Obr. 17)

l_b	[mm]	délka lanového bubnu, viz. vztah (12)
$M_{oA,B,C}$	[Nm]	ohybové momenty v kritických místech
$M_{kB,C,D}$	[Nm]	kroučící momenty v kritických místech
$W_{oA,B,C}$	[mm ³]	moduly průřezů v ohybu v kritických místech
$W_{kB,C,D}$	[mm ³]	moduly průřezů v krutu v kritických místech
α_{oA}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě A pro ohyb
α_{oB}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě B pro ohyb
α_{oC}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě C pro ohyb
α_{kB}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě B pro krut
α_{kC}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě C pro krut

Výpočet vnějšího přetlaku

Při výpočtu napětí vnějšího přetlaku uvažujeme buben jako tenkostěnnou nádobu. Napětí pak vyplývá ze vztahu:

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} = \frac{87.402}{30 \cdot 31} = 94,0 \text{ MPa} \quad (22)$$

Vztah (22) dle [14] str. 54, kde:

t	[mm]	stoupání lana, viz. podkapitola 5.4.4
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu, viz. podkapitola 5.4.5

Výpočet redukováného napětí

Na závěr pevnostní kontroly se určí redukováná napětí. V místech B a C redukováná napětí nesmí přesahovat dovolenou hodnotu (100 ÷ 110) MPa. V místech A a D budou porovnávána s mezí kluzu. Podle hypotézy HMM platí vztahy dle [14]:

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{oA}^2} = \sqrt{134,5^2} = 134,5 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{redB} &= \sqrt{\sigma_{oB}^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_{oB} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_B^2} \\ &= \sqrt{13,8^2 + 94,0^2 - 13,8 \cdot 94,0 + 3 \cdot 2,1^2} = 88,0 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{redC} &= \sqrt{\sigma_{oC}^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_{oC} \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_C^2} \\ &= \sqrt{13,1^2 + 94,0^2 - 13,1 \cdot 94,0 + 3 \cdot 4,1^2} = 88,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\sigma_{redD} = \sqrt{3 \cdot \tau_D^2} = \sqrt{3 \cdot 21,2^2} = 36,7 \text{ MPa} \quad (26)$$

Určení bezpečnosti kritických míst

Vypočtená napětí všech kritických míst porovnáme s mezí kluzu oceli (S355JR) a zjistíme bezpečnost v jednotlivých místech. Dle normy je hodnota meze kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$.

Určení bezpečnosti v kritickém místě A:

$$k_A = \frac{R_e}{\sigma_{redA}} = \frac{355}{134,5} = 2,6 [-]$$

Určení bezpečnosti v kritickém místě B:

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_{redB}} = \frac{355}{88} = 4,0 [-]$$

Určení bezpečnosti v kritickém místě C:

$$k_C = \frac{R_e}{\sigma_{redC}} = \frac{355}{88,5} = 4,0 [-]$$

Určení bezpečnosti v kritickém místě D:

$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_{redD}} = \frac{355}{36,7} = 9,7 [-]$$

Tab 5) Srovnání napětí a určení bezpečnosti v kritických místech

	místo A	místo B	místo C	místo D
Ohybové napětí [MPa]	134,5	13,8	13,1	–
Smykové napětí [MPa]	–	2,1	4,1	21,2
Vnější přetlak [MPa]	–	94,0	94,0	–
Redukované napětí [MPa]	134,5	88,0	88,5	36,7
Bezpečnost [-]	2,6	4,0	4,0	9,7

Po srovnání redukovaných napětí s mezí kluzu (Tab. 5) lze usoudit, že všechny rozměry jsou navrženy tak, aby spolehlivě přenesly dané zatížení. Bezpečnost bubnu jako celku je 2,6. Návrh rozměrů je tímto kompletní a dále se mu bude přizpůsobovat uložení bubnu na svařovaný rám a spojení s převodovkou pro přenos kroučícího momentu.

5.4.6 Volba motoru a převodovky

Úlohou motoru a převodovky je přenést kroučící moment na lanový buben, který uvede břemeno do pohybu. Velikost potřebného kroučícího momentu závisí na volbě zdvihové

rychlosti, výkonu motoru, setrvačných a odporových silách břemena a celkové účinnosti mechanismu. Při rozjezdu a brzdění je rozběhový, resp. brzdňý moment větší než při rovnoměrném pohybu. Je snahou najít rovnováhu mezi rozběhovým, resp. brzdňým momentem a momentem při rovnoměrném pohybu. Pokud je rozběhový, resp. brzdňý moment mnohem větší, bude zajištěna krátká rozběhová, resp. brzdňá doba, ale při rovnoměrném pohybu nebude využit výkon motoru (obecně čím větší výkon, tím vyšší pořizovací náklady). [14]

Výpočet provozního výkonu motoru

Na 10 m zdvihu má zařízení 60 s – minimální rychlost zdvihu podle obecného vztahu dráha za čas vychází $v_{zmin} = 0,1\bar{6} \text{ ms}^{-1}$. Dle toho byla zvolena zdvihová rychlost $v_z = 0,30 \text{ ms}^{-1}$. Po rozběhu na tuto rychlost bude výkon motoru vycházet ze vztahu:

$$P_M = F \cdot v = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot v_z}{1000} = \frac{(68132,29) \cdot 9,81 \cdot 0,30}{1000} = 171 \text{ kW} \quad (27)$$

$$v_{zmin} = \frac{H}{t_{zmin}} = \frac{10}{60} = 0,1\bar{6} \text{ ms}^{-1}$$

Vztah (27) dle [14], kde:

$Q + G$	[kg]	hmotnost břemena a částí s ním společně zdvihovaných (kladky, klec atd.), viz. podkapitola 5.4.2
v_z	[ms ⁻¹]	volená zdvihová rychlost
H	[m]	výška zdvihu určená ze zadání
v_{zmin}	[ms ⁻¹]	minimální rychlost zdvihu
t_{zmin}	[s]	maximální doba zdvihu, určena ze zadání

Volba motoru

S ohledem na celkovou účinnost mechanismu a přenášený výkon dle vztahu (27) byl zvolen asynchronní elektromotor firmy SIEMENS typu 1LE1501-3AB5. Parametry tohoto motoru jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab 6) Parametry elektromotoru 1LE1501-3AB5

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
JMENOVITÝ VÝKON	P_N	200	kW
JMENOVITÉ OTÁČKY	n_N	1490	min ⁻¹
ROZBĚHOVÝ MOMENT	M_A	3633	Nm
JMENOVITÝ MOMENT	M_N	1453	Nm
POMĚR BRZDNÉHO MOMENTU	M_b/M_N	2,3	-
MOMENT SETRVAČNOSTI	I_M	3,5	kgm ²

Volba převodovky

Převodovka je určena dle přenášené zátěže, motoru a zvolené zdvihové rychlosti. Těmito parametry je nutné se při výběru vhodné převodovky řídit. Výstupní otáčky převodovky, (které jsou stejné jako otáčky lanového bubnu), ovlivňují velikost zdvihové rychlosti a převodový poměr. Teoretické hodnoty výstupních otáček převodovky a převodového poměru vycházejí ze vztahů:

$$n_b = \frac{i_K \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} \cdot 60 = \frac{4 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,85} \cdot 60 = 26,96 \text{ min}^{-1} \quad (28)$$

$$i_p = \frac{n_N}{n_b} = \frac{1490}{26,96} = 55,26 [-] \quad (29)$$

Vztahy (28) a (29) dle [14], kde:

v_z	$[ms^{-1}]$	zvolená zdvihová rychlost
i_K	$[-]$	lanový převod, viz. podkapitola 5.4.1
D_b	$[m]$	průměr bubnu, viz. podkapitola 5.4.4
n_N	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru, viz. Tab. 6

Dle předchozích parametrů byla zvolena převodovka firmy SIEMENS typ 2LP3021 – 5AQ10 – 2. Parametry této převodovky jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab 7) Kuželo – čelní převodovka 2LP3021 – 5AQ10 – 2

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
VÝSTUPNÍ OTÁČKY	n_2	24,93	min^{-1}
VÝSTUPNÍ MOMENT	M_2	74686	Nm
EXAKTNÍ PŘEVODOVÝ POMĚR	i_{EX}	60,158	–
MOMENT SETRVAČNOSTI	I_p	0,19582	kgm^2
ÚČINNOST PŘEVODOVKY	η_p	0,95	–

5.4.7 Kontrola zvoleného elektromotoru a převodovky

Pro kontrolu je nutné spočítat skutečnou zdvihovou rychlost a celkový kroučící moment skládající se z momentu statického M_{st} , který je způsoben statickými silami (zátěž břemena a s ním zdvihovaných částí v klidu nebo rovnoměrném přímočarém pohybu), a z momentu dynamického M_s , který je způsoben setrvačnými silami (při pohybu zrychleném). Vzhledem k tíže břemena nebudou ve výpočtu uvažovány valivé odpory (budou uvažovány v celkové účinnosti mechanismu). Dále musí být dodržena maximální přípustná doba zdvihu. [14]

Zdvihová rychlost

Skutečná zdvihová rychlost je vyjádřena ze vztahu (28), za otáčky jsou dosazeny výstupní otáčky (pomaloběžného) hřídele zvolené převodovky:

$$v_z' = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot D_b}{60 \cdot i_K} = \frac{\pi \cdot 24,93 \cdot 0,85}{60 \cdot 4} = 0,28 \text{ ms}^{-1} \quad (30)$$

$$v_z' > v_{zmin}$$

$$0,28 > 0,1\bar{6}$$

Vztahy (30) dle [14], kde:

i_K	[-]	lanový převod, viz. podkapitola 5.4.1
D_b	[m]	průměr bubnu, viz. podkapitola 5.4.4
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky, viz. Tab. 7

Ze vztahu (27) vyplývá, že skutečná zdvihová rychlost je vyhovující.

Statický kroutící moment

Ve výpočtu statického momentu bude zahrnuta celková účinnost (32) a celkový převod (33) mechanismu. Statický moment redukovaný na rychloběžný hřídel motoru, jehož velikost platí pro rovnoměrný pohyb, je vyjádřen v následujícím vztahu:

$$M_{st} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{(68132,29) \cdot 9,81 \cdot 0,85}{2 \cdot 240,6 \cdot 0,88} = 1354 \text{ Nm} \quad (31)$$

$$\eta_c = \eta_K \cdot \eta_b \cdot \eta_P = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,88 \text{ [-]} \quad (32)$$

$$i_c = i_K \cdot i_P = 4 \cdot 60,158 = 240,6 \text{ [-]} \quad (33)$$

Vztahy (31), (32) a (33) dle [14], kde:

D_b	[m]	průměr bubnu, viz. podkapitola 5.4.4
$Q + G$	[kg]	hmotnost břemena a částí s ním společně zdvihovaných (kladky, klec atd.), viz. podkapitola 5.4.2
i_K	[-]	lanový převod, viz. podkapitola 5.4.1
i_P	[-]	převodový poměr převodovky odpovídající i_{EX} z Tab. 7
η_b	[-]	účinnost uložení lanového převodu, viz. [14]
η_K	[-]	účinnost lanového převodu, viz. podkapitola 5.4.2
η_P	[-]	účinnost převodovky, viz. Tab. 7

Dynamický kroutící moment

Tento moment je charakterizován momentem setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy, který je redukován na rychloběžný hřídel. Tím je vyjádřena míra tělesa setrávat v klidu nebo rovnoměrném přímočarém pohybu. Dále se skládá z úhlového zrychlení rychloběžného hřídele při rozběhu zdvihacího zařízení.

Jak bylo výše uvedeno, nejprve je nutné spočítat moment setrvačnosti I všech pohyblivých hmot. Tento moment se skládá z momentu setrvačnosti motoru I_M (největší má rotor, neboť má největší otáčky) a je uveden v katalogu výrobce, momentu setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli I_2 a momentu setrvačnosti posuvných hmot I_3 .

Výpočet I_2 vychází ze zákona zachování energie z následujícího vztahu:

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^p I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^q m_j v_j^2 \quad (34)$$

Dosazení do výše uvedeného vztahu:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega_M^2 &= 2 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot I_k \cdot (\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \right] + \frac{1}{2} \cdot I_b \cdot \omega_4^2 + \frac{1}{2} \cdot I_p \cdot \omega_4^2 \\ &+ \frac{1}{2} \cdot (4 \cdot m_K \cdot v_z'^2) + \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot v_5^2 \end{aligned} \quad (35)$$

Pro pokračování ve výpočtu je nutné vyjádřit úhlové a translační rychlosti jako funkce rychloběžného hřídele ω_M :

$$\omega_4 = \frac{\omega_M}{i_p} = \frac{1}{i_p} \cdot \omega_M$$

$$\omega_3 \cdot (R_3 + R_p) = \omega_4 \cdot R_b \cdots \omega_3 = \frac{R_b}{i_p \cdot (R_3 + R_p)} \cdot \omega_M$$

$$\omega_2 \cdot R_2 = \omega_3 \cdot (R_3 - R_p) \cdots \omega_2 = \frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{i_p \cdot R_2 \cdot (R_3 + R_p)} \cdot \omega_M$$

$$\omega_1 \cdot 2 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2 \cdots \omega_1 = \frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{2 \cdot i_p \cdot R_1 \cdot (R_3 + R_p)} \cdot \omega_M$$

$$v_5 = v_z' = \omega_1 \cdot R_1 \cdots v_z' = \frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{2 \cdot i_p \cdot (R_3 + R_p)} \cdot \omega_M$$

Následná úprava a dosazení do vztahu:

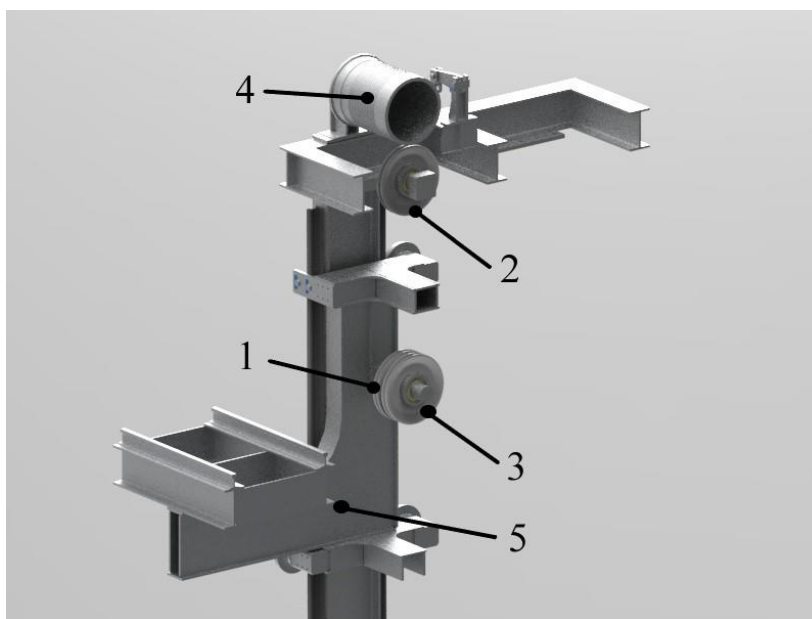
$$\begin{aligned} I_{red} &= 2 \cdot \left\{ I_k \cdot \left[\left(\frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{2 \cdot i_p \cdot R_1 \cdot (R_3 + R_p)} \right)^2 + \left(\frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{i_p \cdot R_2 \cdot (R_3 + R_p)} \right)^2 + \left(\frac{R_b}{i_p \cdot (R_3 + R_p)} \right)^2 \right] \right\} \\ &+ I_b \cdot \left(\frac{1}{i_p} \right)^2 + I_p \cdot \left(\frac{1}{i_p} \right)^2 + 4 \cdot m_K \cdot \left(\frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{2 \cdot i_p \cdot (R_3 + R_p)} \right)^2 \\ &+ m_z \cdot \left(\frac{R_b \cdot (R_3 - R_p)}{2 \cdot i_p \cdot (R_3 + R_p)} \right)^2 \end{aligned}$$

$$I_{red} = 2 \cdot \left\{ 22,56 \left[\left(\frac{0,85 \cdot (0,5 - 0,1\bar{6})}{2 \cdot 68,158 \cdot 0,5 \cdot (0,5 + 0,1\bar{6})} \right)^2 + \left(\frac{0,85 \cdot (0,5 - 0,1\bar{6})}{68,158 \cdot 0,5 \cdot (0,5 + 0,1\bar{6})} \right)^2 + \left(\frac{0,85}{68,158 \cdot (0,5 + 0,1\bar{6})} \right)^2 \right] + 309,709 \left(\frac{1}{68,158} \right)^2 + 0,19582 \left(\frac{1}{68,158} \right)^2 + 4 \cdot 350 \left(\frac{0,85 \cdot (0,5 - 0,1\bar{6})}{2 \cdot 68,158 \cdot 0,5 \cdot (0,5 + 0,1\bar{6})} \right)^2 + 68.132,29 \left(\frac{0,85 \cdot (0,5 - 0,1\bar{6})}{2 \cdot 68,158 \cdot 0,5 \cdot (0,5 + 0,1\bar{6})} \right)^2 \right\} = 0,3104 \text{ kgm}^2$$

$$I_2 = I_{red} = 0,3104 \text{ kgm}^2 \quad (36)$$

Výpočet proveden dle [14] a [20], kde:

i_p	[-]	převodový poměr převodovky odpovídající i_{EX} z Tab. 7
m_z	[kg]	hmotnost břemena a částí s ním společně zdviháných (kladky, klec atd.), viz. podkapitola 5.4.2
$R_{1,2,3}$	[m]	poloměr kladek (všechny stejné), viz. podkapitola 5.4.3
v_5	[ms ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost břemena, viz. podkapitola 5.4.7
R_p	[m]	vzdálenost od středu kladky – pól rychlosti (Pozice 3, Obr. 18)
$\omega_{1,2,3,4}$	[rads ⁻¹]	úhlové rychlosti pohybujících se hmot vyjádřeny jako funkce ω_M (Obr. 18)



Obr. 18) Řez zdvihacím zařízením. 1 – kladka mezi uchycením lana a pevnou kladkou; 2 – pevná kladka; 3 – kladka mezi pevnou kladkou a lanovým bubnem; 4 – lanový buben; 5 – Výtahová klec (Vytvořeno pomocí SOLID EDGE 2019)

Pro výpočet I_3 je nutno nejprve vypočítat redukovaný moment setrvačnosti I_3' , který je redukovaný na pomaloběžný hřídel. Opět se vychází ze zákona zachování energie:

$$\frac{1}{2} \cdot m_z \cdot v_5^2 \cdot \frac{1}{\eta_K \cdot \eta_b} = \frac{1}{2} \cdot I_3' \cdot \omega_b^2 \quad (37)$$

Následné vyjádření I_3' a dosazení do vztahu:

$$I_3' = m_z \cdot v_5^2 \cdot \frac{1}{\eta_K \cdot \eta_b} \cdot \frac{1}{\omega_b^2} = 68.132,29 \cdot 0,28^2 \cdot \frac{1}{0,96 \cdot 0,96} \cdot \frac{1}{2,59^2} \\ = 838,17 \text{ kgm}^2 \quad (38)$$

Poslední krok výpočtu je redukce I_3' na rychloběžný hřídel:

$$I_3 = I_3' \cdot \left(\frac{n_b}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_P} = 838,17 \cdot \left(\frac{24,93}{1.490}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,95} = 14,66 \text{ kgm}^2 \quad (39)$$

Výpočet proveden dle [14] str. 77:

m_z	[kg]	hmotnost břemena a částí s ním společně zdviháných (kladky, klec atd.), viz. podkapitola 5.4.2
v_5	[ms ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost břemena, viz. podkapitola 5.4.7
ω_b	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost bubnu
η_K	[-]	účinnost lanového převodu, viz. vztah (2)
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu, viz. [14]

Moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy I je součet dílčích momentů setrvačností I_M , I_2 a I_3 :

$$I = I_M + I_2 + I_3 = 3,50 + 0,31 + 14,66 = 18,5 \text{ kgm}^2 \quad (40)$$

Vztah (40) dle [14], kde:

I_M	[kgm ²]	moment setrvačnosti motoru, viz. Tab. 6
I_2	[kgm ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžném hřídeli, viz. vztah (36)
I_3	[kgm ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot, viz. vztah (39)

Poslední část výpočtu k určení dynamického momentu je určení úhlového zrychlení hmot ε na rychloběžném hřídeli. Obecně je úhlové zrychlení změna úhlové rychlosti (odpovídá úhlové rychlosti motoru) za čas (čas rozjezdu volíme). Předpoklad zrychlení $\varepsilon = \textit{konstanta}$. [14]

Vztah pro úhlové zrychlení:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega_M}{\Delta t_r} = \frac{\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n_N}{60}\right) - 0}{2 - 0} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1490}{60}}{2} = 78 \text{ rads}^{-2} \quad (41)$$

Vztah (41) dle [14] str. 77, kde:

n_N $[\textit{min}^{-1}]$ jmenovité otáčky motoru, viz. Tab. 6
 t_r $[s]$ volený čas rozjezdu ($t_r = 2 \text{ s}$)

Odtud pak vztah dynamický moment:

$$M_s = I \cdot \varepsilon = 18,5 \cdot 78,0 = 1441 \text{ Nm} \quad (42)$$

Celkový kroutící moment (rozběhový)

Vychází z momentové rovnice, která vyjadřuje rovnováhu všech momentů na rychloběžném hřídeli, ze vztahu:

$$M_r = M_{st} + M_s = 1354 + 1441 = 2794 \text{ Nm} \quad (43)$$

$$M_r < M_A$$

$$2794 < 3633$$

Vztah (42) a (43) dle [14], kde:

M_s $[Nm]$ dynamický moment, viz. vztah (42)
 M_{st} $[Nm]$ statický moment, viz. vztah (31)
 M_A $[Nm]$ rozběhový moment motoru, viz. Tab. 6
 I $[kgm^2]$ moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot,
viz. vztah (40)
 ε $[\textit{rads}^{-2}]$ úhlové zrychlení rychloběžného hřídele, viz. vztah (41)

Ze vztahu (43) vyplývá, že zvolený motor je výkonově vyhovující. Vypočtený rozběhový moment je nižší než rozběhový moment motoru dle katalogu výrobce.

Doba zdvihu

U zdvihacího zařízení se doba zdvihu skládá z rozběhu, doby rovnoměrného pohybu a brzdění. Nutno brát v potaz dobu spouštění. Ta se bude od doby zdvihu lišit. Bude vzato v úvahu, že při tak nízké zdvihové (spouštěcí) rychlosti se však neliší více než o 10 s. A proto bude spočtena pouze doba zdvihu. Ve výpočtu se nebude z celkové zdvihací výšky odečítat dráha, kterou břemeno urazí během zrychleného, resp. zpomaleného pohybu. Tím bude zajištěno, že skutečná zdvihací doba bude kratší než doba vypočtená. Při rozběhu, jak již bylo výše uvedeno, je rozběhový moment součet statického a dynamického momentu a statický moment pomáhá brzdit. [14]

Celková doba zdvihu vychází ze součtu:

$$t_c = t_r + t_k + t_b = 2 + 37,5 + 0,75 = 40,25 \text{ s} \quad (44)$$

$$t_k = \frac{H}{v_z'} = \frac{10}{0,28} = 35,7 \text{ s} \quad (45)$$

$$t_b = \frac{\pi \cdot n_N \cdot I}{30 \cdot (M_b + M_{st})} = \frac{\pi \cdot 1490 \cdot 18,5}{30 \cdot (2482 + 1354)} = 0,75 \text{ s} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} M_b = M_{stb} + M_s &= \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} + I \cdot \varepsilon \\ &= \frac{(68132,29) \cdot 9,81 \cdot 0,85 \cdot 0,88}{2 \cdot 240,6} + 18,5 \cdot 78,0 = 2482 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (47)$$

Vztah (44), (45), (46) a (47) dle [14], kde:

n_N	$[\text{min}^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru, viz. Tab. 6
i_c	$[-]$	lanový převod, viz. vztah (33)
I	$[\text{kgm}^2]$	celkový moment setrvačnosti, viz. vztah (40)
M_b	$[\text{Nm}]$	brzdňný moment
M_{stb}	$[\text{Nm}]$	statický moment při brzdění
M_s	$[\text{Nm}]$	dynamický moment, viz. vztah (42)
v_z'	$[\text{ms}^{-1}]$	skutečná zdvihová rychlost, viz. vztah (30)
t_r	$[\text{s}]$	volený čas rozjezdu, viz. vztah (41)
ε	$[\text{rads}^{-2}]$	úhlové zrychlení rychloběžného hřídele, viz. vztah (41)
η_c	$[-]$	účinnost převodovky, viz. vztah (32)
D_b	$[\text{m}]$	průměr bubnu, viz. podkapitola 5.4.4
$Q + G$	$[\text{kg}]$	hmotnost břemena a částí s ním společně zdvihanych (kladky, klec atd.), viz. podkapitola 5.4.2
g	$[\text{ms}^{-2}]$	tíhové zrychlení
H	$[\text{m}]$	výška zdvihu určená ze zadání

Ze vztahu (41) vyplývá (i při o 10 s vyšší spouštěcí době), že bude dodržena maximální přípustná doba zdvihu, resp. spouštění.

Kontrola brzdného momentu

V katalogu motoru je uveden poměr brzdného momentu a jmenovitého momentu elektromotoru. Je třeba vypočítat potřebný brzdný moment a porovnat ho s katalogem.

Potřebný brzdný moment při spouštění vychází ze vztahu (47). Při zdvihání statický moment pomáhá brzdit, při spouštění je tomu naopak. Proto je nutné ve jmenovateli zlomku změnit znaménko:

$$t_{bs} = \frac{\pi \cdot n_N \cdot I}{30 \cdot (M_{bs} - M_{st})} \quad (48)$$

Ze vztahu (45) se vyjádří brzdný moment při spouštění a je zvolen čas brzdění:

$$M_{bs} = \frac{\pi \cdot n_N \cdot I}{30 \cdot t_{bs}} + M_{st} = \frac{\pi \cdot 1490 \cdot 18,5}{30 \cdot 2} + 1354 = 2797 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$\frac{M_{bs}}{M_N} = \frac{2797}{1453} = 1,93 < 2,3$$

Vztah (48) a (49) dle [14], kde:

t_{bs}	[s]	volený čas brzdění při spouštění, $t_{bs} = 2 \text{ s}$
I	[kgm ²]	celkový moment setrvačnosti, viz. vztah (40)
M_{st}	[Nm]	statický moment, viz. vztah (31)
M_N	[Nm]	jmenovitý moment motoru, viz. Tab. 6
n_N	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru, viz. Tab. 6

Ze vztahu (49) vyplývá, že brzdný moment motoru dle katalogu výrobce je vyhovující

Součástí elektromotoru je přídavná brzda pomáhající dobrzdit motor, když se jeho otáčky blíží k 0 min⁻¹. Tato brzda je součástí rychloběžného hřídele a při běžném provozu je elektromagneticky odbrzděna. Při výpadku proudu se pomocí pružiny brzda sevře. Tím je zabráněno zhroucení celého zařízení.

5.4.8 Zhodnocení motoru a převodovky

Zvolený motor a převodovka splňují všechny provozní a bezpečnostní požadavky dle zadání. Budou uloženy na svařovaném rámu. Výstupní hřídel motoru a vstupní hřídel převodovky budou spojeny (Obr. 12) spojkou pro vyrovnání případných deformací rámu.

5.5 Návrh ložisek

Ve zdvihacím zařízení budou třeba jak valivá, tak kluzná ložiska. Kluzná ložiska jsou umístěna na čepech zajišťujících klec proti horizontálnímu pohybu. Ostatní ložiska jsou valivá a byla navržena dle statické zatěžující síly na hřídelích a čepech. Minimální trvanlivost ložisek zvolena $L_{min} = 10000 h$.

Pro hřídel bubnu bylo navrženo dvouřadé soudečkové ložisko firmy SKF typu 23224 – 2CS5K/VT143. Soudečková ložiska jsou naklápěcí (ohyb bubnu), mají vysokou účinnost a dokážou přenášet velké radiální i axiální síly v obou směrech. Parametry zvoleného ložiska jsou uvedeny v (Tab. 8). [19]

Kladky lanového převodu budou osazeny dvěma kuželíkovými ložisky firmy SKF typu 30234. Kuželíková ložiska jsou drahá a náročná na montáž, ale umožňují přenášet velké axiální (zatížení břemene) i radiální síly (budou vznikat v důsledku úhlu náběhu lana). Parametry zvoleného ložiska jsou uvedeny v (Tab. 8). [19]

Při výběru ložiska se vychází ze statické zatěžující síly ve středu ložiska a navrženého průměru hřídele. U soudečkového ložiska vychází průměr hřídele z návrhu lanového bubnu a síla působící ve středu ložiska odpovídá reakční síle R_1 dle podkapitoly 5.4.5 (Obr. 19 a). Kuželíkové ložisko vychází z navrženého průměru čepu a síly působící v ose lana – na každou kladku působí axiální síla o velikosti $2 \cdot F$ dle vztahu (4) a (Obr. 19 b). Základní statická únosnost ložiska musí být větší než zatěžující síla. V opačném případě by došlo ke zkrácení životnosti a možnému zhroucení ložiska.

Tab 8) Soudečkové ložisko 23224 – 2CS5K/VT143

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST	C_{0s}	930	kN
ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST	C_s	734	kN
DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ	P_s	93	kN
PODÍL AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SLOŽKY SIL	e_s	0,33	–

Tab 9) Kuželíkové ložisko 30234

PARAMETR	ZNAK	HODNOTA	JEDNOTKA
ZÁKLADNÍ STATICKÁ ÚNOSNOST	C_{0k}	865	kN
ZÁKLADNÍ DYNAMICKÁ ÚNOSNOST	C_k	657	kN
DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ	P_k	83	kN
PODÍL AXIÁLNÍ A RADIÁLNÍ SLOŽKY SIL	e_k	0,43	–

5.5.1 Kontrola navržených ložisek

Ložiska budou zkontrolována na základní výpočtovou trvanlivost dle parametrů uvedených v katalogu SKF, která u soudečkového ložiska předpokládá maximální podíl axiální F_a a radiální F_r složky síly $F_a/F_r = 0,33$ a u kuželíkového ložiska $F_a/F_r = 0,43$. Za předpokladu, že axiální složka síly nepřekročí tyto hodnoty, lze základní trvanlivost ložisek vypočítat následovně:

Výpočet životnosti ložisek

Základní výpočtová trvanlivost soudečkového a kuželíkového ložiska v závislosti na konstantních otáčkách se vypočítá dle následujících vztahů:

$$L_{10s} = a_1 \cdot \left(\frac{C_s}{P_s}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} = 0,64 \cdot \left(\frac{734}{93}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 24,93} = 418809 \text{ h} \quad (50)$$

$$L_{10k} = a_1 \cdot \left(\frac{C_k}{P_k}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_k} = 0,64 \cdot \left(\frac{657}{83}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 15,79} = 667335 \text{ h} \quad (51)$$

$$L_{10s} = 418809 \text{ h} > L_{min} = 10000 \text{ h}$$

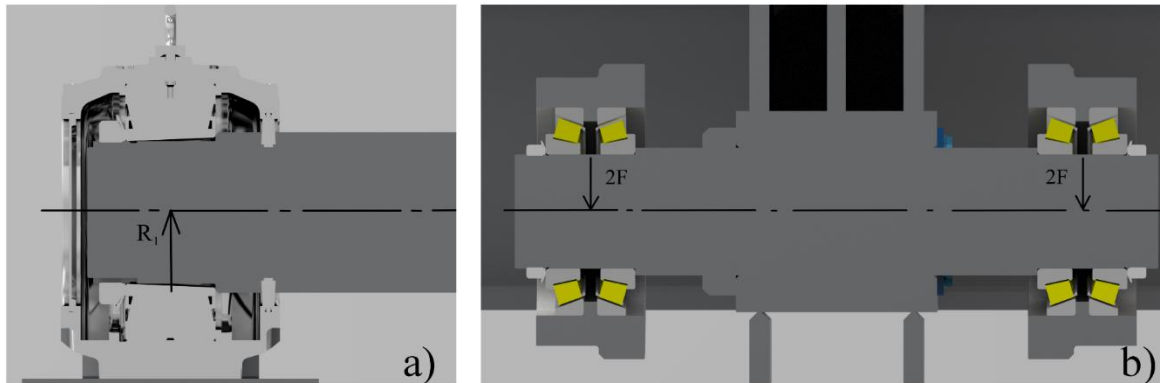
$$L_{10k} = 667335 \text{ h} > L_{min} = 10000 \text{ h}$$

Vztah (50) a (51) dle [19], kde:

n_s	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky odpovídající otáčkám bubnu n_b , viz. podkapitola 5.4.6
n_k	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky odpovídající otáčkám kladky, viz. (Obr. 18) pozice 3
C_s	$[\text{kN}]$	základní dynamická únosnost soudečkového ložiska, viz. Tab. 8
C_k	$[\text{kN}]$	základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska, viz. Tab. 9
P_s	$[\text{kN}]$	dynamické ekvivalentní zatížení soudečkového ložiska, viz. Tab. 8
P_k	$[\text{kN}]$	dynamické ekvivalentní zatížení kuželíkového ložiska, viz. Tab. 9
a	$[-]$	koeficient pro valivá ložiska, viz. [19] kapitola 11.
a_1	$[-]$	koeficient spolehlivosti pro 95% spolehlivost, viz. [19] tabulka 11-6
L_{min}	$[\text{h}]$	minimální trvanlivost ložisek, viz. podkapitola 5.5

Zhodnocení ložisek

Z výpočtu základní trvanlivosti vyplývá, že ložiska jsou vyhovující. Výpočet těchto dvou ložisek byl proveden, neboť jsou z celého zařízení nejvíce namáhána. U výpočtu dalších ložisek by byl postup obdobný – výpočet statického zatížení, dle typu namáhání určit vhodný druh ložiska, vyhledání ložiska v katalogu a výpočet základní trvanlivosti.



Obr. 19) Uložení ložisek. a) soudečkové ložisko; b) kuželíková ložiska

6 KONSTRUKCE

V předchozí kapitole jsou popsány návrhy jednotlivých částí zařízení, které dohromady tvoří jeho celek. Zdvihací zařízení se skládá ze tří hlavních částí, které lze popsat následovně.

První část zařízení je kostra. Ta je tvořena svařencem vedení klece, na kterém je pomocí předepjatých šroubových spojů připevněna z obou stran kolejnice, po které se bude pohybovat výtahová klec. Vedení klece je zespod připojeno šroubovými spoji ke kotvení, které je tvořeno svařencem ukotveným na betonový základ. Z vnější strany vedení klece je šroubovými spoji připojeno boční kotvení zabraňující ohybu vedení během zdvihu klece a pomocí kotvících šroubů je připojeno ke stěně. Shora je vedení klece šroubovými spoji připevněno na svařovaný rám, který nese mechanismus zdvihu.

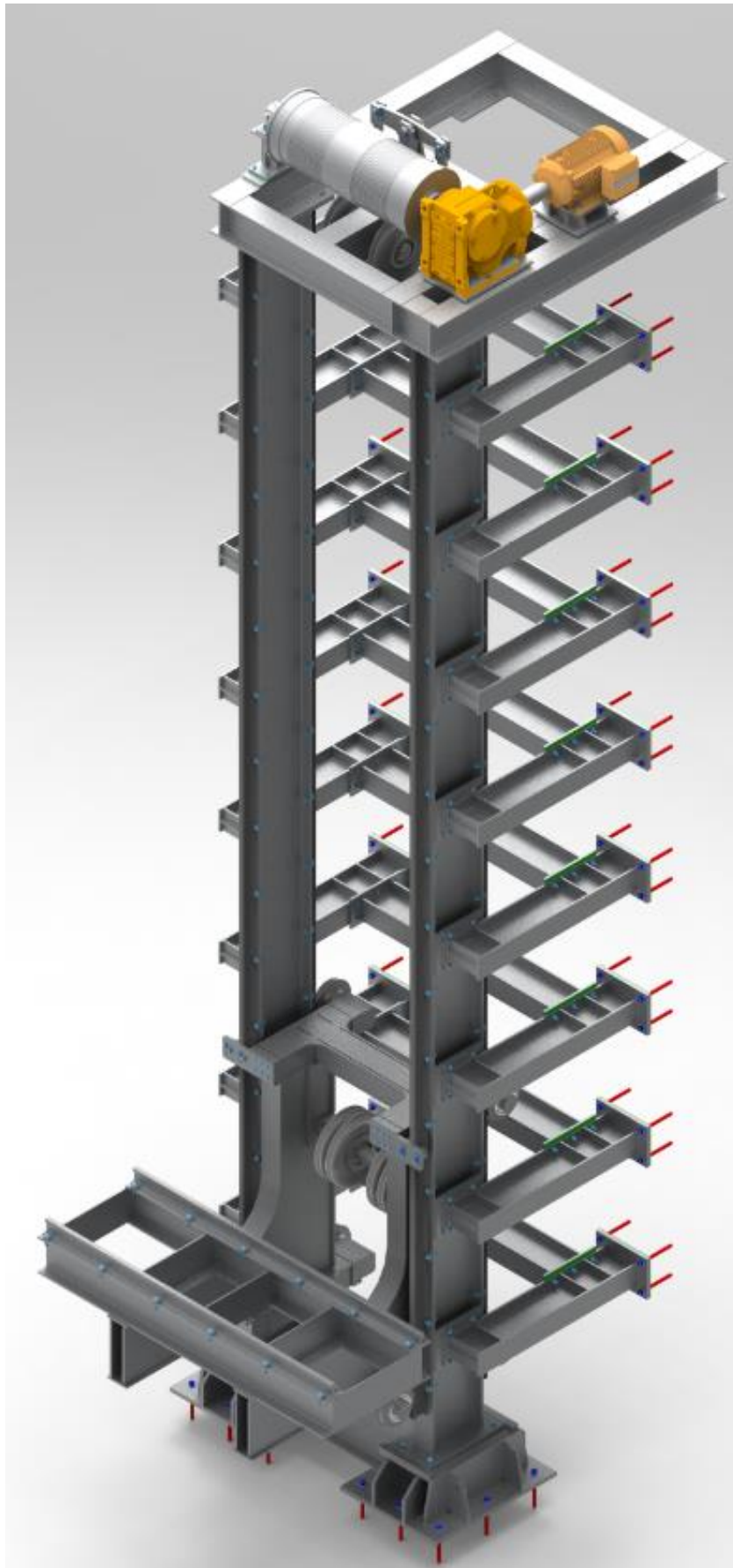
Druhou částí je výtahová klec, jejíž hlavní část je tvořena svařencem. Nese dvě kolejnice, jejichž rozchod je uzpůsoben vozíku. Ke zdvihacímu mechanismu je připojena pomocí dvou lan. Lana procházejí celkem přes čtyři kladky uložené na valivých ložiscích. Klec je vedena pomocí šesti kol, která jsou vázaným pohybem vedena po kostře. Z nichž dvě zajišťují vyšší stabilitu a zamezují případnému rozhoupání klece.

Třetí část tvoří svařovaný rám nesoucí zdvihové ústrojí zařízení. Je zde uložen lanový buben z jedné strany ve valivém ložisku a zajištěn proti axiálnímu pohybu. Z druhé strany je pomocí pera uložen přímo na výstupním hřídeli kuželo – čelní převodovky. Pohon zařízení je tvořen asynchronním motorem, na jehož hřídel je připojena zubová spojka s kotoučovou brzdou sloužící především k vyrovnání případných deformací rámu a dále jako bezpečnostní prvek, společně s brzdou motoru, při výpadku proudu. Spojuje výstupní hřídel motoru se vstupním hřídelem převodovky. Na rámu je umístěn pákový mechanismus, ke kterému jsou připojeny konce lan. Tento mechanismus slouží jako vyrovnání případných odporů vznikajících na kladkách, tím je zajištěn plynulý rozběh i chod zdvihového mechanismu.

Hlavní parametry navrženého zdvihacího zařízení jsou uvedeny v tabulce 10. Pro získání lepší představy o tom, jak zařízení a jeho části vypadají, byl vytvořen 3D model, viz. (Obr. 20).

Tab 10) Parametry zdvihacího zařízení

PARAMETR	HODNOTA	JEDNOTKA
Zdvihová rychlost	0,28	ms^{-1}
Doba zdvihu	40,25	s
Zdvihaná hmotnost	68.132	kg
Motor	200 kW / 1490 min^{-1}	
Převodový poměr	240	–



Obr. 20) Model zdvihacího zařízení (Vytvořeno v SOLID EDGE 2019)

7 ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem zdvihacího zařízení svitku plechu v nepřetržitém provozu. Výsledkem je návrh zařízení dle zadaných parametrů a kontrola jeho kritických částí.

Úvodní část práce se zabývala zdvihacími mechanismy a stroji obecně. Bylo zde provedeno rozdělení a srovnání jejich konstrukčních řešení. Na základě toho byly shrnuty poznatky pro určení vhodnosti daných řešení pro zadaný problém. A dle těchto poznatků byla vybrána tři řešení a byl proveden souhrn jejich vlastností.

Další část se věnovala celkové analýze zadaného problému. Byla popsána cesta svitku plechu od konce výrobní linky až po uskladnění. Na základě umístění zařízení na trati byla srovnána vybraná řešení z předchozí části a byly zhodnoceny jejich vhodnosti či nevhodnosti použití pro řešení zadaného problému. Dle srovnání konstrukčních řešení vyšel výtah s elektrickým pohonem, který splňoval nejvíce zadaných parametrů. Byly rozebrány požadavky pro automatizaci a bezpečnost jeho provozu. Na závěr teoretické části byly vytyčeny cíle práce, na které navazuje část výpočtová.

Konstrukční část obsahuje návrhy jednotlivých částí zdvihacího zařízení a obzvlášť se zabývá zdvihovým mechanismem. Nejprve byly určeny rozměry vozíku svitku plechu dle zadaných parametrů. V návaznosti na tyto rozměry byly navrženy rozměry výtahové klece, kostry a jejich částí s ohledem na potřebnou tuhost a koncepcí vedení klece.

Návrh zdvihového mechanismu vycházel z celkové zdvihané hmotnosti a volené teoretické rychlosti zdvihu. Byl zvolen lanový převod pro snížení přenášeného výkonu a kroutícího momentu. Podle síly působící v ose lana byl určen jeho průměr při dodržení bezpečnosti dle normy. Na průměr lana navazovaly výrobní rozměry, které vycházely z norem, kladek a lanového bubnu. Dále byl buben zkontrolován dle hypotézy HMM mezního stavu pružnosti, kde redukované napětí nedosáhlo spodní hranice napětí dovoleného. Pomocí rozměrů bubnu a teoretické zdvihové rychlosti byly určeny teoretické otáčky bubnu. Podle těchto otáček a potřebného přenášeného výkonu byla z katalogu vybrána převodovka s vhodným převodovým poměrem a motor. Při kontrole motoru byl srovnán záběrný moment z katalogu s vypočteným záběrným momentem. Byly srovnány výstupní otáčky hřídele s teoretickými otáčkami bubnu. Z toho vyšla skutečná zdvihová rychlost, která se od zadané téměř neliší. Maximální přípustná doba zdvihu byla 60 s. Vypočtená doba zdvihu činí 40,25 s.

Návrh ložisek proběhl u uložení lanového bubnu a kladnic. Pro uložení bubnu bylo vybráno dvouřadé soudečkové ložisko a pro každou kladku dvě kuželíková ložiska. U těchto ložisek bylo předpokládáno největší zatížení. Byla zkontrolována jejich základní trvanlivost s 95 % spolehlivostí.

Byl zhotoven 3D model zařízení v programu Solid Edge 2019. Z modelu pak byla vytvořena požadovaná výkresová dokumentace.

Další fáze konstrukční práce by směřovala na části, na které se vzhledem k rozsahu práce nedostalo. Mezi tyto části patří pevnostní analýza MKP jednotlivých částí, zejména vozíku svitku, klece a kostry. Pomocí analýzy by byla snaha optimalizovat výrobní rozměry, čímž by se snížily výrobní náklady a nároky na výkon zdvihacího zařízení. Dále je nutné práci doplnit o rozvody olejové a tukové a vytvořit mazací plány. Provést kontrolu svarových spojů v kritických místech. Navrhnout pohon vozíku a plán trolejového vedení. V návaznosti na to

vytvořit plán koncových snímačů pro plnou automatizaci zařízení a plány kompletní elektroinstalace. Analyzovat rizika a s nimi spojené bezpečnostní a konstrukční opatření a podle nich zhotovit provozní manuál zařízení.

Bylo dosaženo všech cílů, které byly stanoveny v zadání a v průběhu práce. Navržené zdvihové zařízení splňuje požadované parametry.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava, 106 s. Dostupné také z: http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf
- [2] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [3] SKOPAL, Vlastimil, Mojmír HOFÍREK a Jindřich ADÁMEK. *Stavba a provoz strojů IV: konstrukční uspořádání, provoz a údržba : učební text pro 4. ročník středních průmyslových škol strojnických*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.
- [4] ĎURKOVIČ, Oto. *Dopravní a manipulační stroje*. Jinočany: Nakladatelství a vydavatelství H&H, 1995. ISBN 80-213-0134-1.
- [5] ČSN 27 0000. *Jeřáby – Slovník – část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [6] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 661 s.
- [7] Dvounosíkové mostové jeřáby. *GIGA s.r.o.* [online]. [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/mostove-jeraby-dvounosnikove.html>
- [8] ČSN 27 4000. *Elektrické výtahy: Názvosloví*. Praha: Výzkumný ústav transportních zařízení, 1988.
- [9] Motory a generátory. *New.abb.com* [online]. [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <https://new.abb.com/motors-generators/cs/motor-knowledge-cost-of-ownership/zakladni-principy-motoru>
- [10] PEVELKOVÁ, Naděžda. Účinnost elektrických motorů a snižování spotřeby elektrické energie. *Odbornecasopisy.cz* [online]. [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/ucinnost-elektrickych-motoru-a-snizovani-spotreby-elektricke-energie--12053>
- [11] *NOPO s.r.o.: Mostové jeřáby* [online]. [cit. 2020-03-07]. Dostupné z: <https://bit.ly/38zgA0S>
- [12] HORNÍČEK, Tomáš. Hydraulické a pneumatické pohony ve strojírenství. *Metalworking machinery* [online]. 2014 [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulicke-a-pneumaticke-pohony-ve-strojirenstvi.html>
- [13] VAŇĚK, Václav. Vytahy.tzb-info.cz. *Tzb-info.cz* [online]. [cit. 2020-03-14]. Dostupné z: <https://vytahy.tzb-info.cz/3605-hydraulicke-vytahy>

- [14] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. Brno: Vysoké učení technické: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s.
- [15] Bezpečnost provozu zdvihacích zařízení a bezpečnost práce při manipulaci s materiálem. *BOZPinfo* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.bozpinfo.cz/bezpecnost-provozu-zdvihacich-zarizeni-bezpecnost-prace-pri-manipulaci-s-materialem>
- [16] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Transportní zařízení*. Praha: STNL, 1966.
- [17] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: Český normalizační institut, 1977.
- [18] Katalog produktový: Ocelová lana. In: *2TS s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://www.2ts.cz/out/pictures/wysiwigpro/Katalog%20produktov%C3%BD%20-%20ocelov%C3%A1%20lana.pdf>
- [19] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [20] *Transportní zařízení*. Praha: Výzkumný ústav transportních zařízení, 1966-1989. Technické zprávy (Výzkumný ústav transportních zařízení).

9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

9.1 Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[-]	koeficient exponentu pro valivá ložiska
a_1	[-]	koeficient spolehlivosti pro 95% spolehlivost
a_d	[mm]	výška drážky bubnu
b	[mm]	hloubka drážky kladky
C_k	[kN]	základní dynamická únosnost kuželíkového ložiska
C_s	[kN]	základní dynamická únosnost soudečkového ložiska
C_{0k}	[kN]	základní statická únosnost kuželíkového ložiska
C_{0s}	[kN]	základní statická únosnost soudečkového ložiska
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu
D_k	[mm]	zvolený průměr kladky
D_{kmin}	[mm]	teoretický průměr kladky
e_k	[-]	podíl axiální a radiální složky sil kuželíkového ložiska
e_s	[-]	podíl axiální a radiální složky sil soudečkového ložiska
F	[N]	osové zatížení lana
F_a	[N]	axiální složka síly působící na ložisko
F_r	[N]	radiální složka síly působící na ložisko
F_{dov}	[N]	maximální dovolené zatížení lana
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[kg]	hmotnost částí zdviháných s břemenem
H	[m]	výška zdvihu
i_k	[-]	lanový převod
i_c	[-]	celkový převod mechanismu
i_p	[-]	teoretický převodový poměr
i_{EX}	[-]	exaktní převodový poměr
I	[kgm ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy
I_1	[kgm ²]	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli
I_2	[kgm ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách na pomaloběžném hřídeli redukovaný na rychloběžný hřídel
I_3	[kgm ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot redukovaný na rychloběžný hřídel
I'_3	[kgm ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot k ose pomaloběžného hřídele

I_M	[kgm^2]	moment setrvačnosti motoru
I_P	[kgm^2]	moment setrvačnosti převodovky
k	[–]	součinitel bezpečnosti lana
$k_{A,B,C,D}$	[–]	koeficient bezpečnosti v kritických místech bubnu
l	[mm]	délka závitové části bubnu
l_1	[mm]	délka střední hladké části bubnu
l_2	[mm]	délka krajních hladkých částí bubnu
l_b	[mm]	celková délka bubnu
l_h	[mm]	délka hřídele bubnu
l_k	[mm]	šířka víka bubnu
L	[m]	celková délka navíjeného lana
L_{10k}	[h]	základní výpočtová trvanlivost kuželíkového ložiska
L_{10s}	[h]	základní výpočtová trvanlivost soudečkového ložiska
L_{min}	[h]	minimální trvanlivost ložisek
M_2	[Nm]	výstupní moment převodovky
M_b	[Nm]	brzdny moment
M_{bs}	[Nm]	brzdny moment při spouštění
$M_{kA,B,C,D}$	[Nm]	kroucí momenty v kritických místech bubnu
M_{kMax}	[Nm]	maximální kroucí moment bubnu
$M_{oA,B,C,D}$	[Nm]	ohybové momenty v kritických bubnu
M_{oMAX}	[Nm]	maximální ohybový moment bubnu
M_r	[Nm]	vypočtený rozběhový moment
M_s	[Nm]	dynamický moment
M_{st}	[Nm]	statický moment redukovaný na rychloběžný hřídel motoru
M_{stb}	[Nm]	statický moment při brzdění
M_A	[Nm]	rozběhový moment motoru
M_N	[Nm]	jmenovitý moment motoru
n	[–]	počet nosných průřezů lana
n_2	[min^{-1}]	výstupní otáčky převodovky
n_b	[min^{-1}]	otáčky bubnu
n_k	[min^{-1}]	konstantní otáčky kuželíkového ložiska
n_s	[min^{-1}]	konstantní otáčky soudečkového ložiska
n_{v1}	[–]	počet nosných průřezů lana jedné větve
n_N	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru
P	[N]	jmenovitá pevnost lana
P_k	[kN]	dynamické ekvivalentní radiální zatížení kuželíkového ložiska

P_S	[kN]	dynamické ekvivalentní radiální zatížení soudečkového ložiska
P_N	[kW]	jmenovitý výkon motoru
P_M	[kW]	výkon potřebný pro zdvih břemen
Q	[kg]	hmotnost břemena
r	[mm]	zaoblení hran drážkování bubnu
R	[mm]	poloměr drážky kladky
R_d	[mm]	poloměr drážky bubnu
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
t	[mm]	stoupání drážkování bubnu
t_b	[s]	doba brzdění při zdvihu
t_{bs}	[s]	doba brzdění při spouštění
t_k	[s]	doba zdvihu při konstantní rychlosti
t_r	[s]	volený čas rozjezdu
t_{zmin}	[s]	maximální doba zdvihu
t_C	[s]	celková doba zdvihu
v_z	[ms ⁻¹]	volená (teoretická) rychlost zdvihu
v_z'	[ms ⁻¹]	skutečná rychlost zdvihu
v_{zmin}	[ms ⁻¹]	minimální rychlost zdvihu
$W_{kB,C,D}$	[mm ³]	moduly průřezů v krutu v kritických místech
$W_{oA,B,C}$	[mm ³]	moduly průřezů v ohybu v kritických místech
z	[-]	počet závitů drážek na jedné straně bubnu
z_l	[-]	počet větví lanového převodu
α	[-]	součinitel závislý na druhu kladky a druhu provozu
α_{oA}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě A pro ohyb
α_{kB}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě B pro krut
α_{kC}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě C pro krut
α_{oB}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě B pro ohyb
α_{oC}	[-]	součinitel tvaru vrubu v místě C pro ohyb
γ	[°]	úhel drážky kladky
ε	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení rychloběžného hřídele
η	[-]	účinnost lanového převodu
η_1	[-]	účinnost jedné kladky na pevné ose
η_C	[-]	celková účinnost mechanismu
η_K	[-]	účinnost lanového převodu
η_P	[-]	účinnost převodovky
$\sigma_{oA,B,C}$	[MPa]	ohybové napětí v kritických místech (A, B) bubnu

$\sigma_{redA,B,C,D}$ [MPa]	redukované napětí dle hypotézy HMM
σ_{tl} [MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
$\tau_{B,C,D}$ [MPa]	smykové napětí v kritických místech (C, D) bubnu
ω_M [rad s^{-1}]	úhlová rychlost rychloběžného hřídele

9.2 Seznam obrázků

Obr. 1)	Schéma rozdělující běžně používané zdvihací stroje.....	19
Obr. 2)	Schéma dvounosíkového mostového jeřábu.....	20
Obr. 3)	Výtahy.....	22
Obr. 4)	Piktogramy manipulačních operací.....	25
Obr. 5)	Schéma manipulačního řetězce svitku plechu	26
Obr. 6)	Motor SIEMENS 1LE1501-3AB5.....	27
Obr. 7)	Bezpečnostní spínač a mechanický doraz.....	28
Obr. 8)	Výstražné a příkazové značky	28
Obr. 9)	Otočné závěsné oko společnosti RUD.....	29
Obr. 10)	Řez modelu vozíku se svitkem plechu.....	31
Obr. 11)	Rám výtahové kostry	32
Obr. 12)	Schéma zdvihového ústrojí.....	33
Obr. 13)	Uspořádání lanového převodu	34
Obr. 14)	Průřez lana 8x36WS – IWRC	35
Obr. 15)	Schéma rozměrů kladky.....	36
Obr. 16)	Schéma rozměrů drážkování.....	37
Obr. 17)	Označení kritických míst bubnu a průběh VVÚ.....	40
Obr. 18)	Řez zdvihacím zařízením.....	47
Obr. 19)	Uložení ložisek.....	54
Obr. 20)	Model zdvihacího zařízení.....	56

9.3 Seznam tabulek

Tab 1)	Vlastnosti a použití mostového jeřábu.....	24
Tab 2)	Vlastnosti výtahu s elektrickým pohonem.....	24
Tab 3)	Vlastnosti výtahu s hydraulickým pohonem.....	24
Tab 4)	Posouzení vhodnosti konstrukčního řešení.....	27
Tab 5)	Srovnání napětí a určení bezpečnosti v kritických místech.....	42
Tab 6)	Parametry elektromotoru 1LE1501-3AB5.....	43
Tab 7)	Kuželko – čelní převodovka 2LP3021 – 5AQ10 – 2.....	44
Tab 8)	Soudečkové ložisko 23224 – 2CS5K/VT143	52
Tab 9)	Kuželíkové ložisko 30234.....	52
Tab 10)	Parametry zdvihacího zařízení.....	55

10 SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA 1

Model vozíku svitku

PŘÍLOHA 2

Model rámu zdvihacího zařízení

PŘÍLOHA 3

Výkres celkové sestavy zdvihacího zařízení: BP.SZZ.200733 - M0000; 1 list A0

PŘÍLOHA 4

Seznam položek: BP.SZZ.200733 - M0001; 1 list A4

PŘÍLOHA 5

Výkres vrchního rámu zdvihacího zařízení: BP.SZZ.200733 – M3000; 1 list A0

PŘÍLOHA 6

Seznam položek: BP.SZZ.200733 – M3001; 3 listy A4

PŘÍLOHA 7

Výkres uložení ložiskového domku: BP.SZZ.200733 – M3110; 1 list A2

PŘÍLOHA 8

Výkres lanového bubnu: BP.SZZ.200733 – M3120; 1 list A0

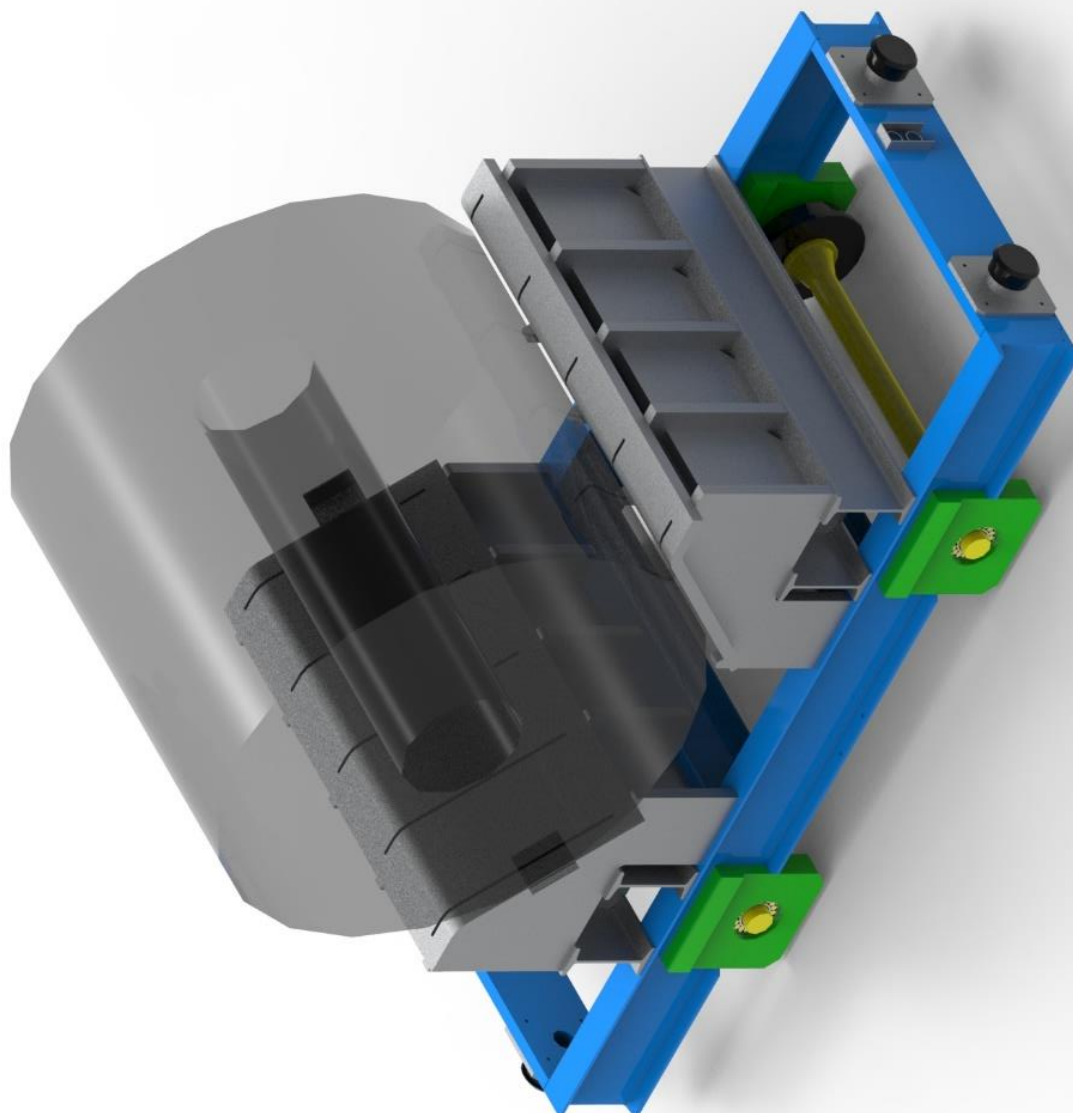
PŘÍLOHA 9

Výkres čepu pevných kladek: BP.SZZ.200733 – M3130; 1 list A2

PŘÍLOHA 10

Výkres kladky: BP.SZZ.200733 – M3160; 1 list A3

PŘÍLOHA 1



PŘÍLOHA 2

