



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULÁTOR SE VZORKY PLECHŮ PRO MECHANICKÉ ZKOUŠKY

MANIPULATOR WITH SHEET METAL SAMPLES FOR MECHANICAL TESTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MATĚJ GLOGAR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARIÁN LAURINEC

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Matěj Glogar

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

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

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

Manipulátor se vzorky plechů pro mechanické zkoušky

v anglickém jazyce:

Manipulator with sheet metal samples for mechanical tests

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení automatického manipulátoru, odebírajícího vzorky plechů pro výrobu polotovarů zkušebních těles, určených k mechanickým zkouškám. Vzorky budou odebírány z válečkového dopravníku za hydraulickými nůžkami a budou ukládány na volné pozice pásových dopravníků, náležících k jednotlivým pracovištím.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte dynamické parametry manipulátoru s ohledem na požadovanou frekvenci přísunu vzorků plechu. Konstrukčně navrhněte zvolené mechanismy manipulátoru na základě zadaných vstupních parametrů a proveďte pevnostní kontrolu vybraných částí.

Seznam odborné literatury:

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby I, II. SNTL Praha, 1974

GAJDŮŠEK, J, ŠKOPÁN M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. VUT v Brně, 1988

JEŘÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. ČVUT Praha, 1981

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marián Laurinec

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 22.10.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem řešení zdvihacího zařízení pro manipulaci se vzorky plechů. Zařízení bude součástí automatické linky na výrobu polotovarů zkušebních těles určených ke zkoušení mechanických vlastností materiálu plechů. Z diskutovaných variant řešení je provedena volba vhodné koncepce zdvihacího zařízení. U zvolené koncepce je navržen průběh pracovního cyklu tak, aby materiálový tok zajišťovaný tímto zařízením vyhovoval potřebám výrobní linky. S využitím stanovených parametrů je realizován výpočtový návrh hlavních částí zdvihového a pojezdového ústrojí a dále je provedena pevnostní kontrola části ocelové konstrukce. Přílohy této práce tvoří ukázka vytvořeného 3D modelu manipulátoru, výkresová dokumentace sestavy manipulátoru a výkresová dokumentace dispozice výrobní linky.

Klíčová slova

Manipulátor, zdvihové ústrojí, pojezdové ústrojí.

Abstract

This thesis deals with a solution of lifting equipment for sheet metal samples handling. Facility will be part of an automatic production line for semi-finished test specimens for testing the mechanical properties of sheet metals. The options of solutions discussed in this thesis is performed that choice which should be the concept of lifting equipment. Course work cycle of the selected concept is designed, so that material flow provided by the facility meets requirements of the production line. Calculations for the design parts of the main cylinder and the running gear are carried out using a set of parameters and then strength check of steel construction follows. The 3D model of the manipulator, the manipulator assembly drawings and layout drawings of the production line are annexes of this work.

Keywords

Manipulator, lifting mechanisms, travelling mechanisms.

Bibliografická citace

GLOGAR, Matěj. *Manipulátor se vzorky plechů pro mechanické zkoušky*. Brno, 2010. 89 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Marián Laurinec.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu literatury.

V Brně dne 28. 5. 2010

.....

Matěj Glogar

Poděkování

Chtěl bych touto cestou poděkovat vedoucímu práce Ing. Mariánu Laurincovi a pracovníkům firmy Vitcrane s.r.o. za cenné rady a připomínky, které přispěly k vypracování této diplomové práce.

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Formulace problému	14
2.1	Zkouškové hospodářství	14
2.2	Funkce zařízení	15
2.3	Vstupní parametry.....	17
3	Koncepce manipulátoru.....	18
3.1	Rešerše možných řešení	18
3.2	Volba koncepce manipulátoru	19
3.3	Konstrukce manipulátoru	19
3.3.1	Rám	19
3.3.2	Zdvihové ústrojí	20
3.3.3	Pojzdové ústrojí	20
3.3.4	Pohon a brzdění	20
3.3.5	Stabilizace břemene	20
3.3.6	Hmotnost.....	21
4	Pracovní cyklus	22
4.1	Rychlost zdvihu a pojezdu	22
4.2	Polohy zdvihového mechanismu a průběh cyklu.....	22
4.3	Pracovní časy.....	24
4.3.1	Zdvih a spouštění břemene	24
4.3.2	Pojezd manipulátoru	25
4.4	Časový diagram	26
5	Výpočet zdvihového ústrojí	26
5.1	Výpočet lana.....	27
5.1.1	Jmenovité zatížení lana	27
5.1.2	Minimální únosnost lana	28
5.1.3	Minimální průměr lana.....	28
5.1.4	Výběr lana.....	28
5.1.5	Skutečný součinitel bezpečnosti lana	29
5.2	Lanový buben a vodící kladka	30
5.2.1	Minimální průměr roztečné kružnice lanového bubnu	30
5.2.2	Rozměry lanové drážky	30
5.2.3	Průměr bubnu měřený pod lanem	31

5.2.4	Polotovar pro lanový buben.....	31
5.2.5	Navíjená délka lana.....	32
5.2.6	Počet závitů lanového bubnu.....	32
5.2.7	Délka závitové části	33
5.2.8	Minimální průměr roztečné kružnice vodící kladky	33
5.3	Pevnostní kontrola lanového bubnu.....	33
5.3.1	Rozměry lanového bubnu	33
5.3.2	Namáhání lanového bubnu.....	34
5.3.3	Namáhání ohybem	34
5.3.4	Namáhání krutem.....	35
5.3.5	Namáhání vnějším přetlakem	36
5.3.6	Redukované napětí – hypotéza HMM.....	37
5.4	Pohon zdvihu	37
5.4.1	Celková mechanická účinnost	38
5.4.2	Výkon elektromotoru.....	38
5.4.3	Volba elektromotoru	38
5.4.4	Otáčky lanového bubnu	39
5.4.5	Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem	39
5.4.6	Volba převodovky.....	39
5.4.7	Kontrola zatížení výstupního hřídele a ložisek převodovky.....	40
5.4.8	Skutečné otáčky lanového bubnu	41
5.4.9	Skutečná rychlost zdvihu	41
5.5	Kontrola elektromotoru zdvihu	42
5.5.1	Celkový převod zdvihového ústrojí	42
5.5.2	Statický moment břemene	42
5.5.3	Moment zrychlujících sil posuvných hmot	42
5.5.4	Moment zrychlujících sil rotačních hmot	43
5.5.5	Rozběhový moment elektromotoru	43
5.5.6	Kontrola rozběhového momentu	43
5.6	Klidová brzda zdvihu	44
5.6.1	Brzdný moment klidové brzdy	44
5.6.2	Volba klidové brzdy	44
5.6.3	Brzdný čas při spouštění břemene	45
5.6.4	Vzdálenost uražená břemenem v okamžiku sepnutí brzdy	46
6	Výpočet pojezdového ústrojí.....	46

6.1	Zatížení pojezdových kol.....	46
6.1.1	Maximální zatížení pojezdových kol	46
6.1.2	Maximální zatížení jednoho pojezdového kola	47
6.1.3	Minimální zatížení jednoho pojezdového kola.....	47
6.1.4	Ekvivalentní stálé zatížení kola	47
6.2	Návrh pojezdových kol	48
6.2.1	Předběžně volené rozměry.....	48
6.2.2	Pojezdové otáčky kol.....	49
6.2.3	Součinitel počtu otáček	50
6.2.4	Součinitel trvanlivosti.....	50
6.2.5	Maximální únosnost pojezdového kola	50
6.3	Pohon pojezdu	51
6.3.1	Tažná síla pro překonání pasivních odporů pojezdových kol.....	51
6.3.2	Celkový výkon elektromotorů	52
6.3.3	Výkon jednoho elektromotoru	52
6.3.4	Volba elektromotoru.....	52
6.3.5	Převod mezi elektromotorem a pojezdovým kolem	53
6.3.6	Volba převodovky	53
6.3.7	Skutečná pojezdová rychlost.....	54
6.4	Kontrola trakční schopnosti při rozjezdu.....	54
6.4.1	Adhezní tíha manipulátoru.....	54
6.4.2	Minimální doba rozběhu	54
6.5	Kontrola elektromotorů pojezdu	55
6.5.1	Moment pasivních odporů	55
6.5.2	Zrychlující síla.....	56
6.5.3	Moment zrychlujících sil posuvných hmot.....	56
6.5.4	Moment zrychlujících sil rotačních hmot	56
6.5.5	Celkový rozběhový moment obou elektromotorů	57
6.5.6	Kontrola rozběhového momentu	57
6.6	Klidová brzda pojezdu	58
6.6.1	Volba klidové brzdy.....	58
6.6.2	Moment pasivních odporů při brzdění	58
6.6.3	Síla na zpomalení posuvných hmot	58
6.6.4	Moment na zpomalení sil posuvných hmot	59
6.6.5	Moment na zpomalení sil rotačních hmot	59

6.6.6	Doba nouzového brzdění	59
6.7	Kontrola trakční schopnosti při nouzovém brzdění.....	60
6.7.1	Minimální doba zastavení	60
6.7.2	Dráha uražená manipulátorem v okamžiku sepnutí brzdy	61
7	Hřídel hnacího kola	61
7.1	Zatížení hřídele	61
7.1.1	Kroutící moment.....	61
7.1.2	Radiální síla.....	61
7.1.3	Axiální síla.....	62
7.1.4	Odstupňování a zatížení hřídele	63
7.1.5	Reakce zachycené v podporách	63
7.2	Materiál hřídele	64
7.2.1	Mechanické vlastnosti	64
7.3	Namáhání hřídele.....	65
7.3.1	Průřez II	65
7.3.2	Bezpečnost jednotlivých průřezů	69
8	Výpočet hlavního nosníku mostu	70
8.1	Zatížení	70
8.1.1	Zatěžující síly	71
8.1.2	Součinitelé zatížení	72
8.1.3	Kombinace zatížení.....	73
8.2	Namáhání hlavního nosníku	74
8.2.1	Zatížení a parametry nosníku	74
8.2.2	Zatížení stálá.....	76
8.2.3	Zatížení proměnná.....	76
8.2.4	Zatížení mimořádná	78
8.2.5	Základní kombinace zatížení	78
8.2.6	Mimořádná kombinace zatížení – odpadnutí břemene	79
9	Závěr.....	81
	Literatura.....	82
	Seznam použitých zkratk a symbolů	84
	Seznam příloh.....	89

1 Úvod

Nezbytnou součástí výrobního procesu je manipulace s materiálem. K zajištění materiálového toku mezi jednotlivými výrobními a nevýrobními operacemi slouží prostředky tzv. mezioperační manipulace. Jejich úkolem je především zajištění co nejplynulejšího materiálového toku, zkracování výrobních časů a tím i snižování vlastních nákladů a v neposlední řadě také osvobození člověka od namáhavé fyzické práce. Eliminují tak i riziko selhání lidského faktoru a přinášejí možnost automatizace celého výrobního procesu.

Do skupiny těchto prostředků patří také zdvihací zařízení, která slouží k přemísťování břemen a manipulačních jednotek vertikálním a horizontálním pohybem ve vymezeném prostoru. Jednotlivé druhy těchto zařízení se od sebe po konstrukční stránce mnohdy velmi liší, protože jsou uzpůsobena pro značně rozdílné druhy břemen a rozmanité pracovní podmínky. Přesto se u nich ve většině případů vyskytují společné konstrukční prvky, které se označují jako části zdvihacích zařízení. Základní částí je ocelová konstrukce, která tvoří nosný systém zařízení a dodává mu vnější tvar. Na ocelové konstrukci, případně uvnitř ní, jsou umístěny mechanismy zajišťující pracovní pohyby.

Téma této diplomové práce vzniklo na základě mé spolupráce s firmou Vitcrane s.r.o. zabývající se především projektováním a realizací technologických zařízení jeřábové techniky a homogenizačních skládkových strojů. Objednavatelem zdvihacího zařízení u této firmy je společnost Evraz Vítkovice Steel a.s., patřící mezi přední evropské producenty válcovaných výrobků z oceli.

Předmětem této práce je návrh automatického manipulátoru pro potřeby výrobní linky tzv. zkouškového hospodářství válcovny plechu 3,5 m Kvarto společnosti Evraz Vítkovice Steel.

2 Formulace problému

2.1 Zkouškové hospodářství

Úkolem zkouškového hospodářství je výroba a příprava polotovarů potřebných pro mechanické zkoušky válcovaných plechů. Jedná se o zkoušky tahové, vrubové, zkoušky lámavosti či ohybu, případně jiné dle požadavků odběratele.

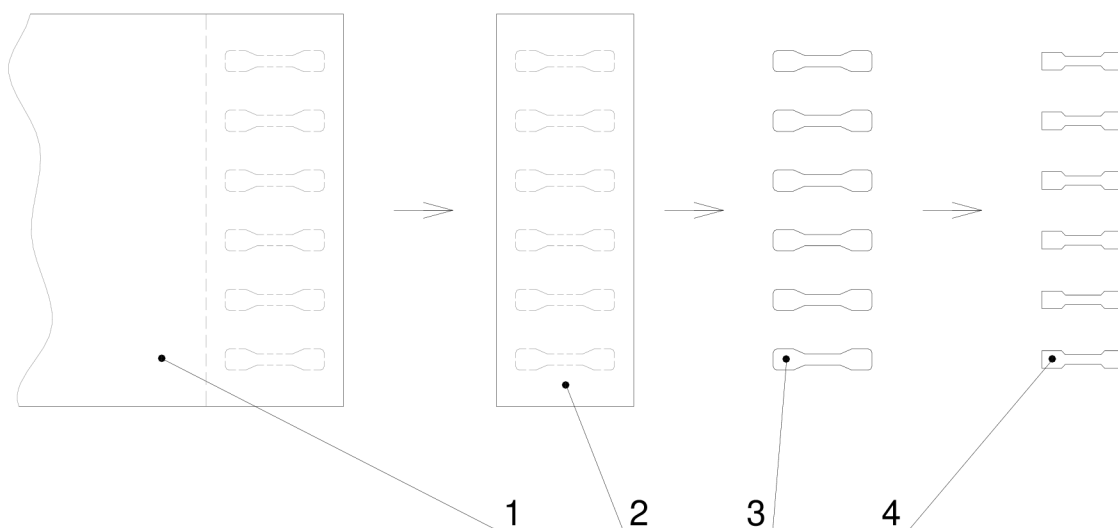
Pro orientaci v dalších kapitolách je vhodné definovat názvosloví, které používám v této práci v souladu s [8] pojednávající o značení, umístění a přípravě zkušebních vzorků a zkušebních těles.

Zkušební vzorek (dále jen vzorek) je část zkušebního kusu (vyválcované tabule plechu), z něhož se zhotovují zkušební polotovary.

Zkušební polotovar (dále jen polotovar) je část zkušební vzorku, mechanicky opracovaná nebo neopracovaná, určená ke zhotovení zkušebních těles.

Zkušební těleso je část zkušební polotovaru stanoveného rozměru, mechanicky opracovaná nebo neopracovaná, připravená ke zkoušení.

Proces výroby zkušebních těles, který bude probíhat na jednotlivých pracovištích zkouškového hospodářství, je schematicky znázorněn na obrázku 2.1. Poloautomatická linka zkouškového hospodářství, jejíž součástí bude navrhované zařízení, zajišťuje část výrobního procesu od oddělení zkušební vzorku nůžkami až po vyrobení polotovarů. Z polotovarů vyráběná zkušební tělesa pak budou zhotovena v dílně zkoušek.



Obr. 2.1 Proces výroby zkušebních těles.

1 – Zkušební kus, 2 – Zkušební vzorek, 3 – Zkušební polotovar, 4 – Zkušební těleso.

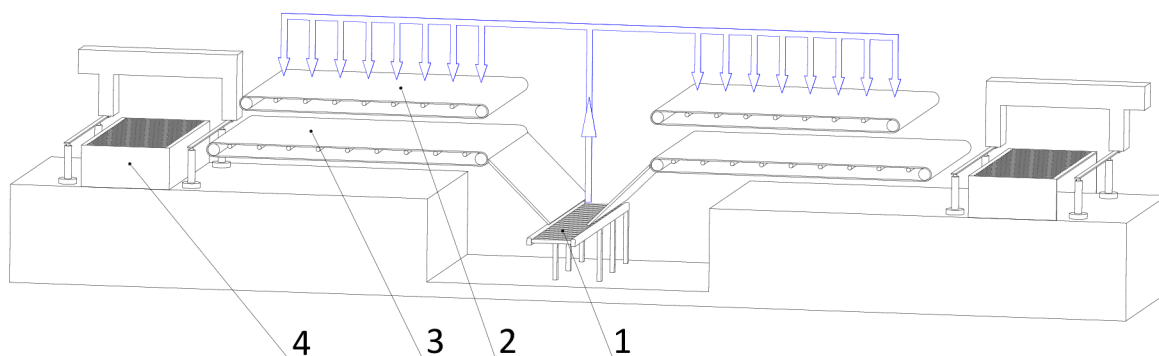
2.2 Funkce zařízení

Z každé tabule plechu vyválcované na trati 3,5m Kvarto bude ustřižen vzorek ve formě pásu plechu. Tyto vzorky budou přepravovány válečkovým dopravníkem umístěným pod úrovní podlahy. Ten bude procházet mezi dvěma samostatnými pracovišti na výrobu polotovarů zkušebních těles ze zmíněných vzorků (pásů) plechu. Na obou pracovištích budou polotovary vyráběny vypalováním z plechů na plazmových pálicích strojích. Je požadováno, aby obsluha obou těchto strojů měla k dispozici vlastní zásobu vzorků plechu různé tloušťky a půdorysných rozměrů. Dle vlastní potřeby si potom bude moci požadovaný vzorek zvolit. Na každém pracovišti proto bude umístěn jeden pásový dopravník sloužící jako zásobník vzorků.

Úkolem navrhovaného zařízení bude doprava vzorků plechu z válečkového dopravníku na pásový dopravník náležící k jednomu z pracovišť. Navržené zdvihací zařízení by mělo být použitelné také pro přesun vzorků z pásového dopravníku na stůl pálicího stroje. V prostoru linky by tedy měly operovat tři zařízení stejné konstrukce. Jedno se bude nacházet na každém z pracovišť a bude ovládáno individuálně obsluhou příslušného pracoviště pomocí dálkového radiového ovladače. Další zařízení přemísťující vzorky z válečkového na pásové dopravníky bude řízeno automaticky nadřazeným systémem linky (dále nazýváno jen automatický manipulátor). Toto řešení by mělo přinést snížení nákladů, protože budou použita tři identická zařízení, a také bude možné nahrazení automatického zdvihadla při jeho poruše stejným zdvihadlem z jednoho z pracovišť. Po dobu opravy tak bude zajištěno alespoň částečné fungování provozu linky.

Ve své práci se proto budu věnovat pouze výpočtu a konstrukci automatického manipulátoru, neboť postranní manipulátory ovládané obsluhou budou konstrukčně shodné. Při návrhu těchto zařízení je tedy možné vycházet z požadavků na automatický manipulátor.

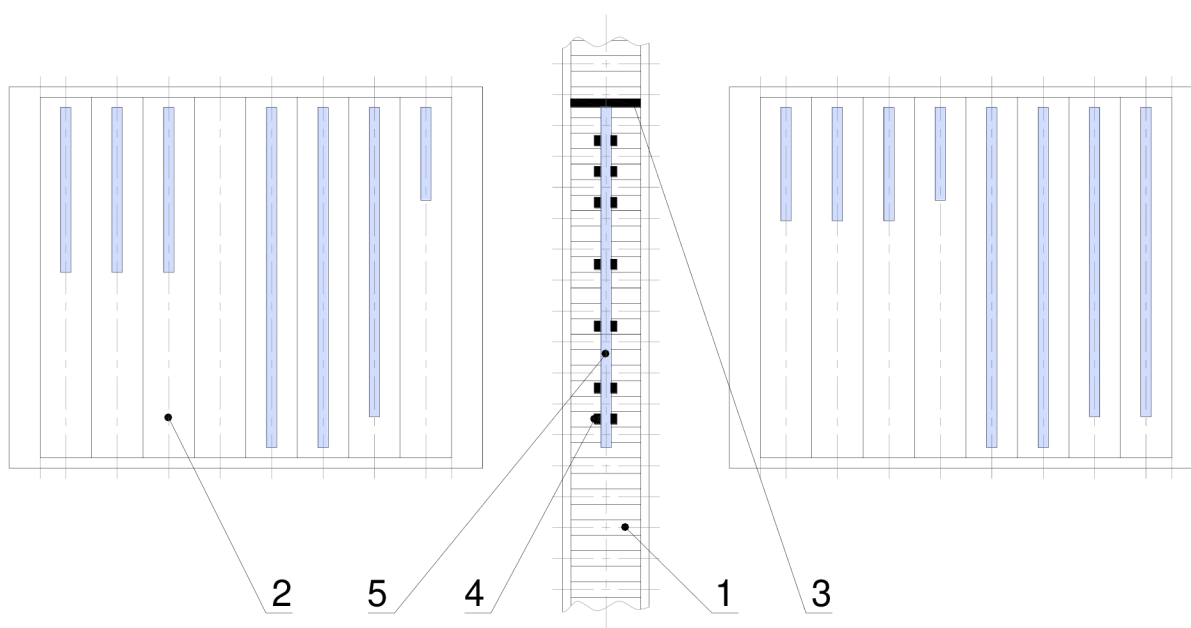
Na obrázku 2.2 je schematicky naznačena požadovaná dráha přesunu vzorku automatickým manipulátorem. Po odebrání vzorku z válečkového dopravníku bude vzorek přemístěn na volnou pozici na jednom z horních pásových dopravníků (dále jen pásové dopravníky). Na každém z těchto dopravníků je osm pozic pro uložení vzorku. Spodní pásové dopravníky slouží pouze k dopravě zbytků po pálení zpět na válečkový dopravník, který je po reverzaci přivádí do šrotovacích nůžek.



Obr. 2.2 Schéma manipulačního prostoru.

1 – Válečkový dopravník, 2 – Horní pásový dopravník, 3 – Spodní pásový dopravník, 4 – Stůl pálicího stroje.

Ustřižený vzorek plechu dopravovaný válečkovým dopravníkem bude zastaven pomocí sklopné narážky v místě mezi oběma pásovými dopravníky a centrován na střed dopravníku nůžkovým mechanismem. Poté dojde k zastavení válečkového dopravníku a nadřazenému systému bude zaslána informace o přítomnosti vzorku a možnosti jeho odebrání. Každý vzorek bude opatřen tepelným znakem nesoucím informace o rozměrech vzorku a ten bude snímán kamerou v místě zastavení vzorku. Tímto způsobem budou informace o rozměrech předány nadřazenému systému. Pokud bude mít systém v této chvíli informaci o volné pozici na pásovém dopravníku, vydá pokyn k uchopení a přemístění vzorku. Vzorek bude vždy umístěn na nejvzdálenější volnou pozici pásového dopravníku. Schéma naznačující systém ukládání vzorků je na obrázku 2.3.



Obr. 2.3 Schéma ukládání vzorků.

1 – Válečkový dopravník, 2 – Pásový dopravník, 3 – Sklopná narážka, 4 – Mechanismus pro centrování vzorku, 5 – Vzorek k uložení.

2.3 Vstupní parametry

Konstrukce zařízení je omezena vstupními parametry uvedenými v tabulce 2.1.

Parametr	Požadavek
Výšková úroveň válečkového dopravníku	-0,450 m od podlahy
Výšková úroveň pásového dopravníku	+1,500 m od podlahy
Maximální výška průjezdného profilu	+4,500 m od podlahy
Rozpětí (v případě použití koncepce portálového nebo mostového jeřábu)	5000 mm
Nosnost	500 kg
Uchopovací prostředek	4x elektrický permanentní magnet
Ovládání	Automatické nadřazeným systémem/Ruční prostřednictvím dálkového ovladače
Přepravovaný materiál	Tlustý plech – konstrukční a legovaná ocel
Minimální rozměr vzorku	5x100x800 mm
Maximální rozměr vzorku	42x450x3300 mm
Teplota vzorku	Do +50 °C
Maximální frekvence přísunu vzorků	120 s
Umístění zařízení	Krytá nevytápěná hala
Teplota okolí	-20 °C až +40 °C

Tab. 2.1 Vstupní parametry pro automatický manipulátor.

Halový jeřáb, pojíždějící nad linkou zkouškového hospodářství, omezuje výšku průjezdného profilu manipulátoru. Při použití koncepce mostového manipulátoru by také bylo nutné dodržet rozpětí jeřábové dráhy z důvodu zajištění přístupu halového jeřábu k celému pracovišti. Ten bude využíván k manipulaci s vanami pálicích strojů, do nichž propadávají zbytky materiálu po vypálení vzorků.

Elektrické permanentní magnety, sloužící jako uchopovací prostředek, budou zavěšeny na traverze tak, aby rovnoměrně pokrývaly celou délku vzorku maximálních zadaných rozměrů. Při přemísťování vzorků menších rozměrů využije nadřazený systém údaje o rozměrech vzorku ke zmagnetizování příslušného počtu elektromagnetů, které budou v kontaktu s jeho povrchem. Šířka pásových dopravníků je uzpůsobena pro uložení vzorku maximálního možného rozměru a činí 3500 mm.

3 Koncepce manipulátoru

3.1 Rešerše možných řešení

U zdvihadel a zařízení jeřábové techniky se při označování jednotlivých druhů těchto strojů zpravidla přihlíží k celkovému tvaru nebo tvaru jejich charakteristické části, druhu pohonu, druhu pohybu a místu použití. Literatura [1], str. 29 a [2], str. 23 uvádí druhy jeřábů. Podmínkám zadání a požadavkům kladeným na zařízení svou koncepcí nejlépe vyhovují:

a) Sloupový jeřáb

Otočný sloup jeřábu by byl umístěn na úrovni podlahy v ose válečkového dopravníku ve stejné vzdálenosti od obou pásových dopravníků. Výhodou tohoto řešení by byla především absence jeřábové dráhy a také to, že by zařízení v odstavné poloze nepřekáželo halovému jeřábu. Na otočném výložníku by pojížděla kočka nesoucí požadovaný uchopovací prostředek - břemenové elektromagnety zavěšené na traverze. V tomto případě by bylo nutné zajistit ještě otáčení traverzy s elektromagnety tak, aby nesený vzorek mohl být umístěn do požadované polohy na pásovém dopravníku. Vzniká tedy potřeba použití většího počtu pohonů (zdvih, pojezd kočky, otoč sloupu, otoč traverzy), než je tomu v případě ostatních navrhovaných variant. Zároveň zde bude poměrně složité pozicování břemene a jeho stabilizace. Použití této koncepce také neposkytuje v případě poruchy možnost nahrazení jednoho zařízení jiným. Realizace potřebného antikolizního systému by navíc byla u tohoto typu zdvihadla náročnější než u ostatních navrhovaných variant.

b) Portálový jeřáb

Výhodou portálového jeřábu je umístění jeřábové dráhy, po které celé zařízení pojíždí. Ta bývá umístěna v podlaze a tím by v tomto případě odpadla nutnost konstrukce vyvýšené jeřábové dráhy, která je nutná u koncepce mostového jeřábu. Jako v předchozím případě by ani zde zařízení v odstavné poloze, případně samotná dráha, nepřekážely halovému jeřábu. Nevýhodou takového řešení by ovšem byla nutnost zajištění bezpečnosti osob oplocením celého pracoviště a jištěním prostoru pomocí čidla. To by bylo nezbytné právě při pojíždění zařízení po jeřábové dráze v úrovni podlahy. Ze zadaného uspořádání linky a požadavků na uchopení břemene také vyplývá, že v příčném směru jeřábové dráhy by nebyl nutný pohyb. Znamená to, že by odpadla nutnost použití jeřábové kočky, což by snížilo finanční náklady na celé zařízení a přineslo snížení energetické náročnosti. Ovšem ani z tohoto hlediska není portálový jeřáb nejvýhodnější variantou. Nevyžadoval by sice tři samostatné pohony jako otočný sloupový jeřáb, ale kvůli vyšší hmotnosti celé konstrukce, především nohou, by bylo nutné osadit zařízení výkonnějšími elektromotory, než v případě mostového jeřábu.

c) Mostový jeřáb

Nosnou konstrukci těchto zdvihacích zařízení tvoří jeřábový most pojíždějící po vyvýšené jeřábové dráze. Ani v tomto případě by nebyl nutný pohyb v příčném směru této dráhy. Z hlediska počtu pohonů a snížení finančních nákladů díky absenci jeřábové kočky je

tedy toto řešení rovnocenné s předchozí variantou. Pro zajištění přístupu halového jeřábu by bylo nutné dodržet rozpětí zadané pro případ použití jeřábové dráhy. Nevýhoda spočívající v nutnosti výstavby jeřábové dráhy je zde vyvážena nižšími náklady na zajištění bezpečnosti osob pracujících v blízkosti zařízení. Hmotnost celého zařízení by v tomto případě byla nižší, což dovoluje použití energeticky méně náročných elektromotorů a menších brzd.

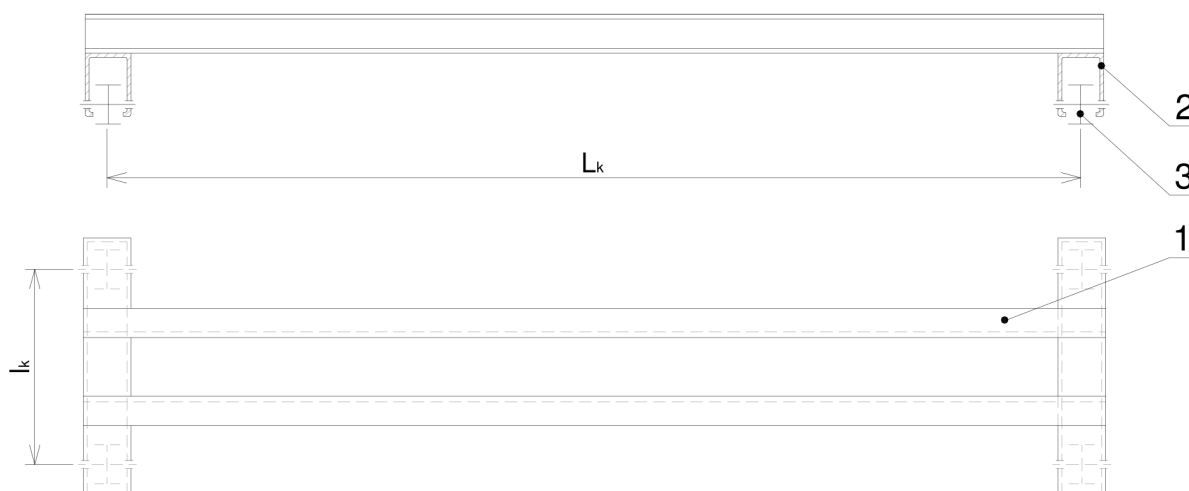
3.2 Volba koncepce manipulátoru

Po analýze předností a nedostatků jednotlivých variant řešení popsanych v provedené rešerši, jsem dospěl k závěru, že nejvýhodnější variantou pro konstrukci automatického manipulátoru je koncepce mostového jeřábu. Toto řešení je z hlediska energetické náročnosti, z hlediska konstrukčního a tedy i z pohledu finančních nákladů na stavbu a provoz zařízení, nejméně náročnou variantou ze všech alternativ popsanych v kapitole 3.1.

3.3 Konstrukce manipulátoru

3.3.1 Rám

Mostové jeřáby a zdvihadla nižších nosností (přibližně do 5 t) jsou ve většině případů řešeny jako jednonosíkové, případně jednonosíkové skříňové. U navrhovaného manipulátoru je ale díky absenci jeřábové kočky výhodnější variantou dvounosíková konstrukce. Použití dvou nosníků volím především z důvodu umístění pohonu zdvihového ústrojí popsaneho níže v kapitole 3.3.2. Nosníky mostu budou tvořeny tyčemi profilu „U“, pro postranní podélné nosníky volím trubku uzavřeného obdélníkového profilu. Rozchod kol je dán požadovaným rozpětím jeřábové dráhy a činí $L_k = 5000$ mm, rozvor volím $l_k = 800$ mm (obr. 3.1).



Obr. 3.1 Rám manipulátoru.

1 – Nosník mostu, 2 – Postranní nosníky, 3 – Pojezdové kolo.

3.3.2 Zdvihové ústrojí

Pro uchopení břemene je požadováno použití čtyř permanentních elektromagnetů zavěšených na traverze. Nesení traverzy volím pomocí dvou lan ukotvených na obou koncích traverzy. Zavěšení elektromagnetů volím pomocí článkových řetězů délky 160 mm, což umožňuje kompenzovat rozdílnou tloušťku vzorků plechu při jejich odebírání z válečkového dopravníku. Při zastavení traverzy v poloze pro odběr vzorku, která bude stejná pro vzorky rozdílných tloušťek, tak bude vždy zajištěno dosednutí elektromagnetů na povrch vzorku. Současně s tím bude zabráněno případnému uvolnění lan nesoucích traverzu v důsledku jejího dosednutí před zastavením pohonu zdvihového ústrojí.

Pohon zdvihu bude tvořen elektromotorem a převodovkou se dvěma výstupními hřídeli. Na každém ze dvou výstupních hřídelů převodovky bude nasazen lanový buben navíjející jedno z lan. Umístění tohoto hnacího mechanismu navrhuji nahoře na nosnících mostu tak, aby lana nesoucí traverzu s břemenovými elektromagnety byla vedena v příčné rovině manipulátoru mezi zmíněnými nosníky (obr. 5.1). Podrobnější specifikace, návrh a výpočet jednotlivých částí zdvihového ústrojí jsou uvedeny v kapitole 5.

3.3.3 Pojezdové ústrojí

Pohyb manipulátoru po kolejnicích jeřábové dráhy řeším pomocí dvou hnacích a dvou hnaných pojezdových kol. Pohon pojezdu volím jako decentrální prostřednictvím dvou elektromotorů s převodovkou nasazených na hřídele hnacích kol. Touto částí se podrobněji zabývá kapitola 6.

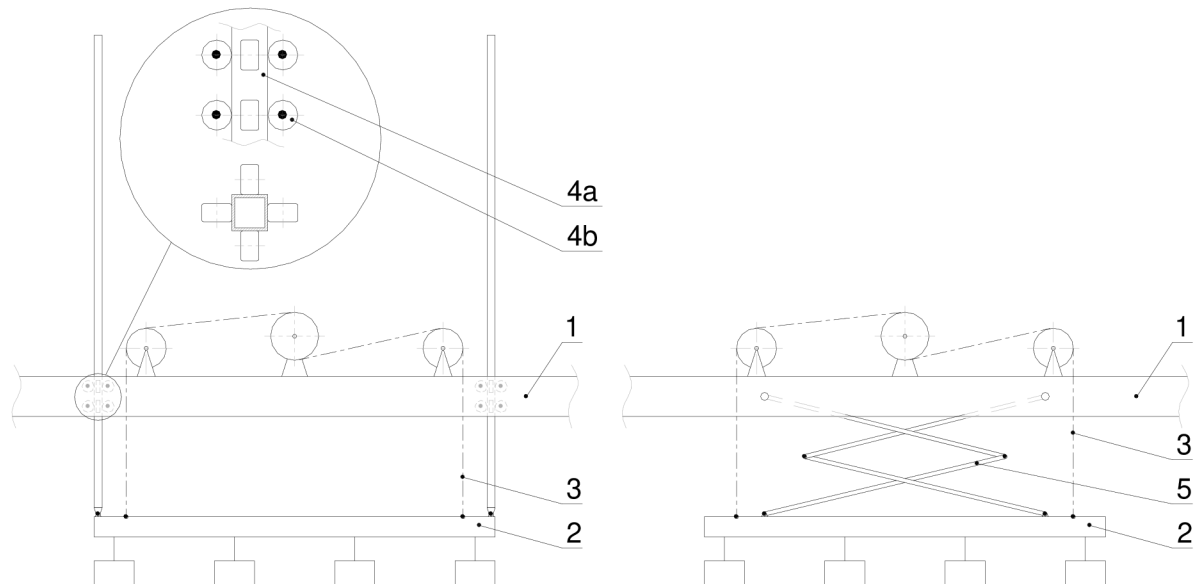
3.3.4 Pohon a brzdění

Pohon zdvihového a pojezdového ústrojí bude realizován prostřednictvím výše zmíněných elektromotorů řízených frekvenčními měniči. Provozní brzdění manipulátoru volím pomocí brzdových odporů frekvenčního měniče. Pro zabezpečení klidové polohy manipulátoru, případně pro havarijní brzdění, budou sloužit klidové brzdy, jejichž návrh a kontrolu provedu v kapitolách 5.6 (pro zdvih) a 6.6 (pro pojezd).

3.3.5 Stabilizace břemene

Z důvodu zajištění požadované přesnosti najíždění traverzy při odebírání a ukládání vzorků je nutné zamezit jejímu možnému výkyvu. K výkyvu by docházelo v důsledku setrvačných sil při nerovnoměrném pohybu manipulátoru. Kývání břemenových elektromagnetů, zavěšených na traverze prostřednictvím článkových řetězů, bude minimalizováno vhodně volenými časy rozběhu a brzdění zdvihového a pojezdového ústrojí tak, aby hodnoty zrychlení nepřesáhly doporučenou hodnotu $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Zajištění fixované polohy traverzy během pohybu lze realizovat použitím tuhého závěsu v podobě sloupového nebo nůžkového stabilizačního mechanismu. Obě varianty jsou schematicky naznačeny na obrázku 3.2. Sloupový mechanismus (v levé části obrázku) se skládá ze dvou stabilizačních sloupů upevněných na koncích traverzy a ze systému vodičích kladek osazených na rámu manipulátoru. Toto řešení ovšem nelze použít z důvodu zadaného omezení výšky průřezného profilu (tab. 2.1). Při traverze vyzvednuté do horní polohy by stabilizační sloupy

zasahovaly do pracovního prostoru halového jeřábu. K zamezení výkyvu traverzy tedy volím použití nůžkového stabilizačního mechanismu zobrazeného v pravé části obrázku 3.2. Mechanismus se skládá z vodících ramen a kloubů. Jednotlivé klouby budou řešeny pomocí čepů zasazených v kluzných ložiscích.



Obr. 3.2 Stabilizační mechanismy.

1 – Rám manipulátoru, 2 – Traverza s břemenovými elektromagnety, 3 – Lano, 4a – Stabilizační sloup, 4b – Vodící kladka, 5 – Rameno nůžkového mechanismu.

3.3.6 Hmotnost

Předběžné určení hmotnosti manipulátoru a stálého břemene na základě známých a uvažovaných hmotností jednotlivých částí stanovují následovně:

$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene [traverza 60 kg, nůžkový mechanismus 95 kg, břemenové elektromagnety 80 kg, ostatní části 5 kg]
$m_m = 850 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene) [ocelová konstrukce 400 kg, pohon zdvihu a pojezdu 200 kg, elektrozařízení 100 kg, ostatní části 150 kg]

4 Pracovní cyklus

Manipulátor musí být schopen přemístit vzorek z válečkového dopravníku na pásový dopravník a přesunout se zpět do vyčkávací polohy během stanovené doby. Touto limitní dobou je zadána maximální frekvence přísunu vzorků (tab. 2.1). Jeden pracovní cyklus je tedy třeba uskutečnit během 120 s.

4.1 Rychlost zdvihu a pojezdu

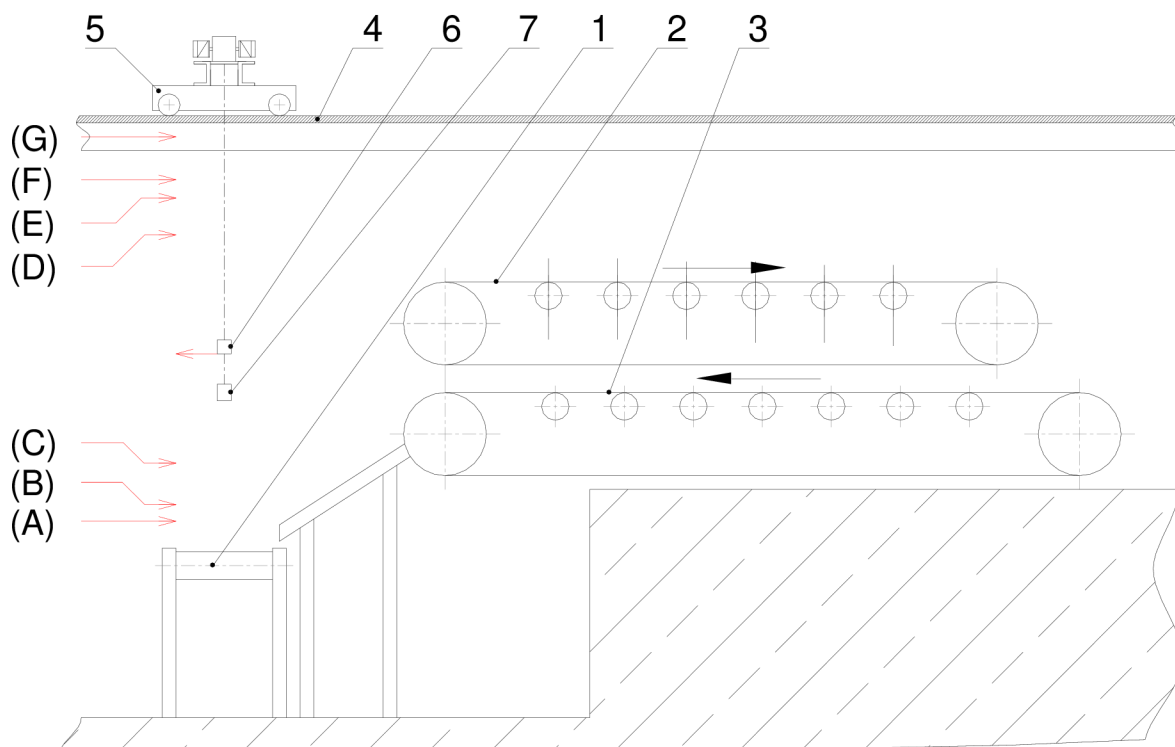
Rychlosti pro zdvih a pojezd předběžně volím s ohledem na obvyklé rychlosti kladkostrojů do nosnosti 1000 kg používané předními výrobci těchto zařízení (GIGA, DEMAG).

Obvyklá rychlost pro zdvih u kladkostrojů zmíněné nosnosti je dle [16] 16 až 20 $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ při výšce zdvihu 6 až 30 m. V případě navrhovaného manipulátoru volím rychlost zdvihu sniženou na $v_z = 8 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ s přihlédnutím k malé výšce zdvihu (pouze 2,5 m). Pohon zdvihového ústrojí manipulátoru by při takto malé výšce zdvihu nebyl schopen dosáhnout rychlosti 16 až 20 $\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$ před dosažením koncové polohy. Díky nižší rychlosti zdvihu bude možno použít pohonnou jednotku menší velikosti s nižší energetickou náročností a zejména nižší hmotností.

Pro pojezd volím v souladu s obvykle používanými rychlostmi dle [16] pojezdovou rychlost $v_p = 20 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$.

4.2 Polohy zdvihového mechanismu a průběh cyklu

Nadřazený systém linky bude určovat polohu traverzy během pracovního cyklu porovnáním údajů z inkrementálního čidla otáček lanových bubnů s pevně definovanými polohami zdvihu. Definování poloh jsem provedl s přihlédnutím k uvažovanému průběhu pracovního cyklu a rozměrům příslušných částí linky a manipulátoru. Polohy zdvihu jsou vyznačeny na obrázku 4.1, jejich výškové úrovně vůči válečkovému a hornímu pásovému dopravníku jsou definovány v tabulce 4.1. Při dosažení horní nebo dolní havarijní polohy bude koncovými spínači přerušena dodávka elektrické energie a tento stav bude prostřednictvím nadřazeného systému signalizován obsluze linky.



Obr. 4.1 Polohy zdvihového mechanismu.

1 – Válečkový dopravník, 2 – Horní pásový dopravník, 3 – Dolní pásový dopravník, 4 – Jeřábová dráha, 5 – Manipulátor, 6 – Traverza, 7 – Břemenový elektromagnet.

Označení polohy	Název polohy	Svislá vzdálenost traverzy od dopravníku [mm]	
		Válečkový	Horní pásový
(A)	Havarijní dolní	220	- 1730
(B)	Pro odběr vzorku	340	- 1610
(C)	Vyčkávací	640	- 1310
(D)	Pro uložení vzorku	2290	340
(E)	Pro rozjezd	2557	607
(F)	Technologická	2690	740
(G)	Havarijní horní	3000	1050

Tab. 4.1 Polohy zdvihového mechanismu.

Na začátku pracovního cyklu se manipulátor bude nacházet nad středem válečkového dopravníku s traverzou spuštěnou ve vyčkávací poloze (C). Po obdržení informací o přítomnosti vzorku, možnosti odběru a uložení se traverza přesune do polohy (B), dojde k položení břemenových elektromagnetů na povrch vzorku a následně k uchopení vzorku. Z polohy (B) bude vzorek vyzvedáván do technologické (přepavní) polohy (F). Během zvedání dojde k dosažení polohy (E), při které se manipulátor začne přemísťovat po jeřábové dráze nad volné místo pro uložení vzorku na pásovém dopravníku. Po zastavení pojezdového ústrojí nad místem pro uložení bude traverza spuštěna do polohy (D) a vzorek bude uvolněn.

Traverza bude vyzvednuta zpět do polohy (F), přičemž v okamžiku dosažení polohy (E) během zvedání se manipulátor začne přemisťovat nad střed válečkového dopravníku. Zde, po zastavení pojezdového ústrojí, bude traverza spuštěna zpět do polohy (C) a pracovní cyklus bude ukončen.

4.3 Pracovní časy

Pro určení celkového času jednoho pracovního cyklu je třeba určit časy jednotlivých operací prováděných manipulátorem. Jednotlivými operacemi, jejichž průběh byl popsán výše, jsou zdvih a spouštění ústrojí zdvihu, pojezd manipulátoru a uchopení, respektive uvolnění břemene.

Doba magnetizace a demagnetizace permanentních břemenových elektromagnetů je dle katalogu výrobce [15]:

$t_m = 5 \text{ s}$ doba magnetizace/demagnetizace permanentních břemenových elektromagnetů dle [15], str. 12 až 14

4.3.1 Zdvih a spouštění břemene

Doba přesunu břemene vertikálním směrem závisí na výšce zdvihu, zvolené rychlosti zdvihu a zrychlení (zpomalení) zdvihu. Zrychlení mechanismu zdvihu je dáno dobou rozběhu na požadovanou rychlost a zpomalení zdvihu dobou brzdění z této rychlosti. Tyto časy lze nastavit pomocí frekvenčního měniče elektromotoru.

Dobu rozběhu a brzdění zdvihu volím s ohledem na eliminaci vzniku dynamických rázů následovně:

$t_{rz} = 2 \text{ s}$ doba rozběhu zdvihu pomocí frekvenčního měniče

$t_{bz} = 2 \text{ s}$ doba brzdění zdvihu pomocí frekvenčního měniče

Časy přesunů mezi potřebnými polohami zdvihu určím podle vztahu (4.1). Jako příklad uvádím výpočet času pro přesun mezi polohami (C) a (B). Vypočítané časy a vzdálenosti poloh jsou zapsány v tabulce 4.2.

$$t_x = \frac{t_{rz}}{2} + \frac{x \cdot 60}{v_z} + \frac{t_{bz}}{2} \quad (4.1)$$

$$t_x = \frac{2}{2} + \frac{300 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{8} + \frac{2}{2}$$

$$t_x = 4,25 \text{ s}$$

kde:

$t_{rz} = 2 \text{ s}$ doba rozběhu zdvihu pomocí frekvenčního měniče

$t_{bz} = 2 \text{ s}$ doba brzdění zdvihu pomocí frekvenčního měniče

$x = 300 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ vzdálenost mezi výchozí a koncovou polohou zdvihu

$v_z = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ zvolená rychlost zdvihu (kap. 4.1)

Výchozí poloha	Koncová poloha	Vzdálenost mezi polohami [mm]	Čas přesunu [s]
(C)	(B)	300	4,25
(B)	(F)	2350	19,63
(F)	(D)	400	5
(F)	(C)	2050	17,38

Tab. 4.2 Vzdařlenosti a řasy řesunů mezi polohami zdvihu.

4.3.2 Pojezd manipulátoru

Doba řesunu manipulátoru po jeřabové dráze závisí na vzdálenosti cílové (koncové) polohy od středu válečkového dopravníku, zvolené rychlosti pojezdu a zrychlení (zpomalení) pojezdu. Zrychlení pojezdu je stejně jako v předchozím případě dáno dobou rozběhu na požadovanou rychlost. Zpomalování pojezdu bude z důvodu dosažení vyšší přesnosti při dojíždění na požadovanou pozici přerušeno a na dobu t_{dp} ustáleno na konstantní rychlost v_{dp} . Po uplynutí času t_{dp} bude zpomalování pokračovat až do zastavení manipulátoru.

Dobu rozběhu a brzdění pojezdu volím s ohledem na plynulost rozběhu následovně:

$t_{rp} = 2 \text{ s}$... doba rozběhu pojezdu pomocí frekvenčního měniče
 $t_{bp} = 2 \text{ s}$... doba brzdění pojezdu pomocí frekvenčního měniče

Sníženou rychlost pojezdu pro přesné najetí na pozici a dobu pojíždění touto rychlostí volím následovně:

$v_{dp} = 2,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... snížená rychlost pojezdu
 $t_{dp} = 1,5 \text{ s}$... doba pojíždění sníženou rychlostí

Časy řesunů manipulátoru z polohy nad středem válečkového dopravníku k jednotlivým pozicím pro uložení vzorku na pásovém dopravníku určím ze vztahu (4.2). Obdobně jako v kapitole 4.3.1 uvádím příklad výpočtu pro jednu z poloh pásového dopravníku. Tabulka 4.3 uvádí horizontální vzdálenosti jednotlivých poloh pásového dopravníku od středu válečkového dopravníku a příslušné řasy řesunu manipulátoru.

$$t_y = \frac{t_{rp}}{2} + \frac{y \cdot 60}{v_p} + \frac{t_{bp}}{2} + t_{dp} \cdot \left(1 - \frac{v_{dp}}{v_p}\right) \quad (4.2)$$

$$t_y = \frac{2}{2} + \frac{1850 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{20} + \frac{2}{2} + 1,5 \cdot \left(1 - \frac{2,5}{20}\right)$$

$$t_y = 8,86 \text{ s}$$

kde:

$t_{rp} = 2 \text{ s}$... doba rozběhu pojezdu pomocí frekvenčního měniče
 $t_{bp} = 2 \text{ s}$... doba brzdění pojezdu pomocí frekvenčního měniče
 $t_{dp} = 1,5 \text{ s}$... doba pojíždění sníženou rychlostí
 $y = 1850 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... vzdálenost mezi výchozí a koncovou polohou pojezdu
 $v_p = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... zvolená rychlost pojezdu (kap. 4.1)

$v_{dp} = 2,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... zvolená snížená rychlost pojezdu

Koncová poloha	Vzdálenost od středu válečkového dopravníku [mm]	Čas přesunu [s]
(1)	1850	8,86
(2)	2350	10,36
(3)	2850	11,86
(4)	3350	13,36
(5)	3850	14,86
(6)	4350	16,36
(7)	4850	17,86
(8)	5350	19,36

Tab. 4.3 *Vzdálenosti a časy přesunů k polohám pojezdu.*

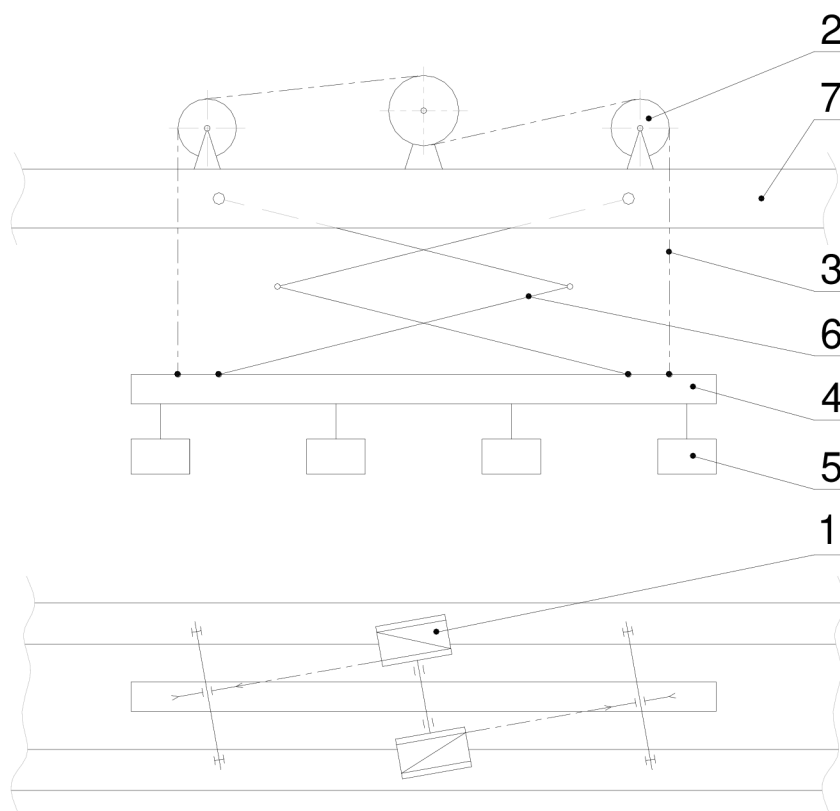
4.4 Časový diagram

Z časů trvání jednotlivých pracovních operací prováděných manipulátorem uspořádaných podle navrženého průběhu pracovního cyklu (kap. 4.2) jsem sestavil časový diagram. Vyjadřuje závislost rychlosti zdvihového a pojezdového ústrojí na čase trvání jednoho pracovního cyklu a zobrazuje návaznost jednotlivých pracovních operací. Časový diagram je uveden v příloze 5 této práce. Diagram jsem sestavil pro nejdéle trvající pracovní cyklus, tj. při přemísťování vzorku na nejvzdálenější pozici pásového dopravníku (poloha 8, tab. 4.3), aby bylo možno ověřit maximální dobu trvání jednoho pracovního cyklu. Jeden pracovní cyklus musí proběhnout v čase menším než je zadaná maximální frekvence přísunu vzorků (120 s).

Maximální doba trvání jednoho pracovního cyklu odečtená z časového diagramu je 95,98 s, takže stanovená podmínka je splněna s dostatečnou časovou rezervou.

5 Výpočet zdvihového ústrojí

Zdihové ústrojí bude zajišťovat vyzvednutí a uložení vzorku prostřednictvím požadovaného uchopovacího prostředku. Délku traverzy, na které jsou zavěšeny břemenné elektromagnety, volím 2700 mm a rozteč lan nesoucích traverzu 2500 mm. Každé z těchto lan bude přes vodící kladku navíjeno na vlastní lanový buben umístěný přímo na výstupním hřídeli zvolené převodovky. Schéma mechanismu zdvihu je na obrázku 5.1. Při pohybu manipulátoru bude traverza stabilizována pomocí nůžkového mechanismu, aby nedocházelo k jejímu rozhoupání společně s neseným břemenem.



Obr. 5.1 Schéma mechanismu zdvihu.

1 – Lanový buben, 2 – Vodící kladka, 3 – Lano, 4 – Traverza, 5 – Permanentní elektromagnet, 6 – Stabilizační (nůžkový) mechanismus, 7 – Rám manipulátoru.

5.1 Výpočet lana

Výpočet lana je proveden dle [7]. Zdvihové ústrojí manipulátoru odpovídá dle [6], pro předpokládaný stav zatěžování L3 a třídu využívání mechanismu T6, klasifikaci M7.

5.1.1 Jmenovité zatížení lana

$$F = \frac{(m_q + m_s) \cdot g}{z_v \cdot n_v \cdot \eta_k} \quad (5.1)$$

$$F = \frac{(500 + 240) \cdot 9,81}{2 \cdot 1 \cdot 0,98}$$

$$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$...	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...	gravitační zrychlení
$z_v = 2$...	počet větví lanového převodu

$n_v = 1$	počet nosných průřezů lana v jedné větvi
$\eta_k = 0,98$	účinnost vodící kladky při uložení na valivých ložiscích dle [13], str. 5, tab. 2

5.1.2 Minimální únosnost lana

$$F_{\min} = Z_p \cdot F \quad (5.2)$$

$$F_{\min} = 7,1 \cdot 3,7 \cdot 10^3$$

$$F_{\min} = 26,27 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$Z_p = 7,1$ minimální součinitel bezpečnosti lana dle [7], str. 6, tab. 1 pro mechanismy klasifikace M7

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$ jmenovité zatížení lana

5.1.3 Minimální průměr lana

$$d_{\min} = C_L \cdot \sqrt{F} \quad (5.3)$$

$$d_{\min} = 0,106 \cdot \sqrt{3,7 \cdot 10^3}$$

$$d_{\min} = 6,45 \text{ mm}$$

kde:

$C_L = 0,106 \frac{\text{mm}}{\sqrt{\text{N}}}$ součinitel výběru lana dle [7], str. 6, tab. 1

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$ jmenovité zatížení lana

5.1.4 Výběr lana

Dle [7], str. 7 musí být jmenovitý průměr vybraného lana v rozmezí d_{\min} až $d_{\min} \cdot 1,25$.

Platí tedy:

$$d_{\min} \leq d \leq d_{\min} \cdot 1,25 \quad (5.4)$$

$$6,45 \text{ mm} \leq d \leq 8,06 \text{ mm}$$

kde:

$d_{\min} = 6,45 \text{ mm}$ minimální průměr lana

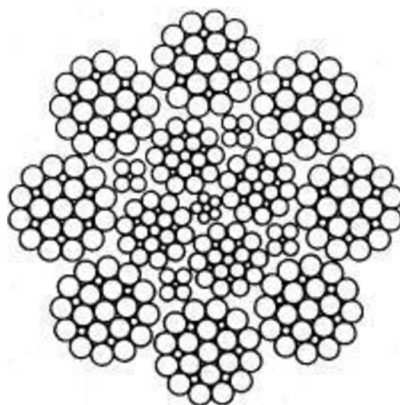
$d [\text{mm}]$ jmenovitý průměr lana

Volím ocelové lano Diepa S 417 – křížové (protisměrné) lano o průměru $d = 8 \text{ mm}$.

Použití: zvedání zátěží při vícelanovém závěsu a malých výškách zdvihu.

Parametr	Hodnota
Označení lana	Diepa S 417
Průměr lana	8 mm
Průřez lana	33,1 mm ²
Hmotnost	30 kg/100 m
Mez pevnosti drátu v tahu	1770 N·mm ⁻²
Minimální pevnost při tažné síle 1770 N/mm ²	50 kN
Počet drátů ve vnějších pramenech	152
Celkový počet drátů	246

Tab. 5.1 Charakteristiky lana Diepa S 417. [18]



Obr. 5.2 Lano Diepa S 417. [18]

5.1.5 Skutečný součinitel bezpečnosti lana

$$Z_s = \frac{F_s}{F} \quad (5.5)$$

$$Z_s = \frac{50 \cdot 10^3}{3,7 \cdot 10^3}$$

$$Z_s = 13,51$$

kde:

$F_s = 50 \cdot 10^3$ N ... minimální pevnost lana při tažné síle 1770 N·mm⁻²

$F = 3,7 \cdot 10^3$ N ... jmenovité zatížení lana

Podmínka:

$$Z_s \geq Z_p \quad (5.6)$$

$$13,51 \geq 7,1 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$Z_p = 7,1$... minimální součinitel bezpečnosti lana dle [7], str. 6, tab. 1 pro mechanismy klasifikace M7

5.2 Lanový buben a vodící kladka

K navíjení lan budou použity dva rozměrově identické lanové bubny, jeden s pravým vinutím a druhý s levým vinutím závitu lanové drážky. Upevnění lan volím pomocí lanových příložek. Lanové bubny budou uloženy přímo na oboustranném výstupním hřídeli převodovky. Na straně k převodovce budou vybaveny čelem, které zamezuje sklouznutí lana z bubnu.

Stanovení minimálního průměru roztečné kružnice lanového bubnu a roztečné kružnice vodící kladky je provedeno dle [7].

5.2.1 Minimální průměr roztečné kružnice lanového bubnu

$$D_{bmin} = d \cdot h_1 \cdot t_1 \quad (5.7)$$

$$D_{bmin} = 8 \cdot 22,4 \cdot 0,95$$

$$D_{bmin} = 170,24 \text{ mm}$$

kde:

$d = 8 \text{ mm}$ jmenovitý průměr lana

$h_1 = 22,4$ součinitel výběru pro buben dle [7], str. 8, tab. 2 pro mechanismy klasifikace M7

$t_1 = 0,95$ součinitel typu lana dle [7], str. 8, tab. 3 pro lana s počtem vnějších pramenů 8 až 10

Z konstrukčních důvodů volím průměr roztečné kružnice lanového bubnu $D_b = 215 \text{ mm}$. Použitím většího průměru bubnu dojde ke zkrácení jeho délky, což příznivě ovlivní velikost úhlu náběhu lana na buben.

5.2.2 Rozměry lanové drážky

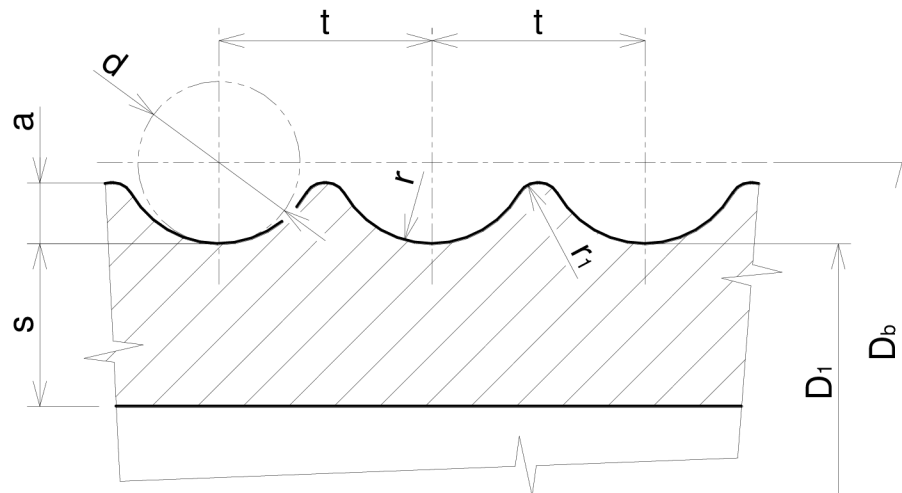
Schéma drážkové části bubnu je na obr. 5.3. Tyto rozměry jsou normalizovány dle ČSN 27 1820 (rozměry čerpány z [5], str. 558) a jejich hodnoty pro lano průměru $d = 8 \text{ mm}$ jsou uvedeny níže. Rozměry jsou rovněž v souladu s ČSN EN 13135-2.

$a = 3 \text{ mm}$ hloubka lanové drážky

$t = 10,5 \text{ mm}$ rozteč lan na bubnu

$r = 5 \text{ mm}$ poloměr lanové drážky

$r_1 = 1 \text{ mm}$ zaoblení přechodu lanové drážky



Obr. 5.3 Rozměry lanové drážky.

a – Hloubka lanové drážky, d – Jmenovitý průměr lana, D_b – Průměr roztečné kružnice lanového bubnu, D_1 – Průměr lanového bubnu měřený pod lanem, r – Poloměr lanové drážky, r_1 – Zaoblení přechodu lanové drážky, s – Tloušťka stěny bubnu, t – Rozteč lan na bubnu.

5.2.3 Průměr bubnu měřený pod lanem

$$D_1 = D_b - d \quad (5.8)$$

$$D_1 = 215 - 8$$

$$D_1 = 207 \text{ mm}$$

kde:

$D_b = 215 \text{ mm}$... průměr roztečné kružnice lanového bubnu

$d = 8 \text{ mm}$... jmenovitý průměr lana

5.2.4 Polotovar pro lanový buben

Volím hladkou bezešvou kruhovou trubku 219x20 mm, ČSN 42 5715.01.

Tloušťka stěny bubnu potom bude:

$$s = s_t - \frac{D_t - D_1}{2} \quad (5.9)$$

$$s = 20 - \frac{219 - 207}{2}$$

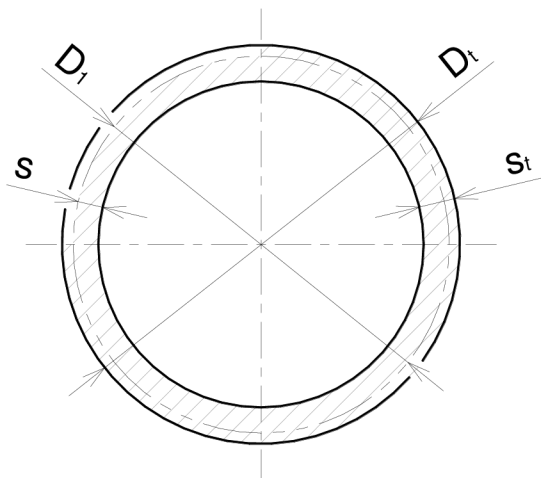
$$s = 14 \text{ mm}$$

kde:

$s_t = 20 \text{ mm}$... tloušťka stěny trubky

$D_t = 219 \text{ mm}$... vnější průměr trubky

$D_1 = 207 \text{ mm}$... průměr bubnu měřený pod lanem (viz. obr. 5.3 a 5.4)



Obr. 5.4 Polotovar pro lanový buben.

D_t – Vnější průměr trubky, D_1 – Průměr bubnu měřený pod lanem, s_t – Tloušťka stěny trubky, s – Tloušťka stěny bubnu.

5.2.5 Navíjená délka lana

$$L_1 = n_v \cdot H \quad (5.10)$$

$$L_1 = 1 \cdot 2500$$

$$L_1 = 2500 \text{ mm}$$

kde:

$H = 2500 \text{ mm}$ výška zdvihu

$n_v = 1$ počet nosných průřezů lana v jedné větvi

5.2.6 Počet závitů lanového bubnu

$$z_b = \frac{L_1}{\pi \cdot D_b} + 2 \quad (5.11)$$

$$z_b = \frac{2500}{\pi \cdot 215} + 2$$

$$z_b = 5,7$$

kde:

$L_1 = 2500 \text{ mm}$ navíjená délka lana

$D_b = 215 \text{ mm}$ průměr roztečné kružnice lanového bubnu

Z důvodu snadnějšího seřizování výšky zdvihu při montáži, údržbě a výměně lan, volím počet závitů lanového bubnu $z_b = 7$.

5.2.7 Délka závitové části

$$l_z = z_b \cdot t \quad (5.12)$$

$$l_z = 7 \cdot 10,5$$

$$l_z = 73,5 \text{ mm}$$

kde:

$z_b = 7$... počet závitů lanového bubnu

$t = 10,5 \text{ mm}$... rozteč lan na lanovém bubnu

5.2.8 Minimální průměr roztečné kružnice vodící kladky

$$D_k = d \cdot h_2 \cdot t_l \quad (5.13)$$

$$D_k = 8 \cdot 25 \cdot 0,95$$

$$D_k = 190 \text{ mm}$$

kde:

$d = 8 \text{ mm}$... jmenovitý průměr lana

$h_2 = 25$... součinitel výběru pro kladku dle [7], str. 8, tab. 2 pro mechanismy klasifikace M7

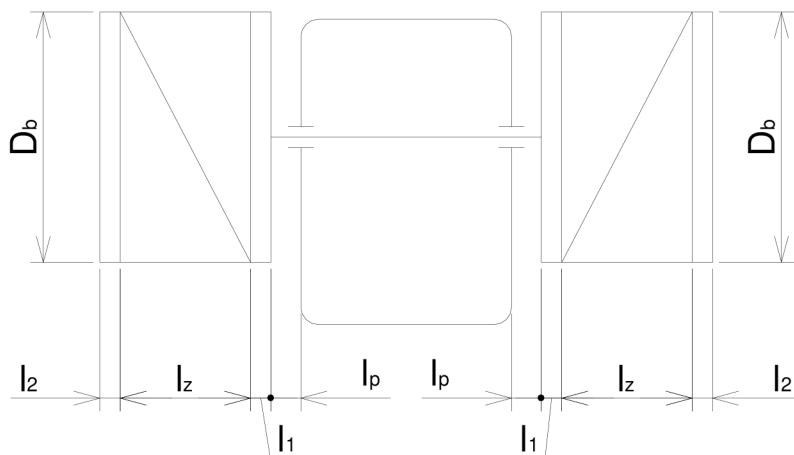
$t_l = 0,95$... součinitel typu lana dle [7], str. 8, tab. 3 pro lana s počtem vnějších pramenů 8 až 10

Průměr roztečné kružnice vodící kladky volím $D_k = 200 \text{ mm}$.

5.3 Pevnostní kontrola lanového bubnu

5.3.1 Rozměry lanového bubnu

Provedení pevnostní kontroly vyžaduje předběžné zvolení rozměrů lanového bubnu uvedených na obrázku 5.5. Tyto rozměry jsou konstrukčně voleny s přihlédnutím k rozměrům již stanoveným výpočtem, předpokládané velikosti převodovky a únosnosti jejích ložisek.



Obr. 5.5 Rozměry lanového bubnu.

D_b – Průměr roztečné kružnice lanového bubnu, l_p - Vzdálenost čela bubnu od místa uložení hřídele převodovky, l_1 - Vzdálenost čela bubnu od počátku vinutí závitů lanové drážky, l_z - Délka závitové části, l_2 - Délka hladké části bubnu pro upevnění lana pomocí lanových příložek.

Potřebné rozměry volím následovně:

$l_p = 45$ mm	vzdálenost čela bubnu od místa uložení hřídele převodovky
$l_1 = 10$ mm	vzdálenost čela bubnu od počátku vinutí závitů lanové drážky
$l_z = 73,5$ mm	délka závitové části
$l_2 = 60$ mm	délka hladké části bubnu pro upevnění lana pomocí lanových příložek

5.3.2 Namáhání lanového bubnu

Ovinutí vedle sebe ležících závitů způsobuje tlaková, ohybová a krutová napětí pláště bubnu. U bubnu s lanem v jedné vrstvě je maximální namáhání v místě náběhu lana na buben. Vzniká zde tlakové napětí a k tomu kolmo působící ohybové napětí. [1]

5.3.3 Namáhání ohybem

Ohybový moment

$$M_o = \frac{1}{2} \cdot F \cdot (l_1 + l_z) \quad (5.14)$$

$$M_o = \frac{1}{2} \cdot 3,7 \cdot 10^3 \cdot (10 + 73,5) \cdot 10^{-3}$$

$$M_o = 154,48 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$F = 3,7 \cdot 10^3$ N	jmenovité zatížení lana
$l_1 = 10$ mm	vzdálenost čela bubnu od počátku vinutí závitů lanové drážky
$l_z = 73,5$ mm	délka závitové části

Modul průřezu

$$W_o = 0,8 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \quad (5.15)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (207 - 14)^2 \cdot 14$$

$$W_o = 4,17 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

kde:

$D_1 = 207 \text{ mm}$... průměr bubnu měřený pod lanem

$s = 14 \text{ mm}$... tloušťka stěny lanového bubnu

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (5.16)$$

$$\sigma_o = \frac{154,48 \cdot 10^3}{4,17 \cdot 10^5}$$

$$\sigma_o = 0,37 \text{ MPa}$$

kde:

$M_o = 154,48 \text{ N} \cdot \text{m}$... ohybový moment

$W_o = 4,17 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$... modul průřezu v ohybu

Podmínka:

$$\sigma_{Do} \geq \sigma_o \quad (5.17)$$

$$10 \geq 0,37 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{Do} = 10 \text{ MPa}$... dovolené napětí v ohybu dle [2], str. 41

5.3.4 Namáhání krutem**Krutící moment**

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} \quad (5.18)$$

$$M_k = 3,74 \cdot 10^3 \cdot \frac{215 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_k = 398,02 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$... jmenovité zatížení lana

$D_b = 215 \text{ mm}$... průměr roztečné kružnice lanového bubnu

Modul průřezu

$$W_k = 1,6 \cdot (D_1 - s)^2 \cdot s \quad (5.19)$$

$$W_k = 1,6 \cdot (207 - 14)^2 \cdot 14$$

$$W_k = 8,34 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

kde:

$D_1 = 207 \text{ mm}$ průměr bubnu měřený pod lanem

$s = 14 \text{ mm}$ tloušťka stěny lanového bubnu

Smykové napětí v kritickém průřezu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (5.20)$$

$$\tau_k = \frac{398,02 \cdot 10^3}{8,34 \cdot 10^5}$$

$$\tau_k = 0,48 \text{ MPa}$$

kde:

$M_k = 398,02 \text{ N}\cdot\text{m}$ kroutící moment

$W_k = 8,34 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ modul průřezu v krutu

Podmínka:

$$\tau_{Dk} \geq \tau_k \quad (5.21)$$

$$2 \geq 0,48 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\tau_{Dk} = 2 \text{ MPa}$ dovolené napětí v krutu dle [2], str. 41

5.3.5 Namáhání vnějším přetlakem

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} \quad (5.22)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{3,7 \cdot 10^3}{14 \cdot 10,5}$$

$$\sigma_{tl} = 25,19 \text{ MPa}$$

kde:

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$ jmenovité zatížení lana

$s = 14 \text{ mm}$ tloušťka stěny lanového bubnu

$t = 10,5 \text{ mm}$ rozteč závitů lanového bubnu

5.3.6 Redukované napětí – hypotéza HMH

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{\text{tl}}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{\text{tl}} + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{0,37^2 + 25,19^2 - 0,37 \cdot 25,19 + 3 \cdot 0,48^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 25,02 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_o = 0,37 \text{ MPa}$... ohybové napětí
 $\sigma_{\text{tl}} = 25,19 \text{ MPa}$... namáhání vnějším přetlakem
 $\tau_k = 0,48 \text{ MPa}$... smykové napětí v kritickém průřezu

Podmínka:

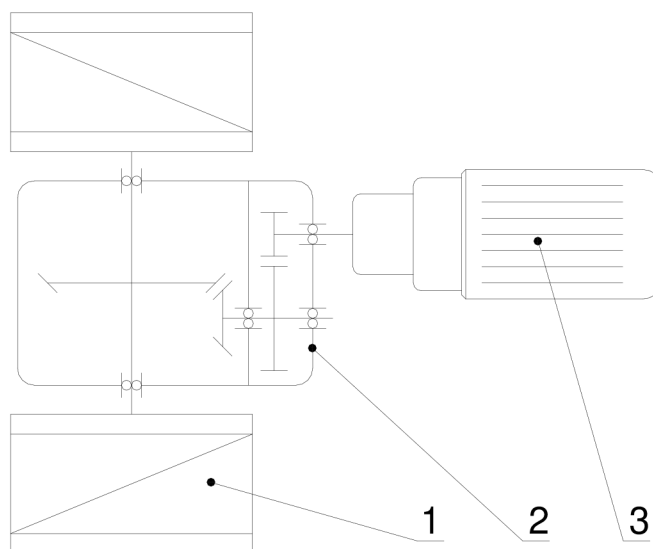
$$\sigma_{\text{Dred}} \geq \sigma_{\text{red}} \quad (5.24)$$

$$100 \geq 25,02 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{\text{Dred}} = 100 \text{ MPa}$... dovolené napětí dle [2], str. 42

5.4 Pohon zdvihu



Obr. 5.6 Schéma pohonu zdvihu.

1 – Lanový buben, 2 – Převodovka zdvihového ústrojí, 3 – Elektromotor zdvihu s havarijní brzdou.

5.4.1 Celková mechanická účinnost

$$\eta_{cz} = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad (5.25)$$

$$\eta_{cz} = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,96$$

$$\eta_{cz} = 0,9$$

kde:

$\eta_k = 0,98$ účinnost vodící kladky při uložení na valivých ložiscích dle [13], str. 5, tab. 2

$\eta_b = 0,96$ účinnost lanového bubnu

$\eta_p = 0,96$ účinnost převodovky dle [17], str. A7

5.4.2 Výkon elektromotoru

$$P_z = \frac{(m_q + m_s) \cdot g \cdot v_z}{\eta_{cz} \cdot 60 \cdot 10^3} \quad (5.26)$$

$$P_z = \frac{(500 + 240) \cdot 9,81 \cdot 8}{0,9 \cdot 60 \cdot 10^3}$$

$$P_z = 1,08 \text{ kW}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$ maximální dovolená hmotnost břemene

$m_s = 240 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost stálého břemene

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

$v_z = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ zvolená rychlost zdvihu (kap. 4.1)

$\eta_{cz} = 0,9$ celková mechanická účinnost

5.4.3 Volba elektromotoru

Volím elektromotor firmy NORD s označením 90L/4 TF. NORD dodává elektromotory v sestavení s různými typy převodovek vlastní konstrukce. Vybraný elektromotor bude v sestavení s převodovkou zvolenou níže v kapitole 5.4.7.

Parametr	Hodnota
Označení	NORD 90L/4 TF
Jmenovitý výkon	1,5 kW
Jmenovité otáčky	1395 min ⁻¹
Jmenovitý proud (400 V)	3,55 A
Jmenovitý moment	10,3 N·m
Moment setrvačnosti	0,00313 kg·m ²
Krytí	IP 55
Hmotnost sestavy	viz. kapitola 5.4.7

Tab. 5.2 Charakteristiky elektromotoru zdvihu. [17]

5.4.4 Otáčky lanového bubnu

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b \cdot 10^{-3}} \quad (5.27)$$

$$n_b = \frac{1 \cdot 8}{\pi \cdot 215 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_b = 11,84 \text{ min}^{-1}$$

kde:

- $i_k = 1$... lanový převod
 $v_z = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... zvolená rychlost zdvihu (kap. 4.1)
 $D_b = 215 \text{ mm}$... průměr roztečné kružnice lanového bubnu

5.4.5 Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem

$$i = \frac{n_{jz}}{n_b} \quad (5.28)$$

$$i = \frac{1395}{11,84}$$

$$i = 117,78$$

kde:

- $n_{jz} = 1395 \text{ min}^{-1}$... jmenovité otáčky elektromotoru zdvihu
 $n_b = 11,84 \text{ min}^{-1}$... otáčky lanového bubnu

5.4.6 Volba převodovky

Volím kuželočelní převodovku firmy NORD s označením SK 9042.1 v patkovém provedení s oboustrannou výstupní hřídelí. Převodovka bude v sestavení s elektromotorem zvoleným v kapitole 5.4.4. Z důvodu zvýšeného namáhání ložisek, a tím možného snížení životnosti převodovky, volím provedení se zesílenými ložisky. Zvýšené namáhání je důsledkem zvoleného uložení lanových bubnů pouze na výstupní hřídel převodovky.

Parametr	Hodnota
Označení	SK 9042.1
Přenášený výkon	1,5 kW
Výstupní otáčky	12 min ⁻¹
Výstupní moment	1194 N·m
Převodový poměr	117,79
Hmotnost sestavy	119 kg

Tab. 5.3 Charakteristiky převodovky zdvihu. [17]



Obr. 5.7 Elektromotor a převodovka zdvihu. [17]

5.4.7 Kontrola zatížení výstupního hřídele a ložisek převodovky

Výpočet proveden dle katalogu výrobce [17], str. A9.

Životnost ložiska

Stanovuje se dovolená radiální síla v místě x.

$$F_{RXL} = \frac{z}{y + x} \cdot F_R \quad (5.29)$$

$$F_{RXL} = \frac{241}{181 + 83,5} \cdot 27,2$$

$$F_{RXL} = 24,78 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$F_R = 27,2 \cdot 10^3 \text{ N}$	dovolená radiální síla působící ve středu výstupního hřídele
$x = 83,5 \text{ mm}$	vzdálenost působíště radiální síly od čela převodovky
$y = 181 \text{ mm}$	rozměrový faktor pro zvolenou převodovku
$z = 241 \text{ mm}$	rozměrový faktor pro zvolenou převodovku

Podmínka:

$$F_{RXL} \geq F \quad (5.30)$$

$$24,78 \cdot 10^3 \geq 3,7 \cdot 10^3 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$	jmenovité zatížení lana
--------------------------------	------	-------------------------

Pevnost hřídele

Stanovuje se dovolená radiální síla v místě x.

$$F_{RXW} = \frac{c}{x} \quad (5.31)$$

$$F_{RXW} = \frac{1,22 \cdot 10^6}{83,5}$$

$$F_{RXW} = 14,61 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$c = 1,22 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$... momentový faktor pro zvolenou převodovku

$x = 83,5 \text{ mm}$... vzdálenost působíště radiální síly od čela převodovky

Podmínka:

$$F_{RXW} \geq F \quad (5.32)$$

$$14,61 \cdot 10^3 \geq 3,7 \cdot 10^3 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$F = 3,7 \cdot 10^3 \text{ N}$... jmenovité zatížení lana

5.4.8 Skutečné otáčky lanového bubnu

$$n_{bs} = \frac{n_{jz}}{i_{pz}} \quad (5.33)$$

$$n_{bs} = \frac{1395}{117,79}$$

$$n_{bs} = 11,84 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$n_{jz} = 1395 \text{ min}^{-1}$... jmenovité otáčky elektromotoru zdvihu

$i_p = 117,79$... převodový poměr převodovky zdvihu

5.4.9 Skutečná rychlost zdvihu

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_{bs} \cdot 10^{-3}}{i_k} \quad (5.34)$$

$$v_{zs} = \frac{\pi \cdot 215 \cdot 11,843 \cdot 10^{-3}}{1}$$

$$v_{zs} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

$D_b = 215 \text{ mm}$... průměr roztečné kružnice lanového bubnu

$n_{bs} = 11,84 \text{ min}^{-1}$... skutečné otáčky lanového bubnu

$i_k = 1$... lanový převod

Rozdíl mezi skutečnou a požadovanou rychlostí zdvihu je pouze 0,01%, převodovku tedy lze použít.

5.5 Kontrola elektromotoru zdvihu

5.5.1 Celkový převod zdvihového ústrojí

$$i_{cz} = i_p \cdot i_k \quad (5.35)$$

$$i_{cz} = 117,79 \cdot 1$$

$$i_{cz} = 117,79$$

kde:

$i_p = 117,79$ převodový poměr převodovky zdvihu

$i_k = 1$ lanový převod

5.5.2 Statický moment břemene

$$M_{st} = \frac{(m_q + m_s) \cdot g \cdot D_b \cdot 10^{-3}}{2 \cdot i_{cz} \cdot \eta_{cz}} \quad (5.36)$$

$$M_{st} = \frac{(500 + 240) \cdot 9,81 \cdot 215 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 117,79 \cdot 0,9}$$

$$M_{st} = 7,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$ maximální dovolená hmotnost břemene

$m_s = 240 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost stálého břemene

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

$D_b = 215 \text{ mm}$ průměr roztečné kružnice lanového bubnu

$i_{cz} = 117,79$ celkový převod zdvihového ústrojí

$\eta_{cz} = 0,9$ celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí

5.5.3 Moment zrychlujících sil posuvných hmot

$$M_{zsp} = M_{st} \cdot \frac{v_{zs}}{g \cdot t_{rz} \cdot 60} \quad (5.37)$$

$$M_{zsp} = 7,36 \cdot \frac{8}{9,81 \cdot 2 \cdot 60}$$

$$M_{zsp} = 0,05 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_{st} = 7,36 \text{ N} \cdot \text{m}$ statický moment břemene redukováný na hřídel elektromotoru

$v_{zs} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ skutečná rychlost zdvihu

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

$t_{rz} = 2 \text{ s}$... doba rozběhu zdvihu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.1

5.5.4 Moment zrychlujících sil rotačních hmot

$$M_{zsr} = \beta \cdot J_z \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{jz}}{t_{rz} \cdot 60} \quad (5.38)$$

$$M_{zsr} = 1,2 \cdot 3,283 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1395}{2 \cdot 60}$$

$$M_{zsr} = 0,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$\beta = 1,2$... součinitel zahrnující ostatní hmoty dle [1], str. 253

$J_z = 3,283 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti elektromotoru

$n_{jz} = 1395 \text{ min}^{-1}$... jmenovité otáčky elektromotoru zdvihu

$t_{rz} = 2 \text{ s}$... doba rozběhu zdvihu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.1

5.5.5 Rozběhový moment elektromotoru

Při rozběhu musí být elektromotorem dodán rozběhový moment potřebný pro překonání statických odporů a uvedení všech hmot do pohybu.

$$M_{rz} = M_{st} + M_{zsp} + M_{zsr} \quad (5.39)$$

$$M_{rz} = 7,36 + 0,05 + 0,29$$

$$M_{rz} = 7,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_{st} = 7,36 \text{ N} \cdot \text{m}$... statický moment břemene redukovaný na hřídel elektromotoru

$M_{zsp} = 0,05 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment zrychlujících sil posuvných hmot redukovaný na hřídel elektromotoru při délce rozběhu 2 s

$M_{zsr} = 0,29 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment zrychlujících sil rotačních hmot redukovaný na hřídel elektromotoru při délce rozběhu 2 s

5.5.6 Kontrola rozběhového momentu

Spouštěcí moment elektromotoru musí být větší nebo minimálně roven vypočtenému rozběhovému momentu.

Spouštěcí moment elektromotoru

$$M_{sz} = M_{jz} \cdot \xi \quad (5.40)$$

$$M_{sz} = 10,3 \cdot 1,4$$

$$M_{sz} = 14,42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_{jz} = 10,3 \text{ N}\cdot\text{m}$ jmenovitý kroutící moment elektromotoru
 $\xi = 1,4$ součinitel momentové přetížitelnosti elektromotoru dle [11],
 str. 23

Podmínka:

$$M_{sz} \geq M_{rz} \quad (5.41)$$

$$14,42 \geq 7,7 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$M_{rz} = 7,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ rozběhový moment elektromotoru

5.6 Klidová brzda zdvihu

Vzhledem k tomu, že provozní brzdění bude zajištěno pomocí frekvenčního měniče do brzdného odporu po naprogramované rampě, je nutno použít tzv. klidovou brzdu, která zajistí udržení břemene bez pohybu a která bude zároveň plnit i funkci havarijní brzdy, tzn., že zajistí ubrzdění břemene při mimořádné situaci (havarijní poloha zdvihu, použití havarijního tlačítka osobami v okolí dopravníku, výpadek napájení).

5.6.1 Brzdný moment klidové brzdy

Při výpočtu brzdného momentu lze vliv momentů zrychlujících sil posuvných a rotačních hmot zanedbat, neboť představují pouze 4,5% statického momentu břemene redukováného na hřídel elektromotoru.

$$M_{bz} = M_{st} \cdot \eta_{cz}^2 \cdot k_b \quad (5.42)$$

$$M_{bz} = 7,36 \cdot 0,9^2 \cdot 2$$

$$M_{bz} = 11,92 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde:

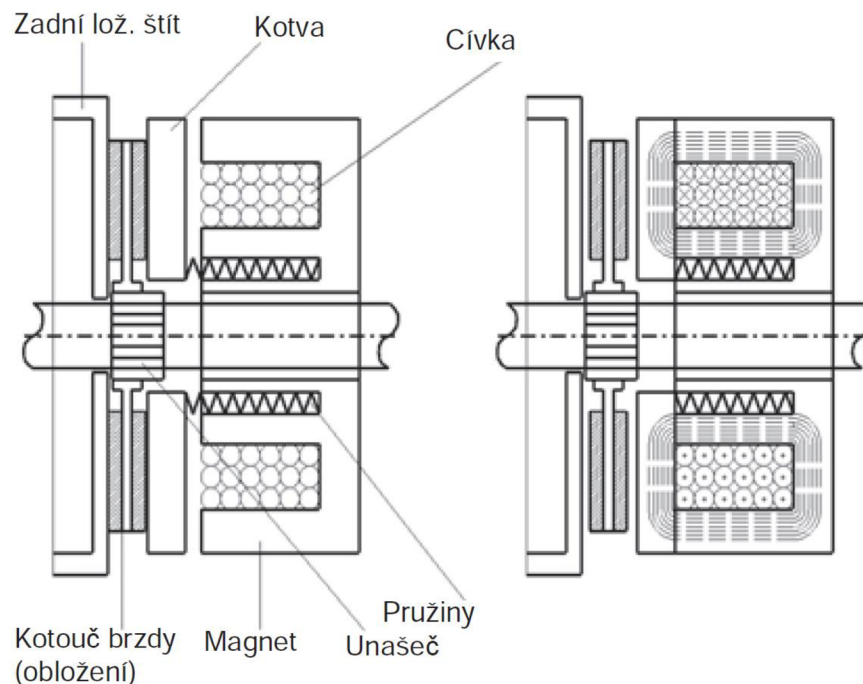
$M_{st} = 7,36 \text{ N}\cdot\text{m}$ statický moment břemene redukováný na hřídel elektromotoru
 $\eta_{cz} = 0,9$ celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
 $k_b = 2$ koeficient statické bezpečnosti brzdy pro těžký provoz dle [2],
 str. 71

5.6.2 Volba klidové brzdy

Volím stejnosměrně spínanou pružinovou brzdu firmy NORD s označením BRE 20 HL. Brzdný moment je 20 N·m, brzda je na společném hřídeli s elektromotorem.

Brzda je dodávána jako volitelné příslušenství k elektromotoru NORD 90L/4. Brzdový kotouč se nachází mezi zadním ložiskovým štítem motoru a plochou kotvy. Přes unašeč přenáší brzdový kotouč brzdný moment na hřídel motoru. Na unašeči se brzdový kotouč může volně axiálně pohybovat. Díky síle pružin tlačí plocha kotvy brzdový kotouč na

zadní ložiskový štít motoru. Tření mezi plochou kotvy a brzdovým obložím, jakož i mezi ložiskovým štítem a obložím z druhé strany, vytváří brzdový moment. Po zapnutí budicího proudu přitáhne elektromagnet desku kotvy proti síle pružin o několik desetin mm od brzdového obložení zpět, čímž dojde k uvolnění brzdového kotouče. Přerušení proudu vede k celkovému přerušení magnetické síly a tlak pružin opět převáží. Tím následuje nucená aktivace brzdného účinku - zabrzdění. Schéma funkce klidové (havarijní) brzdy je na obr. 5.8.



Obr. 5.8 Schéma funkce klidové brzdy. [17]

5.6.3 Brzdný čas při spouštění břemene

$$t_{bs} = \frac{(M_{zsp} \cdot \eta_{cz}^2 + M_{zsr}) \cdot t_{bz}}{M_{Bz} - M_{st} \cdot \eta_{cz}^2} \quad (5.43)$$

$$t_{bs} = \frac{(0,05 \cdot 0,9^2 + 0,29) \cdot 2}{20 - 7,36 \cdot 0,9^2}$$

$$t_{bs} = 0,05 \text{ s}$$

kde:

$M_{zsp} = 0,05 \text{ N}\cdot\text{m}$...	moment zrychlujících sil posuvných hmot redukováný na hřídel elektromotoru při délce rozběhu 2 s
$M_{zsr} = 0,29 \text{ N}\cdot\text{m}$...	moment zrychlujících sil rotačních hmot redukováný na hřídel elektromotoru při délce rozběhu 2 s
$M_{st} = 7,36 \text{ N}\cdot\text{m}$...	statický moment břemene redukováný na hřídel elektromotoru
$M_{Bz} = 20 \text{ N}\cdot\text{m}$...	brzdový moment zvolené brzdy
$\eta_{cz} = 0,9$...	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
$t_{bz} = 2 \text{ s}$...	doba brzdění zdvihu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.1

5.6.4 Vzdálenost uražená břemenem v okamžiku sepnutí brzdy

$$L_{bs} = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_{zs} \cdot t_{bs}}{60} \quad (5.44)$$

$$L_{bs} = \frac{1}{2} \cdot \frac{8 \cdot 0,05}{60}$$

$$L_{bs} = 3,09 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

kde:

$v_{zs} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ skutečná rychlost zdvihu

$t_{bs} = 0,05 \text{ s}$ brzdný čas při spouštění břemene

Při zvedání břemene budou setrvačné síly v okamžiku sepnutí brzdy působit ve směru původního pohybu, tzn. proti síle gravitační. Brzdný čas (kap. 5.6.3) a vzdálenost uražená břemenem v okamžiku sepnutí brzdy tak budou při zvedání břemene vždy nižší než při spouštění.

6 Výpočet pojezdového ústrojí

Pojezdové ústrojí slouží k pohybu manipulátoru během pracovního cyklu. Pohon pojezdu volím pomocí dvou samostatných pohonných jednotek - elektromotorů s převodovkami nasazenými na hřídele hnacích pojezdových kol.

6.1 Zatížení pojezdových kol

Pro výpočet statického zatížení pojezdových kol lze pro zjednodušení uvažovat u manipulátoru symetrické rozložení hmotnosti na jednotlivá kola.

6.1.1 Maximální zatížení pojezdových kol

$$F_k = (m_q + m_s + m_m) \cdot g \quad (6.1)$$

$$F_k = (500 + 240 + 850) \cdot 9,81$$

$$F_k = 15,59 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$ maximální dovolená hmotnost břemene

$m_s = 240 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost stálého břemene

$m_m = 850 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

6.1.2 Maximální zatížení jednoho pojezdového kola

$$F_{k1\max} = \frac{(m_q + m_s + m_m) \cdot g}{z_k} \quad (6.2)$$

$$F_{k1\max} = \frac{(500 + 240 + 850) \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{k1\max} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$...	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...	gravitační zrychlení
$z_k = 4$...	počet pojezdových kol manipulátoru

6.1.3 Minimální zatížení jednoho pojezdového kola

$$F_{k1\min} = \frac{(m_s + m_m) \cdot g}{z_k} \quad (6.3)$$

$$F_{k1\min} = \frac{(240 + 850) \cdot 9,81}{4}$$

$$F_{k1\min} = 2,67 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...	gravitační zrychlení
$z_k = 4$...	počet pojezdových kol manipulátoru

6.1.4 Ekvivalentní stálé zatížení kola

$$K_E = \frac{F_{k1\min} + 2 \cdot F_{k1\max}}{3} \quad (6.4)$$

$$K_E = \frac{2,67 \cdot 10^3 + 2 \cdot 3,9 \cdot 10^3}{3}$$

$$K_E = 3,49 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$F_{k1\min} = 2,67 \cdot 10^3 \text{ N}$...	minimální zatížení jednoho pojezdového kola
$F_{k1\max} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ N}$...	maximální zatížení jednoho pojezdového kola

6.2 Návrh pojezdových kol

Hlavním nosným elementem jeřábové dráhy bude ocelová tyč profilu „I“. Hlavu kolejnice bude tvořit čtyřhranný ocelový profil rozměru 30x30 mm přivařený přerušovaným svařem k horní pásnici nosného profilu. Celkový profil kolejnice je znázorněn na obrázku 6.1.

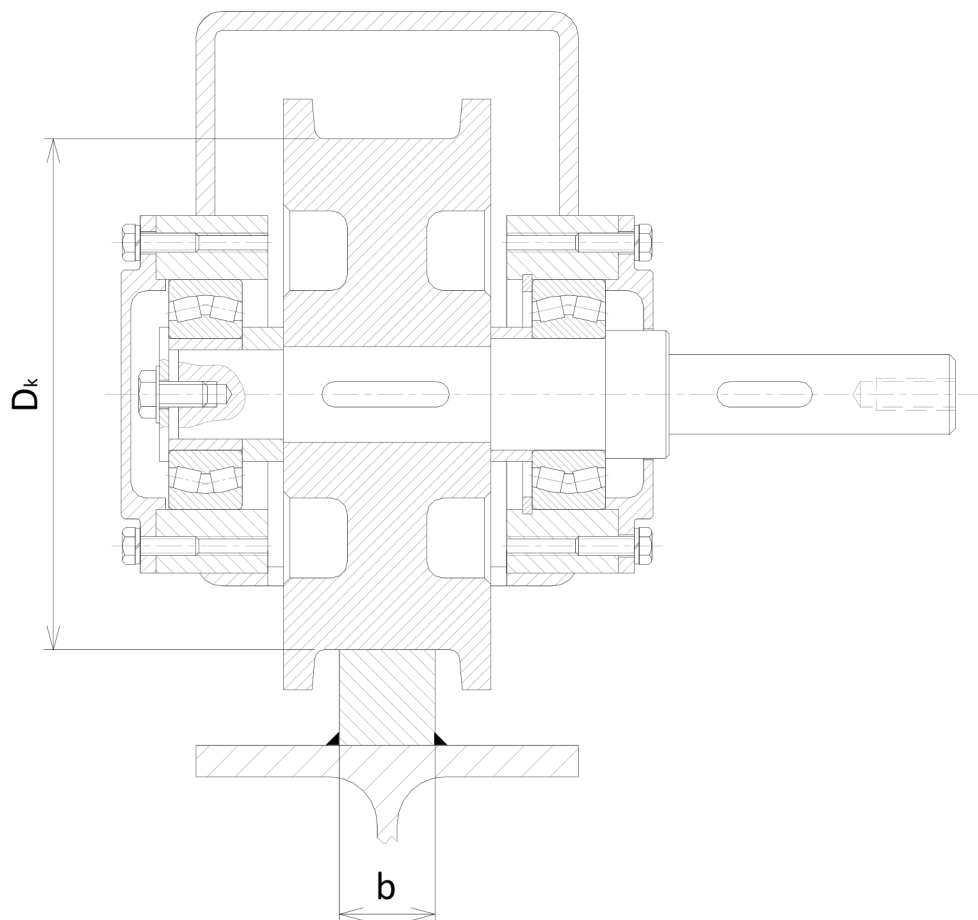
Kola volím s válcovou pojezdovou plochou se dvěma nákolky. Nákolky zachycují síly kolmé k jízdni dráze a tím vedou zdvihací zařízení po kolejnici. S přihlédnutím k možné nepřesnosti jeřábové dráhy i nepřesnosti vlastního manipulátoru je nutné ponechat mezi nákolkem a kolejnicí boční vůli. Pojezdová kola volím obráběná z oceli E335. Tato ocel je vhodná na součásti vystavené velkému měrnému tlaku, u nichž se nevyžaduje svařitelnost. Hřídel každého kola bude otočně uložený ve dvou valivých ložiscích. Spojení pojezdového kola a hřídele volím pomocí těsného pera.

Pojezdová kola se počítají na únavu materiálu v dotykových plochách. Únava se projevuje tvořením jamek v místech dotyku a odloupáváním povrchových vrstev. Začátek jejich tvoření závisí na velikosti namáhání a počtu styků. [1]

6.2.1 Předběžně volené rozměry

Na základě zadaných hodnot a konstrukčního návrhu předběžně volím následující rozměry:

$D_k = 160 \text{ mm}$	průměr pojezdového kola
$b = 30 \text{ mm}$	účinná šířka kolejnice



Obr. 6.1 Schéma hnacího pojezdového kola.

D_k – Průměr pojezdového kola, b – Účinná šířka kolejnice.

6.2.2 Pojezdové otáčky kol

$$n_k = \frac{v_p}{\pi \cdot D_k} \quad (6.5)$$

$$n_k = \frac{20}{\pi \cdot 160 \cdot 10^{-3}}$$

$$n_k = 39,79 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$v_p = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... zvolená pojezdová rychlost (kap. 4.1)

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... průměr pojezdového kola

6.2.3 Součinitel počtu otáček

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} \quad (6.6)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{39,79}}$$

$$f_n = 0,94$$

kde:

$n_k = 39,79 \text{ min}^{-1}$ pojezdové otáčky kol

6.2.4 Součinitel trvanlivosti

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad (6.7)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}}$$

$$f_h = 1,82$$

kde:

$Y = 3000 \text{ h}$ trvanlivost kol pro těžký provoz dle [2], str. 76, tab. 8-9

6.2.5 Maximální únosnost pojezdového kola

$$K_{\max} = k \cdot D_k \cdot b \cdot \frac{f_n}{f_h} \quad (6.8)$$

$$K_{\max} = 8,5 \cdot 10^6 \cdot 160 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,94}{1,82}$$

$$K_{\max} = 21,07 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$k = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ součinitel závislý na materiálu pojezdového kola dle [1], str. 185

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ průměr pojezdového kola

$b = 30 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ účinná šířka kolejnice

$f_n = 0,94$ součinitel počtu otáček

$f_h = 1,82$ součinitel trvanlivosti

Podmínka:

$$K_{\max} \geq F_{k1\max} \quad (6.9)$$

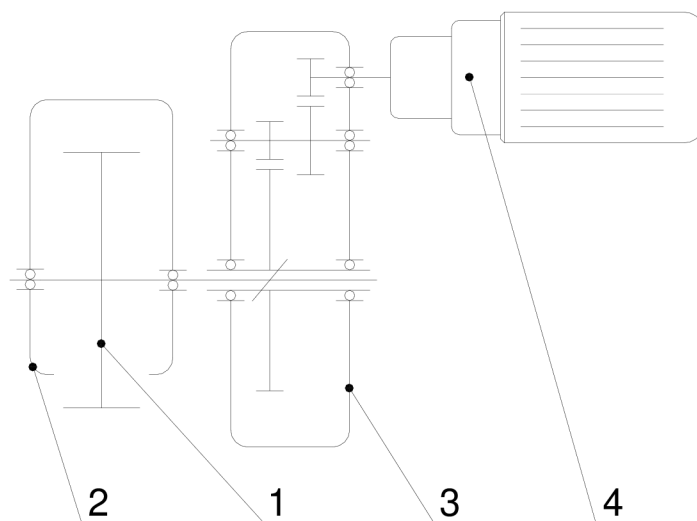
$$21,07 \cdot 10^3 \geq 3,9 \cdot 10^3 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$F_{k1max} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ N}$... maximální zatížení jednoho pojezdového kola

6.3 Pohon pojezdu

Elektromotory pojezdu musejí při pojíždění manipulátoru překonávat moment pasivních odporů a moment sil vzniklých přičením. Po dobu rozjezdu a brzdění se k momentu pasivních odporů přidává ještě moment sil rotačních hmot a moment sil posuvných hmot, které vznikají v důsledku působení setrvačných sil.



Obr. 6.2 Schéma pohonu manipulátoru.

1 – Pojezdové kolo, 2 – Rám manipulátoru, 3 – Převodovka pojezdu, 4 – Elektromotor pojezdu.

6.3.1 Tažná síla pro překonání pasivních odporů pojezdových kol

Odpor pojezdových kol závisí na tření valivém, čepovém a tření nákolků.

$$T = \frac{2 \cdot F_k}{D_k} \cdot (e + f_c \cdot r) \cdot \kappa_o \quad (6.10)$$

$$T = \frac{2 \cdot 15,59 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^{-3}} \cdot (7 \cdot 10^{-4} + 0,025 \cdot 26,725 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,5$$

$$T = 400 \text{ N}$$

kde:

$F_k = 15,59 \cdot 10^3 \text{ N}$... maximální zatížení pojezdových kol

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... průměr pojezdového kola

$e = 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}$... rameno valivého odporu dle [1], str. 255

$f_c = 0,025$... součinitel čepového tření pojezdového kola pro valivá ložiska dle [1], str. 255

$r = 26,725 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... poloměr středů valivých těles ložiska pojezdového kola

$\kappa_o = 1,5$... součinitel tření nálokků o kolejnice dle [1], str. 256

6.3.2 Celkový výkon elektromotorů

$$P_p = \frac{T \cdot v_p}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{cp}} \quad (6.11)$$

$$P_p = \frac{400 \cdot 20}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,85}$$

$$P_p = 0,16 \text{ kW}$$

kde:

$T = 400 \text{ N}$... tažná síla pro překonání pasivních odporů pojezdových kol

$v_p = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... zvolená pojezdová rychlost (kap. 4.1)

$\eta_{cp} = 0,85$... celková účinnost pohonu

6.3.3 Výkon jednoho elektromotoru

$$P_{p1} = \frac{P_p}{z_{pk}} \quad (6.12)$$

$$P_{p1} = \frac{0,16}{2}$$

$$P_{p1} = 0,08 \text{ kW}$$

kde:

$P_p = 0,16 \text{ kW}$... celkový výkon elektromotorů pojezdu

$z_{pk} = 2$... počet poháněných kol

6.3.4 Volba elektromotoru

Pro pohon pojezdu manipulátoru volím elektromotor firmy NORD s označením 63S/4 TW. Stejně jako v případě elektromotoru zdvihu (kap. 5.4.4), bude použit v kombinaci s příslušnou převodovkou téhož výrobce zvolenou v kapitole 6.3.7. Charakteristiky elektromotoru pojezdu jsou uvedeny v tabulce 6.1.

Parametr	Hodnota
Označení	NORD 63S/4 TW
Jmenovitý výkon	0,12 kW
Jmenovité otáčky	1335 min ⁻¹
Jmenovitý proud (400 V)	0,55 A
Jmenovitý moment	0,86 N·m
Moment setrvačnosti	0,21·10 ⁻³ kg·m ²
Krytí	IP 55
Hmotnost sestavy	viz. kapitola 6.3.7

Tab. 6.1 Charakteristiky elektromotoru pojezdu. [17]

6.3.5 Převod mezi elektromotorem a pojezdovým kolem

$$i = \frac{n_{jp}}{n_k} \quad (6.13)$$

$$i = \frac{1335}{39,79}$$

$$i = 33,55$$

kde:

$n_{jp} = 1335 \text{ min}^{-1}$... jmenovité otáčky elektromotoru pojezdu

$n_k = 39,79 \text{ min}^{-1}$... pojezdové otáčky kol

6.3.6 Volba převodovky

Volím plochou převodovkou SK 0182NB od firmy NORD. Převodovka je v provedení s dutým hřídelem pro nasunutí na hřídel poháněného kola.

Parametr	Hodnota
Označení	NORD SK 0182NB
Přenášený výkon	0,12 kW
Výstupní otáčky	41 min^{-1}
Výstupní moment	28 N·m
Převodový poměr	31,81
Hmotnost sestavy	8 kg

Tab. 6.2 Charakteristiky převodovky pojezdu. [17]



Obr. 6.3 Elektromotor a převodovka pojezdu. [17]

6.3.7 Skutečná pojezdová rychlost

$$v_{ps} = \pi \cdot n_p \cdot D_k \quad (6.14)$$

$$v_{ps} = \pi \cdot 41 \cdot 160 \cdot 10^{-3}$$

$$v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

$n_p = 41 \text{ min}^{-1}$ výstupní otáčky převodovky

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ průměr pojezdového kola

Rozdíl mezi skutečnou a původně zvolenou rychlostí pojezdu je pouze 2,95%, převodovku tedy lze použít.

6.4 Kontrola trakční schopnosti při rozjezdu

Tažná síla vyvozená elektromotory nesmí při rozjezdu manipulátoru způsobit prokluz pojezdových kol.

6.4.1 Adhezní tíha manipulátoru

Adhezní tíha udává podíl z celkové hmotnosti manipulátoru a břemene připadající na hnací kola.

$$K_{adh} = \frac{(m_q + m_s + m_m) \cdot g}{z_p} \quad (6.15)$$

$$K_{adh} = \frac{(500 + 240 + 850) \cdot 9,81}{2}$$

$$K_{adh} = 7,79 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$ maximální dovolená hmotnost břemene

$m_s = 240 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost stálého břemene

$m_m = 850 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ gravitační zrychlení

$z_p = 2$ poměr počtu pojezdových kol k počtu poháněných kol manipulátoru

6.4.2 Minimální doba rozběhu

Pro zajištění trakční schopnosti pojezdových kol při rozjezdu musí být zvolená doba rozběhu t_{rp} větší než minimální doba rozběhu. Sílu potřebnou pro zrychlování rotujících hmot lze dle [1], str. 258 zahrnout do součinitele α , kterým násobíme sílu přímočaře se posouvajících hmot.

$$t_{rpmin} = \frac{\alpha \cdot (m_q + m_s + m_m) \cdot v_{ps}}{K_{adh} \cdot f_r - k \cdot T} \quad (6.16)$$

$$t_{rpmin} = \frac{1,1 \cdot (500 + 240 + 850) \cdot 20,61}{7,79 \cdot 10^3 \cdot 0,13 - 1,3 \cdot 400}$$

$$t_{rpmin} = 0,9 \text{ s}$$

kde:

$\alpha = 1,1$...	součinitel zahrnující sílu potřebnou pro zrychlování rotujících hmot dle [1], str. 258
$m_q = 500 \text{ kg}$...	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$...	skutečná pojezdová rychlost
$K_{adh} = 7,79 \cdot 10^3 \text{ N}$...	adhezní tíha manipulátoru
$f_r = 0,15$...	součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu dle [1], str. 258
$k = 1,3$...	bezpečnost vzhledem k tažné síle pro překonání pasivních odporů pojezdových kol dle [1], str. 258
$T = 400 \text{ N}$...	pasivní odpory pojezdových kol

Podmínka:

$$t_{rp} \geq t_{rpmin} \quad (6.17)$$

$$2 \geq 0,9 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$t_{rp} = 2 \text{ s}$...	doba rozběhu pojezdu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.2
------------------------	-----	--

Tažná síla elektromotorů vyvozená při rozjezdu bude přenesena třením mezi pojezdovými koly a kolejnicí.

6.5 Kontrola elektromotorů pojezdu

6.5.1 Moment pasivních odporů

$$M_t = \frac{T \cdot D_k}{2 \cdot i_p \cdot \eta_{cp}} \quad (6.18)$$

$$M_t = \frac{400 \cdot 160 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 31,81 \cdot 0,85}$$

$$M_t = 1,18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$T = 400 \text{ N}$...	tažná síla pro překonání pasivních odporů pojezdových kol
---------------------	-----	---

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr pojezdového kola
$i_p = 31,81$	převodový poměr převodovky pojezdu
$\eta_{cp} = 0,85$	celková účinnost pohonu

6.5.2 Zrychlující síla

$$F_{zp} = \frac{(m_q + m_s + m_m) \cdot v_{ps}}{60 \cdot t_{rp}} \quad (6.19)$$

$$F_{zp} = \frac{(500 + 240 + 850) \cdot 20,61}{60 \cdot 2}$$

$$F_{zp} = 273,07 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$	skutečná pojezdová rychlost
$t_{rp} = 2 \text{ s}$	doba rozběhu pojezdu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.2

6.5.3 Moment zrychlujících sil posuvných hmot

$$M_{zsp} = F_{zp} \cdot \frac{D_k}{2 \cdot i_p \cdot \eta_{cp}} \quad (6.20)$$

$$M_{zsp} = 273,07 \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 31,81 \cdot 0,85}$$

$$M_{zsp} = 0,81 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$F_{zp} = 273,07 \text{ N}$	zrychlující síla
$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$	průměr pojezdového kola
$i_p = 31,81$	převodový poměr převodovky pojezdu
$\eta_{cp} = 0,85$	celková účinnost pohonu

6.5.4 Moment zrychlujících sil rotačních hmot

$$M_{zsr} = k_m \cdot \alpha \cdot J_p \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{jp}}{60 \cdot t_{rp}} \quad (6.21)$$

$$M_{zsr} = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1335}{60 \cdot 2}$$

$$M_{zsr} = 0,04 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$k_m = 2$...	počet elektromotorů
$\alpha = 1,1$...	součinitel zahrnující sílu potřebnou pro zrychlování rotujících hmot dle [1], str. 253
$J_z = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$...	moment setrvačnosti jednoho elektromotoru
$n_{jp} = 1335 \text{ min}^{-1}$...	jmenovité otáčky elektromotoru pojezdu
$t_{rp} = 2 \text{ s}$...	doba rozběhu pojezdu pomocí frekvenčního měniče zvolená dle kapitoly 4.3.2

6.5.5 Celkový rozběhový moment obou elektromotorů

Při rozběhu musí být elektromotorem dodán rozběhový moment potřebný pro překonání statických odporů a uvedení všech hmot do pohybu.

$$M_{rp} = M_t + M_{zsp} + M_{zsr} \quad (6.22)$$

$$M_{rp} = 1,18 + 0,81 + 0,04$$

$$M_{rp} = 2,03 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$M_t = 1,18 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment pasivních odporů redukováný na hřídele obou elektromotorů

$M_{zsp} = 0,81 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment zrychlujících sil posuvných hmot redukováný na hřídele obou elektromotorů při délce rozběhu 2 s

$M_{zsr} = 0,04 \text{ N} \cdot \text{m}$... moment zrychlujících sil rotačních hmot redukováný na hřídele obou elektromotorů elektromotoru při délce rozběhu 2 s

6.5.6 Kontrola rozběhového momentu

Spouštěcí moment elektromotoru musí být větší nebo minimálně roven vypočtenému rozběhovému momentu.

Celkový spouštěcí moment obou elektromotorů

$$M_{sp} = k_m \cdot M_{jp} \cdot \xi \quad (6.23)$$

$$M_{sp} = 2 \cdot 0,86 \cdot 1,4$$

$$M_{sp} = 2,41 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$k_m = 2$... počet elektromotorů

$M_{jp} = 0,86 \text{ N} \cdot \text{m}$... jmenovitý kroutící moment jednoho elektromotoru

$\xi = 1,4$... součinitel momentové přetížitelnosti elektromotoru dle [11], str. 23

Podmínka:

$$M_{sp} \geq M_{rp} \quad (6.24)$$

$$2,41 \geq 2,03 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$M_{rp} = 2,03 \text{ N}\cdot\text{m}$ celkový rozběhový moment elektromotorů pojezdu

6.6 Klidová brzda pojezdu

V případě hrozící kolize signalizované antikolizním čidlem, požadavku na nouzové zastavení od obsluhy, případně při odpojení nebo výpadku dodávky elektrické energie bude aktivována klidová brzda.

6.6.1 Volba klidové brzdy

Pro každý z elektromotorů pojezdu volím stejnosměrně spínanou pružinovou brzdou firmy NORD s označením BRE 5 HL. Brzdný moment jedné brzdy je $5 \text{ N}\cdot\text{m}$ a je možné jej zredukovat až na hodnotu $0,8 \text{ N}\cdot\text{m}$. Dle katalogu výrobce je tato brzda doporučena pro zvolený elektromotor pojezdu. Brzda je na společném hřídeli s elektromotorem a princip její funkce i spínání je stejný jako v případě klidové brzdy zdvihu (kap. 5.6.2).

Pro havarijní brzdění pojezdu manipulátoru volím brzdný moment jedné brzdy $M_b = 0,8 \text{ N}\cdot\text{m}$.

6.6.2 Moment pasivních odporů při brzdění

$$M_{bt} = \frac{T \cdot D_k \cdot \eta_{cp}}{2 \cdot i_p \cdot \kappa_o} \quad (6.25)$$

$$M_{bt} = \frac{400 \cdot 160 \cdot 10^{-3} \cdot 0,85}{2 \cdot 31,81 \cdot 1,5}$$

$$M_{bt} = 0,57 \text{ N}\cdot\text{m}$$

kde:

$T = 400 \text{ N}$ tažná síla pro překonání pasivních odporů pojezdových kol

$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ průměr pojezdového kola

$\eta_{cp} = 0,85$ celková účinnost pohonu

$i_p = 31,81$ převodový poměr převodovky pojezdu

$\kappa_o = 1,5$ součinitel tření nákolků o kolejnice dle [1], str. 256

6.6.3 Síla na zpomalení posuvných hmot

$$F_{bpb} = \frac{(m_q + m_s + m_m) \cdot v_{ps}}{60 \cdot t_{nbp}} \quad (6.26)$$

$$F_{bpb} = \frac{(500 + 240 + 850) \cdot 20,61}{60 \cdot t_{nbp}}$$

$$F_{bpb} = 546,17 \cdot t_{nbp} \text{ [N]}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$...	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$...	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$...	skutečná pojzdová rychlost
$t_{nbp} [\text{s}]$...	doba nouzového brzdění

6.6.4 Moment na zpomalení sil posuvných hmot

$$M_{bsp} = F_{bp} \cdot \frac{D_k \cdot \eta_{cp}}{2 \cdot i_p} \quad (6.27)$$

$$M_{bsp} = 546,17 \cdot t_{nbp} \cdot \frac{160 \cdot 10^{-3} \cdot 0,85}{2 \cdot 31,81}$$

$$M_{bsp} = 1,17 \cdot t_{nbp} [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde:

$F_{bp} = 546,17 \cdot t_{nbp} [\text{N}]$...	síla na zpomalení posuvných hmot
$D_k = 160 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	průměr pojzdového kola
$i_p = 31,81$...	převodový poměr převodovky pojzdu
$\eta_{cp} = 0,85$...	celková účinnost pohonu
$t_{nbp} [\text{s}]$...	doba nouzového brzdění

6.6.5 Moment na zpomalení sil rotačních hmot

$$M_{bsr} = k_m \cdot \alpha \cdot J_p \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{jp}}{60 \cdot t_{bp}} \quad (6.28)$$

$$M_{bsr} = 2 \cdot 1,1 \cdot 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 1335}{60 \cdot t_{bp}}$$

$$M_{bsr} = 0,07 \cdot t_{nbp} [\text{N} \cdot \text{m}]$$

kde:

$k_m = 2$...	počet elektromotorů
$\alpha = 1,1$...	součinitel zahrnující sílu potřebnou pro zpomalování rotujících hmot dle [1], str. 273
$J_z = 0,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$...	moment setrvačnosti jednoho elektromotoru
$n_{jp} = 1335 \text{ min}^{-1}$...	jmenovité otáčky elektromotoru pojzdu
$t_{nbp} [\text{s}]$...	doba nouzového brzdění

6.6.6 Doba nouzového brzdění

K zastavení brzdícího manipulátoru je třeba brzdící moment, který působí společně s momentem vyvozeným pasivními odpory proti momentům setrvačných sil.

$$k_b \cdot M_b + M_{bt} = M_{bsp} + M_{bsr} \quad (6.29)$$

Z této momentové rovnice vyjádříme dobu brzdění pro zvolenou brzdu:

$$t_{nbp} = \frac{M_{bsp} + M_{bsr}}{k_b \cdot M_b + M_{bt}} \quad (6.30)$$

$$t_{nbp} = \frac{1,17 + 0,07}{2 \cdot 0,8 + 0,57}$$

$$t_{nbp} = 0,57 \text{ s}$$

kde:

$k_b = 2$	počet brzd
$M_b = 0,8 \text{ N}\cdot\text{m}$	brzdňný moment jedné zvolené brzdy
$M_{bt} = 0,57 \text{ N}\cdot\text{m}$	moment pasivních odporů při brzdění
$M_{bsp} = 1,17 \cdot t_{nbp} [\text{N}\cdot\text{m}]$..	moment na zpomalení sil posuvných hmot
$M_{bsr} = 0,07 \cdot t_{nbp} [\text{N}\cdot\text{m}]$...	moment na zpomalení sil rotačních hmot

6.7 Kontrola trakční schopnosti při nouzovém brzdění

6.7.1 Minimální doba zastavení

Tato veličina vyjadřuje minimální dobu pro zastavení manipulátoru, při které by již došlo ke smýkání pojezdových kol po kolejnici.

$$t_{bpm\min} = \frac{\alpha \cdot (m_q + m_s + m_m) \cdot v_{ps}}{K_{adh} \cdot f_s + \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{\kappa_o}} \cdot \frac{v_{ps}}{60} \quad (6.31)$$

$$t_{bpm\min} = \frac{1,1 \cdot (500 + 240 + 850) \cdot 20,61}{7,79 \cdot 10^3 \cdot 0,13 + \frac{1}{2} \cdot \frac{400}{1,5}} \cdot \frac{20,61}{60}$$

$$t_{bpm\min} = 0,52 \text{ s}$$

kde:

$\alpha = 1,1$	součinitel zahrnující sílu potřebnou pro zpomalování rotujících hmot dle [1], str. 273
$m_q = 500 \text{ kg}$	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$v_{ps} = 20,61 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$	skutečná pojezdová rychlost
$K_{adh} = 7,79 \cdot 10^3 \text{ N}$	adhezní tíha manipulátoru
$f_s = 0,13$	součinitel tření kol smýkajících se po kolejnici dle [1], str. 273
$T = 400 \text{ N}$	pasivní odpory pojezdových kol (při výpočtu uvažujeme pouze pasivní odpory nebrzděných kol, tedy poloviční hodnotu této síly)
$\kappa_o = 1,5$	součinitel tření nákolků o kolejnice dle [1], str. 256

Podmínka:

$$t_{nbp} \geq t_{bpm\min} \quad (6.32)$$

$$0,57 \geq 0,52 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

 $t_{nbp} = 0,57 \text{ s}$... doba nouzového brzdění**6.7.2 Dráha uražená manipulátorem v okamžiku sepnutí brzdy**

$$L_{bp} = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_{ps} \cdot t_{nbp}}{60} \quad (6.33)$$

$$L_{bp} = \frac{1}{2} \cdot \frac{20,61 \cdot 0,57}{60}$$

$$L_{bp} = 97,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

kde:

 $v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... skutečná pojezdová rychlost $t_{nbp} = 0,57 \text{ s}$... doba nouzového brzdění

7 Hřídel hnacího kola

Hřídel pojezdového kola je uložen ve dvou soudečkových naklápěcích ložiscích, z nichž jedno je axiálně pevné a druhé je axiálně uvolněno na vnějším kroužku. Na letmé části hřídele za axiálně pevným ložiskem je nasazena převodovka pojezdu, jejíž kroutící moment je přes pružné silentbloky zachycen do konstrukce rámu podvozku. Přenos kroutícího momentu z převodovky na hřídel a z hřídele na pojezdové kolo je v obou případech zajištěn těsným perem.

7.1 Zatížení hřídele

7.1.1 Kroutící moment

Hřídel přenáší výstupní kroutící moment převodovky na pojezdové kolo. Zatížení kroutícím momentem tedy je $M_{kp} = 28 \text{ N} \cdot \text{m}$, což odpovídá výstupnímu momentu převodovky pojezdu (tab. 6.2).

7.1.2 Radiální síla

Statické zatížení hřídele radiální silou je způsobeno vlastní tíhou manipulátoru a tíhou břemene. Odpovídá maximálnímu zatížení jednoho pojezdového kola (kap. 6.1.2), tedy $F_{k1\max} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ N}$. Letmá část hřídele je zatížena vahou převodovky a elektromotoru pojezdu,

kteřá činí 8 kg (tab. 6.2). Vzdálenost těžiště elektropřevodovky od axiálně volného ložiska hřídele je 140 mm. V porovnání s ostatními zatěžujícími silami lze vliv tíhy elektropřevodovky při výpočtu hřídele zanedbat.

7.1.3 Axiální síla

Axiální zatížení hřídele je způsobeno horizontálními silami vzniklými v důsledku příčiení manipulátoru na jeřábové dráze. Velikost axiální síly je dle [14], str. 12 určena radiálním zatížením kol na více zatížené straně manipulátoru a součinitelem příčiení. Tento součinitel vyjadřuje vliv poměru rozchodu kol a rozvoru manipulátoru.

Součinitel příčiení

$$\lambda = 0,025 \cdot \frac{L_k}{l_k} \quad (7.1)$$

$$\lambda = 0,025 \cdot \frac{5000}{800}$$

$$\lambda = 0,16$$

kde:

$L_k = 5000$ mm rozchod kol (rozpětí) manipulátoru

$l_k = 800$ mm rozvor manipulátoru

Axiální síla potom bude:

$$F_{ka} = \lambda \cdot 2 \cdot F_{k1max} \quad (7.2)$$

$$F_{ka} = 0,16 \cdot 2 \cdot 3,9 \cdot 10^3$$

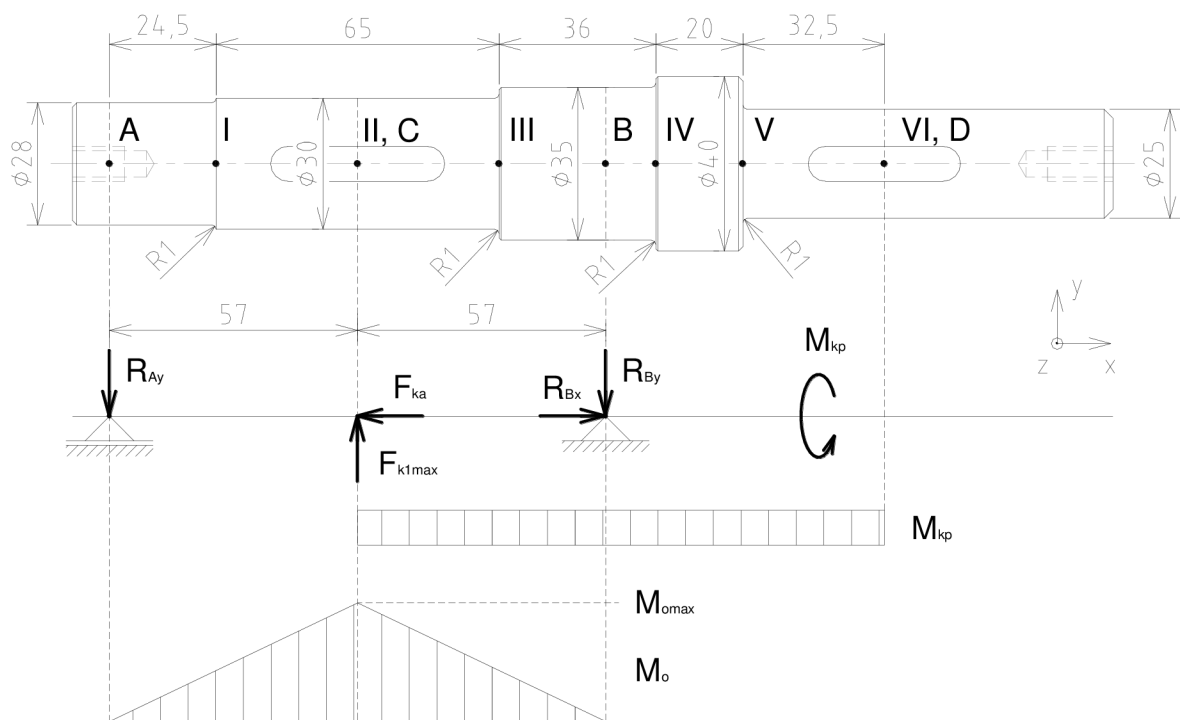
$$F_{ka} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$\lambda = 0,16$ součinitel příčiení

$F_{k1max} = 3,9 \cdot 10^3$ N maximální zatížení jednoho pojezdového kola

7.1.4 Odstupňování a zatížení hřídele



Obr. 7.1 Odstupňování a zatížení hřídele hnacího kola.

A, B – Uložení valivého ložiska, C – Uložení pojzdového kola, D – Uložení převodovky pojzdu
 I – VI – Nebezpečné průřezy.

7.1.5 Reakce zachycené v podporách

$$\Sigma F_x = 0: \quad R_{Bx} - F_{ka} = 0 \quad (7.3)$$

$$\Sigma F_y = 0: \quad -R_{Ay} + F_{k1max} - R_{By} = 0 \quad (7.4)$$

$$\Sigma M_{zA} = 0: \quad -F_{k1max} \cdot 57 + R_{By} \cdot (57 + 57) = 0 \quad (7.5)$$

Z rovnic (7.3), (7.4) a (7.5) vyjádřím velikost reakcí, které je nutné zachytit v ložiscích.

$$R_{Bx} = F_{ka} \quad (7.6)$$

$$R_{Bx} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{F_{k1max} \cdot 57}{57 + 57} \quad (7.7)$$

$$R_{By} = \frac{3,9 \cdot 10^3 \cdot 57}{57 + 57}$$

$$R_{By} = 1,95 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{k1max} - R_{By} \quad (7.8)$$

$$R_{Ay} = 3,9 \cdot 10^3 - 1,95 \cdot 10^3$$

$$R_{Ay} = 1,95 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$R_{Ay} = 1,95 \cdot 10^3 \text{ N}$ vertikální složka reakční síly pod ložiskem v místě A

$R_{Bx} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ N}$ horizontální složka reakční síly pod ložiskem v místě A

$R_{By} = 1,95 \cdot 10^3 \text{ N}$ vertikální složka reakční síly pod ložiskem v místě B

$F_{ka} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ N}$ axiální síla od příčeni manipulátoru

$F_{k1max} = 3,9 \cdot 10^3 \text{ N}$ maximální zatížení jednoho pojezdového kola

7.2 Materiál hřídele

Pro hřídel volím ocel E335 vhodnou na součásti vystavené velkému měrnému tlaku, u nichž se nevyžaduje svařitelnost (hřídele, čepy, ozubená kola).

7.2.1 Mechanické vlastnosti

$R_m = 600 \text{ MPa}$ mez pevnosti v tahu dle [10], str. 26, tab. 8

$R_e = 330 \text{ MPa}$ mez kluzu v tahu dle [10], str. 26, tab. 8

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot R_m \quad (7.9)$$

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot 600$$

$$\sigma_{Co} = 294 \text{ MPa}$$

kde:

$R_m = 600 \text{ MPa}$ mez pevnosti v tahu

Mez únavy v krutu

$$\tau_{Ck} = 0,35 \cdot R_m \quad (7.10)$$

$$\tau_{Ck} = 0,35 \cdot 600$$

$$\tau_{Ck} = 210 \text{ MPa}$$

kde:

$R_m = 600 \text{ MPa}$ mez pevnosti v tahu

7.3 Namáhání hřídele

Při pojíždění manipulátoru je hřídel zatěžován ohybem za rotace. Pro dané zatížení je při výpočtu uvažován nejméně příznivý stav zatěžování – souměrně střídavý ohyb a míjivý krut. V místech, kde dochází ke koncentraci napětí vlivem vrubu, provedu posouzení statické pevnosti hřídele vzhledem k meznímu stavu pružnosti a dynamické posouzení vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti pro počet cyklů $N = 10^7$.

Jednotlivé nebezpečné průřezy jsou namáhány takto:

Průřez I	...	souměrně střídavý ohyb
Průřez II	...	souměrně střídavý ohyb a míjivý krut
Průřez III	...	souměrně střídavý ohyb a míjivý krut
Průřez IV	...	míjivý krut
Průřez V	...	míjivý krut
Průřez VI	...	míjivý krut

V kapitole 7.3.2 uvádím výpočet statické a dynamické bezpečnosti hřídele v nejvíce namáhaném průřezu II (obr. 7.1). Výpočet statické a dynamické bezpečnosti ostatních nebezpečných průřezů jsem určil obdobným způsobem na základě uvažovaného zatěžování těchto průřezů a výsledky uvádím v tabulce 7.1, kapitola 7.3.3.

7.3.1 Průřez II

7.3.1.1 Namáhání ohybem

Ohybový moment

$$M_o = R_{Ay} \cdot x_F \quad (7.11)$$

$$M_o = 1,95 \cdot 10^3 \cdot 57 \cdot 10^{-3}$$

$$M_o = 112,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$R_{Ay} = 1,95 \cdot 10^3 \text{ N}$... vertikální složka reakční síly pod ložiskem v místě A

$x_F = 57 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... horizontální vzdálenost průřezu II od bodu A

Modul průřezu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d_h - t)^2}{2 \cdot d_h} \quad (7.12)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} - \frac{8 \cdot 4,1 \cdot (30 - 4,1)^2}{2 \cdot 30}$$

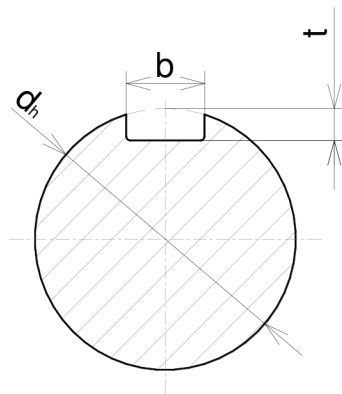
$$W_o = 2284,01 \text{ mm}^3$$

kde:

$d_h = 30 \text{ mm}$... průměr hřídele v průřezu II

$b = 8 \text{ mm}$... šířka drážky pro pero v hřídeli

$t = 4,1 \text{ mm}$ hloubka drážky pro pero v hřídeli



Obr. 7.2 Průřez II hnacího hřídele.

b – Šířka drážky pro pero, d_h – Průměr hřídele v průřezu II, t – Hloubka drážky pro pero.

Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (7.13)$$

$$\sigma_o = \frac{112,29 \cdot 10^3}{2284,01}$$

$$\sigma_o = 49,16 \text{ MPa}$$

kde:

$M_o = 112,29 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ohybový moment

$W_o = 2284,01 \text{ mm}^3$ modul průřezu v ohybu

7.3.1.2 Namáhání krutem

Modul průřezu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d_h - t)^2}{2 \cdot d_h} \quad (7.14)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 4,1 \cdot (30 - 4,1)^2}{2 \cdot 30}$$

$$W_k = 4934,73 \text{ mm}^3$$

kde:

$d_h = 30 \text{ mm}$ průměr hřídele v průřezu II

$b = 8 \text{ mm}$ šířka drážky pro pero v hřídeli

$t = 4,1 \text{ mm}$ hloubka drážky pro pero v hřídeli

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{kp}}{W_k} \quad (7.15)$$

$$\tau_k = \frac{28 \cdot 10^3}{4934,73}$$

$$\tau_k = 5,67 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{kp} = 28 \text{ N}\cdot\text{m}$... výstupní kroutící moment převodovky pojezdu

$W_k = 4934,73 \text{ mm}^3$... modul průřezu v krutu

7.3.1.3 Redukované napětí – hypotéza HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot (\alpha_o \cdot \tau_k)^2} \quad (7.16)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{49,16^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 5,67)^2}$$

$$\sigma_{red} = 49,64 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_o = 49,16 \text{ MPa}$... napětí v ohybu

$\tau_k = 5,67 \text{ MPa}$... napětí v krutu

$\alpha_o = 0,7$... opravný součinitel pro souměrně střídavý ohyb a míjivý krut

7.3.1.4 Kontrola statické pevnosti

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (7.17)$$

$$k_s = \frac{330}{49,64}$$

$$k_s = 6,65$$

kde:

$R_e = 330 \text{ MPa}$... mez kluzu v tahu

$\sigma_{red} = 49,64 \text{ MPa}$... redukované napětí

Podmínka:

$$k_s \geq 1,5 \quad (7.18)$$

$$6,65 \geq 1,5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

7.3.1.5 Kontrola dynamické pevnosti

Pro souměrně střídavý ohyb a míjivý krut platí:

$$\sigma_m = 0 \quad (7.19)$$

$$\sigma_a = \sigma_o = 49,16 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{5,67}{2} = 2,84 \text{ MPa} \quad (7.21)$$

$$\tau_a = \tau_m = 2,84 \text{ MPa} \quad (7.22)$$

kde:

$\sigma_m = 0$	střední napětí v ohybu
$\sigma_a = 49,16 \text{ MPa}$	amplituda napětí v ohybu
$\sigma_o = 49,16 \text{ MPa}$	napětí v ohybu
$\tau_m = 2,84 \text{ MPa}$	střední napětí v krutu
$\tau_a = 2,84 \text{ MPa}$	amplituda napětí v krutu
$\tau_k = 2,84 \text{ MPa}$	napětí v krutu

Bezpečnost v ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_\sigma}{v_\sigma \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_o + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (7.23)$$

$$k_\sigma = \frac{294}{\frac{1,6}{0,76 \cdot 1,47} \cdot 49,16 + 0,05 \cdot 0}$$

$$k_\sigma = 4,18$$

kde:

$\sigma_{Co} = 294 \text{ MPa}$	mez únavy v ohybu
$\sigma_o = 49,16 \text{ MPa}$	napětí v ohybu
$\sigma_m = 0$	střední napětí v ohybu
$\beta_\sigma = 1,6$	vrubový součinitel pro ohyb
$v_\sigma = 0,76$	součinitel velikosti součásti pro ohyb
$\varepsilon_p = 1,47$	součinitel jakosti povrchu součásti
$\psi_\sigma = 0,05$	součinitel vlivu materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb

Bezpečnost v krutu

$$k_\tau = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_\tau}{v_\tau \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_k + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (7.24)$$

$$k_\tau = \frac{210}{\frac{1,5}{0,76 \cdot 1,47} \cdot 5,67 + 0 \cdot 0}$$

$$k_\tau = 55,13$$

kde:

$\tau_{Ck} = 210 \text{ MPa}$	mez únavy v krutu
-------------------------------	------	-------------------

$\tau_k = 5,67$ MPa	...	napětí v krutu
$\tau_m = 0$...	střední napětí v krutu
$\beta_\tau = 1,5$...	vrubový součinitel pro krut
$v_\tau = 0,76$...	součinitel velikosti součásti pro krut
$\varepsilon_p = 1,47$...	součinitel jakosti povrchu součásti
$\psi_\tau = 0$...	součinitel vlivu materiálu na nesouměrnost cyklu pro krut

Dynamická bezpečnost

$$k_d = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (7.25)$$

$$k_d = \frac{4,18 \cdot 55,13}{\sqrt{4,18^2 + 55,13^2}}$$

$$k_d = 4,16$$

kde:

$k_\sigma = 4,18$...	bezpečnost v ohybu
$k_\tau = 55,13$...	bezpečnost v krutu

Podmínka:

$$k_d \geq 1,5 \quad (7.26)$$

$$4,16 \geq 1,5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

7.3.2 Bezpečnost jednotlivých průřezů

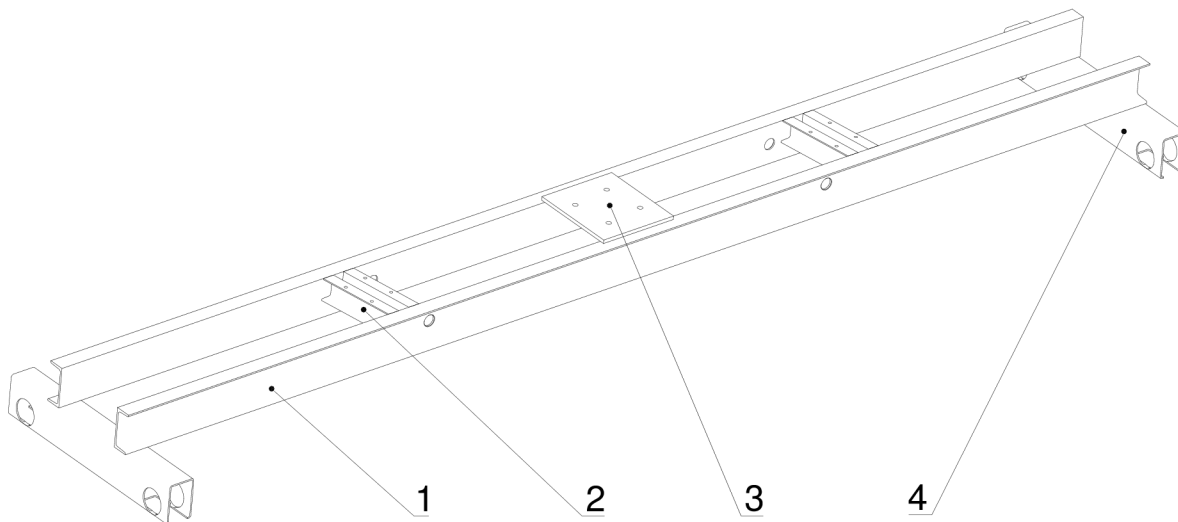
Nebezpečný průřez	Namáhání	Bezpečnost	
		Statická	Dynamická
I	souměrně střídavý ohyb	14,74	8,95
II	souměrně střídavý ohyb a mívivý krut	6,65	4,16
III	souměrně střídavý ohyb a mívivý krut	17,33	11,02
IV	mívivý krut	99,22	89,9
V	mívivý krut	36,16	34,05
VI	mívivý krut	32,78	21,79

Tab. 7.1 Statická a dynamická bezpečnost jednotlivých průřezů hřídele.

Navržený hřídel vyhovuje z hlediska statické i dynamické pevnosti ve všech nebezpečných průřezích.

8 Výpočet hlavního nosníku mostu

Výpočet hlavního nosníku mostu je proveden metodou mezních stavů dle [14]. Konstrukci mostu jsem pro výpočet rozdělil na jednotlivé nosníky a uvažoval zatížení působící na danou výpočtovou část. Schéma ocelové konstrukce manipulátoru je na obrázku 8.1.



Obr. 8.1 Ocelová konstrukce manipulátoru.

1- Hlavní nosník, 2 – Nosník lanové kladky, 3 – Kotevní deska pohonu zdvihu, 4 – Postranní nosník.

8.1 Zatížení

Dle normy [14] se při výpočtu ocelových konstrukcí jeřábů rozeznávají:

a) Zatížení stálá

- vlastní hmotnost nosníku
- hmotnost pohonu zdvihového ústrojí

b) Zatížení proměnná

- tíha jmenovitého břemene
- tíha stálého břemene
- setrvačné síly při zvedání a spouštění celkového břemene
- setrvačné síly při pojíždění manipulátoru

c) Zatížení mimořádná

- odpadnutí břemene
- náraz na nárazníky

8.1.1 Zatěžující síly

Vlastní tíha hlavního nosníku

$$q_{hn} = \frac{m_{hn} \cdot g}{l_c} \quad (8.1)$$
$$q_{hn} = \frac{125 \cdot 9,81}{5000 \cdot 10^{-3}}$$
$$q_{hn} = 245,25 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

$m_{hn} = 125 \text{ kg}$... hmotnost hlavního nosníku a jeho pevných součástí určená pomocí programu Autodesk Inventor
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$... gravitační zrychlení
 $l_c = 5000 \cdot 10^{-3} \text{ m}$... délka hlavního nosníku mezi podporami

Tíha pohonu zdvihového ústrojí

$$G_{pz} = m_{pz} \cdot g \quad (8.2)$$
$$G_{pz} = 190 \cdot 9,81$$
$$G_{pz} = 1,86 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_{pz} = 190 \text{ kg}$... hmotnost pohonu zdvihového ústrojí určená pomocí programu Autodesk Inventor
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$... gravitační zrychlení

Tíha jmenovitého břemene

$$G_q = m_q \cdot g \quad (8.3)$$
$$G_q = 500 \cdot 9,81$$
$$G_q = 4,91 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$... maximální dovolená hmotnost břemene
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$... gravitační zrychlení

Tíha stálého břemene

$$G_s = m_s \cdot g \quad (8.4)$$
$$G_s = 240 \cdot 9,81$$
$$G_s = 2,35 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$m_s = 240 \text{ kg}$... předpokládaná hmotnost stálého břemene
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$... gravitační zrychlení

Setrvačná síla při rozjezdu a brzdění

Norma [14], str. 11 uvádí, že jsou-li největší zrychlující nebo zpomalující síly omezeny třecí silou pojížděcích kol po kolejnici, stanoví se zatížení od setrvačných sil jako součin adhezní tíhy manipulátoru a součinitele tření mezi pojezdovým kolem a kolejnici. V případě navrhovaného manipulátoru je třeba adhezní tíhu rozdělit na dvě části. Část vyvozenou hmotností samotného manipulátoru, jejíž působení uvažují ve středu hlavního nosníku, a část vyvozenou hmotností celkového břemene, která se přenáší rameny stabilizačního mechanismu do dvou míst hlavního nosníku (uložení ramen).

Adhezní tíha manipulátoru (mimo adhezní tíhu celkového břemene):

$$F_{ss1} = \frac{m_m \cdot g}{z_p} \cdot f_s \quad (8.5)$$

$$F_{ss1} = \frac{850 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,15$$

$$F_{ss1} = 625,39 \text{ N}$$

Adhezní tíha celkového břemene:

$$F_{ss2} = \frac{(m_q + m_s) \cdot g}{z_p} \cdot f_s \quad (8.6)$$

$$F_{ss2} = \frac{(500 + 240) \cdot 9,81}{2} \cdot 0,15$$

$$F_{ss2} = 544,46 \text{ N}$$

kde:

$m_q = 500 \text{ kg}$	maximální dovolená hmotnost břemene
$m_s = 240 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost stálého břemene
$m_m = 850 \text{ kg}$	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
$z_p = 2$	poměr počtu pojezdových kol k počtu poháněných kol manipulátoru
$f_s = 0,15$	součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnici při rozjezdu dle [1], str. 258

Síla od nárazu na nárazníky

Dle [1], str. 312 se u zdvihadel pojíždějících rychlostí menší než $36 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ neuvažují účinky sil od nárazu na nárazníky. Proto tyto síly do výpočtu namáhání nezahrnují.

8.1.2 Součinitelé zatížení

Zatížení od vlastní hmotnosti

Součinitel pro zatížení vyvozená vlastní hmotností se dle [14], str. 8 uvažuje $\gamma_g = 1,1$.

Zatížení od břemene

Součinitel zatížení od břemene vyjadřuje náhodné zvětšení jmenovitého břemene při provozu např. zachycením nebo nepřesným stanovením hmotnosti břemene. Hodnota tohoto součinitele dle [14], str. 9, tab. 1, pro druh provozu jeřábu D2, je $\gamma_{lo} = 1,3$.

Zatížení od svislých setrvačných sil při zvedání nebo spouštění břemene

Toto zatížení bude ve výpočtu zahrnuto pomocí dynamického zdvihového součinitele, který se dle [14], str. 10, tab. 2 pro zdvihovou třídu H3 stanoví takto:

$$\delta_h = 1,3 + 0,39 \cdot \frac{v_{zs}}{60} \quad (8.7)$$

$$\delta_h = 1,3 + 0,39 \cdot \frac{8}{60}$$

$$\delta_h = 1,352$$

kde:

$v_{zs} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$... skutečná rychlost zdvihu

Zatížení od svislých setrvačných sil při pojíždění manipulátoru

Účinek dynamických sil vznikajících při pojíždění manipulátoru se do výpočtu zahrne pomocí dynamického pojezdového součinitele. Jeho hodnota pro $v_{zs} < 60 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ($v_{zs} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$) dle [14], str. 11, tab. 4 odpovídá $\delta_t = 1,1$.

Zatížení od setrvačných sil při rozjíždění nebo brzdění manipulátoru

Součinitel zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění nebo brzdění manipulátoru se dle [14], str. 12 uvažuje $\gamma_i = 1,1$.

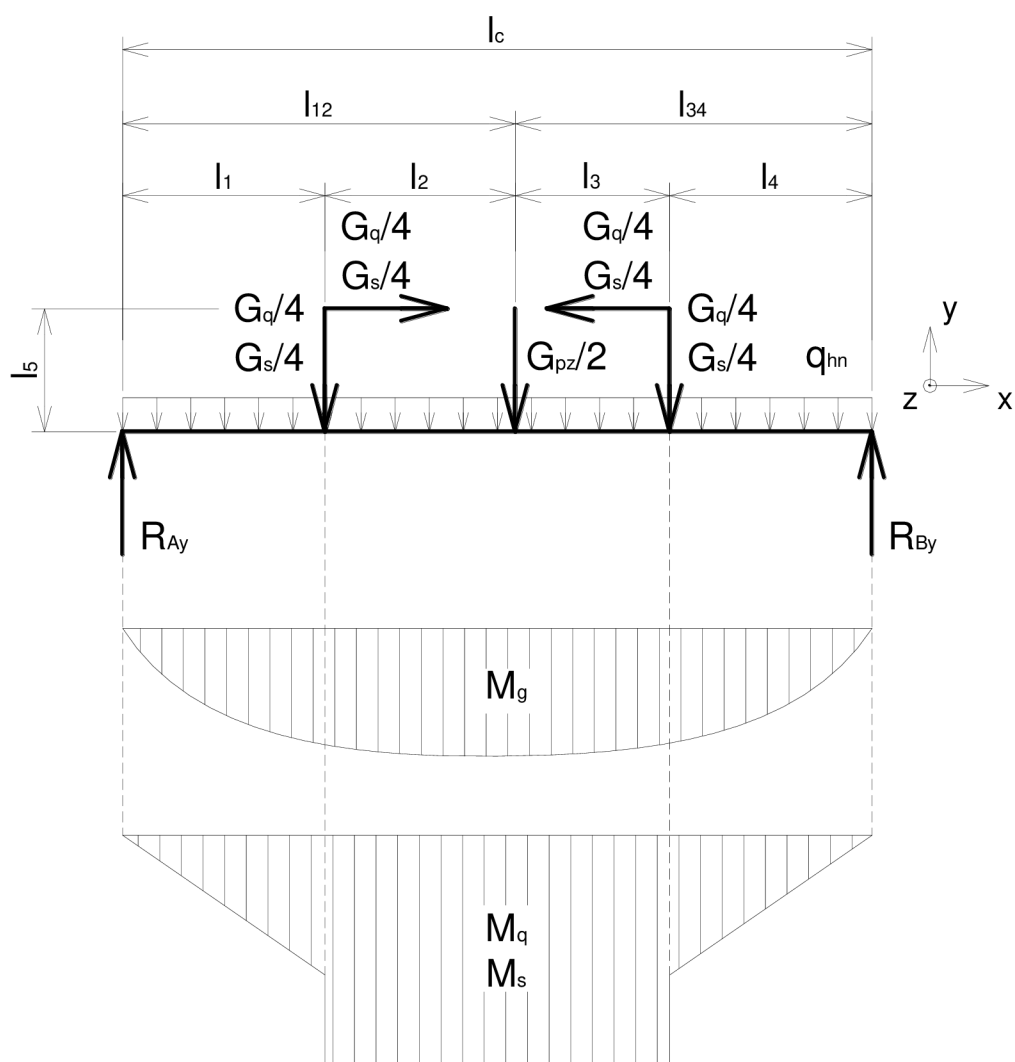
8.1.3 Kombinace zatížení

$\gamma_g \cdot \delta_t$...	zatížení od vlastní hmotnosti
$\gamma_{lo} \cdot \delta_h$...	zatížení od tíhy jmenovitého břemene
$\gamma_g \cdot \delta_h$...	zatížení od tíhy stálého břemene

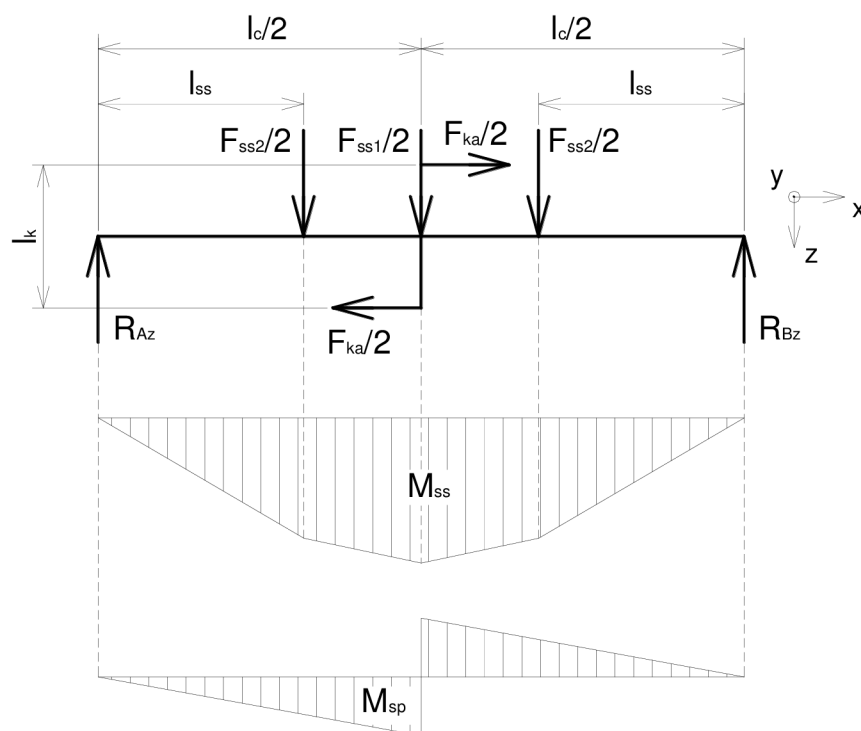
8.2 Namáhání hlavního nosníku

Hlavní nosník je na obou koncích uložen na příčných nosnících, v nichž jsou uložena pojezdová kola manipulátoru. Jednotlivá zatížení, která působí na hlavní nosník, jsou uvedena níže v příslušných kapitolách.

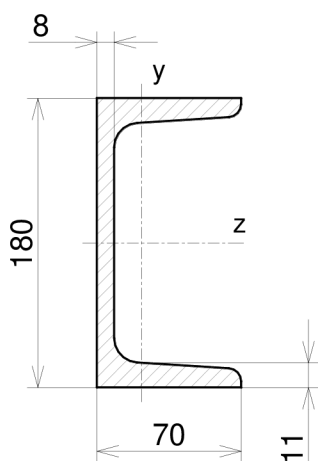
8.2.1 Zatížení a parametry nosníku



Obr. 8.2 Zatížení hlavního nosníku v podélné rovině nosníku.



Obr. 8.3 Zatížení hlavního nosníku v rovině jeřábové dráhy.



Obr. 8.4 Průřez hlavního nosníku.

Parametr	Hodnota	
Profil	U180	
Délka	5000 mm	
Počet kusů	2	
Materiál	S355J2	
Plocha průřezu	2800 mm ²	
Modul průřezu v ohybu	k ose z	150 cm ³
	k ose y	22,4 cm ³

Tab. 8.1 Charakteristiky hlavního nosníku. [5]

8.2.2 Zatížení stálá

Stálým zatížením připadajícím na jeden hlavní nosník mostu je jeho vlastní hmotnost a polovina tíhy pohonu zdvihového ústrojí.

Ohybový moment

$$M_g = \frac{1}{2} \cdot G_{pz} \cdot l_{12} \cdot \left(1 - \frac{l_{12}}{l_c}\right) + \frac{1}{8} \cdot q_{hn} \cdot l_c^2 \quad (8.8)$$

$$M_g = \frac{1}{2} \cdot 1,86 \cdot 10^3 \cdot 2620 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - \frac{2620}{5000} \cdot 10^{-3}\right) + \frac{1}{8} \cdot 254,17 \cdot (5000 \cdot 10^{-3})^2$$

$$M_g = 1,93 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$G_{pz} = 1,86 \cdot 10^3 \text{ N}$ tíha pohonu zdvihového ústrojí

$q_{hm} = 245,17 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ vlastní tíha hlavního nosníku

$l_{12} = 2620 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ vzdálenost sil dle obrázku 8.2

$l_c = 5000 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ délka hlavního nosníku mezi podporami dle obrázku 8.2

8.2.3 Zatížení proměnná

Část působících proměnných zatížení je vyvozena působením tíhy stálého a jmenovitého břemene. Při výpočtu hlavního nosníku uvažují působení těchto sil v místě průniku osy hřídele lanové kladky s podélnou rovinou hlavního nosníku. Lanová kladka mění směr vedení lana převádí zatížení od tíhy obou břemen také do směru kolmého k příslušnému lanovému bubnu. Při výpočtu hlavního nosníku lze pro zjednodušení uvažovat působení těchto sil v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou nosníku a v rovině rovnoběžné s rovinou jeřábové dráhy. Působení setrvačných sil od tíhy vlastního manipulátoru je rovnoměrně rozloženo mezi oba hlavní nosníky a je uvažováno ve středu nosníků. Setrvačné síly vyvozené hmotností celkového břemene se při pojíždění přenášejí rameny stabilizačního mechanismu pouze na jeden z hlavních nosníků, kde působí v místech uložení tohoto mechanismu. Do výpočtu namáhání je dále nutné zahrnout axiální síly od přičení kol vznikající při pojíždění manipulátoru po jeřábové dráze (kap. 7.1.3).

8.2.3.1 Jmenovité břemeno

Ohybový moment

$$M_q = \frac{1}{4} \cdot G_q \cdot (l_1 + 2 \cdot l_5) \quad (8.9)$$

$$M_q = \frac{1}{4} \cdot 4,91 \cdot 10^3 \cdot (1350 + 2 \cdot 208) \cdot 10^{-3}$$

$$M_q = 2,16 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$G_q = 4,91 \cdot 10^3 \text{ N}$...	tíha pohonu zdvihového ústrojí
$l_1 = 1350 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	vzdálenost sil dle obrázku 8.2
$l_5 = 208 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	vzdálenost sil dle obrázku 8.2

8.2.3.2 Stálé břemeno

Ohybový moment

$$M_s = \frac{1}{4} \cdot G_s \cdot (l_1 + 2 \cdot l_5) \quad (8.10)$$

$$M_s = \frac{1}{4} \cdot 2,35 \cdot 10^3 \cdot (1350 + 2 \cdot 208) \cdot 10^{-3}$$

$$M_s = 1,04 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$G_s = 2,35 \cdot 10^3 \text{ N}$...	tíha pohonu zdvihového ústrojí
$l_1 = 1350 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	vzdálenost sil dle obrázku 8.2
$l_5 = 208 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	vzdálenost sil dle obrázku 8.2

8.2.3.3 Setrvačné síly při rozjezdu nebo brzdění

Ohybový moment

$$M_{ss} = \frac{v_{ps}}{t_{nbp} \cdot g \cdot 60} \cdot \left(\frac{1}{8} \cdot F_{ss1} \cdot l_c + \frac{1}{4} \cdot F_{ss2} \cdot l_{ss} \right) \quad (8.11)$$

$$M_{ss} = \frac{20,61}{0,57 \cdot 9,81 \cdot 60} \cdot \left(\frac{1}{8} \cdot 625,39 \cdot 5000 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{4} \cdot 544,46 \cdot 1505 \cdot 10^{-3} \right)$$

$$M_{ss} = 36,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$v_{ps} = 20,61 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$...	skutečná pojzdová rychlost
$t_{nbp} = 0,57 \text{ s}$...	doba nouzového brzdění
$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...	gravitační zrychlení
$F_{ss1} = 625,39 \text{ N}$...	setrvačná síla při rozjezdu a brzdění vyvozená hmotností manipulátoru
$F_{ss2} = 544,46 \text{ N}$...	setrvačná síla při rozjezdu a brzdění vyvozená hmotností celkového břemene
$l_c = 5000 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	délka hlavního nosníku mezi podporami dle obrázku 8.3
$l_{ss} = 1505 \cdot 10^{-3} \text{ m}$...	vzdálenost sil dle obrázku 8.3

8.2.3.4 Příčení manipulátoru

Ohybový moment

$$M_{sp} = F_{ka} \cdot l_k \quad (8.12)$$

$$M_{sp} = 1,22 \cdot 10^3 \cdot 800 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{sp} = 976 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

$F_{ka} = 1,22 \cdot 10^3 \text{ N}$ axiální síla od příčení manipulátoru (kap. 7.1.3)

$l_k = 800 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ rozvor manipulátoru

8.2.4 Zatížení mimořádná

Zatížení mostu vzniklé odpadnutím břemene se dle [14], str. 19 uvažuje jako 25% hmotnosti celkového břemene působící směrem vzhůru.

8.2.5 Základní kombinace zatížení

$$\sigma_{o1} = \frac{\gamma_g \cdot \delta_t \cdot M_g + \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot M_q + \gamma_g \cdot \delta_h \cdot M_s}{W_z} + \frac{\gamma_i \cdot M_{ss}}{W_y} \quad (8.13)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,93 \cdot 10^3 + 1,3 \cdot 1,352 \cdot 2,16 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 1,352 \cdot 1,04 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-9}} + \frac{1,1 \cdot 36,6}{22,4 \cdot 10^{-9}}$$

$$\sigma_{o1} = 53,02 \text{ MPa}$$

kde:

$\gamma_g = 1,1$ součinitel zatížení od vlastní hmotnosti (kap. 8.1.2)

$\gamma_{lo} = 1,3$ součinitel zatížení od jmenovitého břemene (kap. 8.1.2)

$\gamma_i = 1,1$ součinitel zatížení od setrvačných sil (kap. 8.1.2)

$\delta_t = 1,1$ dynamický pojezdový součinitel (kap. 8.1.2)

$\delta_h = 1,352$ dynamický zdvihový součinitel (kap. 8.1.2)

$M_g = 1,93 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ ohybový moment od stálých zatížení

$M_q = 2,16 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ ohybový moment od tíhy jmenovitého břemene

$M_s = 1,04 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ ohybový moment od tíhy stálého břemene

$M_{ss} = 36,6 \text{ N} \cdot \text{m}$ ohybový moment od setrvačných sil

$W_z = 150 \text{ cm}^3$ modul průřezu v ohybu k ose „z“ hlavního nosníku (tab. 8.1)

$W_y = 22,4 \text{ cm}^3$ modul průřezu v ohybu k ose „y“ hlavního nosníku (tab. 8.1)

Podmínka:

$$\sigma_{Do} \geq \sigma_{o3} \quad (8.14)$$

$$290 \geq 53,02 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{Do} = 290 \text{ MPa}$ dovolené napětí v ohybu dle [9]

Příčení manipulátoru

$$\sigma_{o2} = \frac{\gamma_g \cdot \delta_t \cdot M_g + \gamma_{lo} \cdot M_q + \gamma_g \cdot M_s}{W_z} + \frac{\gamma_i \cdot M_{sp}}{W_y} \quad (8.15)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,93 \cdot 10^3 + 1,3 \cdot 2,16 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 1,04 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-9}} +$$

$$+ \frac{1,1 \cdot 976}{22,4 \cdot 10^{-9}}$$

$$\sigma_{o2} = 89,86 \text{ MPa}$$

kde:

$\gamma_g = 1,1$...	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti (kap. 8.1.2)
$\gamma_{lo} = 1,3$...	součinitel zatížení od jmenovitého břemene (kap. 8.1.2)
$\gamma_i = 1,1$...	součinitel zatížení od setrvačných sil (kap. 8.1.2)
$\delta_t = 1,1$...	dynamický pojzdový součinitel (kap. 8.1.2)
$M_g = 1,93 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$...	ohybový moment od stálých zatížení
$M_q = 2,16 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$...	ohybový moment od tíhy jmenovitého břemene
$M_s = 1,04 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$...	ohybový moment od tíhy stálého břemene
$M_{sp} = 976 \text{ N}\cdot\text{m}$...	ohybový moment od axiálních sil vznikajících příčením
$W_z = 150 \text{ cm}^3$...	modul průřezu v ohybu k ose „z“ hlavního nosníku (tab. 8.1)
$W_y = 22,4 \text{ cm}^3$...	modul průřezu v ohybu k ose „y“ hlavního nosníku (tab. 8.1)

Podmínka:

$$\sigma_{Do} \geq \sigma_{o2} \quad (8.16)$$

$$290 \geq 89,86 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$\sigma_{Do} = 290 \text{ MPa}$... dovolené napětí v ohybu dle [9]

8.2.6 Mimořádná kombinace zatížení – odpadnutí břemene

$$\sigma_{o3} = \frac{\gamma_g \cdot \delta_t \cdot M_g - \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot 0,25 \cdot (M_q + M_s)}{W_z} + \frac{\gamma_i \cdot M_{ss}}{W_y} \quad (8.17)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,93 \cdot 10^3 - 1,3 \cdot 1,352 \cdot 0,25 \cdot (2,16 + 1,04) \cdot 10^3}{150 \cdot 10^{-9}} +$$

$$+ \frac{1,1 \cdot 36,6}{22,4 \cdot 10^{-9}}$$

$$\sigma_{o3} = 7,96$$

kde:

$\gamma_g = 1,1$...	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti (kap. 8.1.2)
$\gamma_{lo} = 1,3$...	součinitel zatížení od jmenovitého břemene (kap. 8.1.2)
$\gamma_i = 1,1$...	součinitel zatížení od setrvačných sil (kap. 8.1.2)
$\delta_t = 1,1$...	dynamický pojzdový součinitel (kap. 8.1.2)

$\delta_h = 1,352$	dynamický zdvihový součinitel (kap. 8.1.2)
$M_g = 1,93 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$	ohybový moment od stálých zatížení
$M_q = 2,16 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$	ohybový moment od tíhy jmenovitého břemene
$M_s = 1,04 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{m}$	ohybový moment od tíhy stálého břemene
$M_{ss} = 36,6 \text{ N}\cdot\text{m}$	ohybový moment od setrvačných sil
$W_z = 150 \text{ cm}^3$	modul průřezu v ohybu k ose „z“ hlavního nosníku (tab. 8.1)
$W_y = 22,4 \text{ cm}^3$	modul průřezu v ohybu k ose „y“ hlavního nosníku (tab. 8.1)

Podmínka:

$$\sigma_{D0} \geq \sigma_{03} \quad (8.18)$$

$$290 \geq 7,96 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$$\sigma_{D0} = 290 \text{ MPa} \quad \dots \quad \text{dovolené napětí v ohybu dle [9]}$$

9 Závěr

Cílem této diplomové práce byl výpočtový a konstrukční návrh automatického zdvihacího zařízení zajišťujícího dopravu vzorků plechu pro dvě samostatná pracoviště na výrobu zkušebních těles.

Pro zajištění materiálového toku v požadované části linky jsem navrhl tři koncepce řešení. Z diskutovaných variant řešení jsem pro navrhované zařízení zvolil koncepci mostového jeřábu, která nejlépe splňuje požadavky zadání a předpokládá nejnižší náklady na stavbu a provoz celého zařízení. U vybrané koncepce byl proveden návrh hlavních konstrukčních uzlů, včetně systému stabilizace břemene, který je nutný kvůli přesnému najíždění na pozice pro odběr a uložení vzorků plechu.

Průběh pracovního cyklu a dynamické parametry manipulátoru byly navrženy tak, aby délka jednoho pracovního cyklu nepřesáhla maximální frekvenci přísunu vzorků pro odběr manipulátorem. Rychlost zdvihu a rychlost pojezdu jsem volil s přihlédnutím k obvykle používaným hodnotám u zdvihadel obdobných rozměrů a nosností. Při definici jednotlivých poloh zdvihového a pojezdového ústrojí jsem vycházel z rozměrů příslušné části linky. Polohy zdvihu a časy rozběhu a brzdění pomocí frekvenčních měničů elektromotorů byly navíc voleny s ohledem na plynulý průběh pracovního cyklu. Průběh nejdéle trvajících pracovního cyklu jsem zaznamenal do časového diagramu, z něhož je patrná dostatečná časová rezerva pro splnění podmínky trvání jednoho cyklu.

Zdvihové ústrojí se skládá ze dvou samostatných lanových větví. Při výpočtu zdvihového ústrojí byl proveden výběr a kontrola lana, návrh dvojice lanových bubnů a vodících kladek. Plášť lanového bubnu byl výpočtově zkontrolován. Pohon zdvihu jsem řešil pomocí elektromotoru s převodovkou se dvěma výstupními hřídeli (obojí od firmy NORD), na kterých jsou přímo uloženy lanové bubny. Kontrolu zatížení výstupního hřídele a ložisek převodovky jsem provedl dle katalogu výrobce NORD. Elektromotor byl zkontrolován na rozběh a byla provedena volba klidové brzdy, která se dodává jako volitelná součást elektromotoru.

Výpočet pojezdového ústrojí zahrnoval návrh pojezdových kol a návrh pohonu pojezdu. Kola jsem zvolil s válcovou pojezdovou plochou se dvěma nákolky, která jsou uložena ve valivých ložiscích, a provedl jsem kontrolu maximální únosnosti kola. U dvojice hnacích elektromotorů s čelními převodovkami byla provedena kontrola na rozběh a kontrola trakční schopnosti při rozjezdu. Byla zvolena dvojice klidových brzd pojezdu, která je stejně jako v předchozím případě volitelnou součástí elektromotorů firmy NORD.

V navazující kapitole byla zkontrolována statická a dynamická pevnost hřídele hnacího pojezdového kola, který vyhověl oběma podmínkám ve všech nebezpečných průřezech.

Výpočet nosníku mostu jsem provedl podle platných norem metodou mezních stavů. Při výpočtu byla zkontrolována statická únosnost nosníku při působení základních kombinací zatížení a kombinace mimořádné. Navržený nosník vyhovoval podmínce dovoleného napětí při všech uvedených kombinacích zatížení.

Výkresová dokumentace sestavy manipulátoru, dispozice výrobní linky a 3D model manipulátoru byly vypracovány v programu Autodesk Inventor.

Literatura

- [1] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František. *Jeřáby : 1. díl. 2. přepracované a doplněné vydání*. Praha : SNTL, 1974. 648 s., 8 vkládaných příloh, 1 příloha vlepená.
- [2] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení : pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně* [online]. Garant předmětu: Břetislav Mynář. Brno : FSI VUT v Brně, 200?. [cit. 2010-05-20]. 126 s. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [3] JANÍČEK, Přemysl, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I.* 3. přepracované vydání. Brno : CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [4] ONDRÁČEK, Emanuel, et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost II.* 4. přepracované vydání. Brno : CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [5] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] ČSN ISO 4301/1. *Jeřáby a zdvihací zařízení - Klasifikace - Část 1: Všeobecně*. Praha : Český normalizační institut, 1992. 8 s. MDT 621.87-18.
- [7] ČSN ISO 4308-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení - Výběr ocelových lan - Část 1: Všeobecně*. Praha : Český normalizační institut, 2010. 112 s. ICS 01.040.53; 53.020.20.
- [8] ČSN EN ISO 377. *Ocel a ocelové výrobky - Umístění a příprava zkušebních vzorků a zkušebních těles pro mechanické zkoušení*. Praha : Český normalizační institut, 1999. 28 s. ICS 77.040.10; 77.140.01.
- [9] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha : Český normalizační institut, 2006. 96 s. ICS 91.010.30; 91.080.10.
- [10] ČSN EN 10025-2. *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí - Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční oceli*. Praha : Český normalizační institut, 2005. 36 s. ICS 77.140.10; 77.140.45; 77.140.50.
- [11] ČSN EN 13135-1. *Jeřáby - Bezpečnost - Navrhování - Požadavky na vybavení - Část 1: Elektrotechnické vybavení*. Praha : Český normalizační institut, 2004. 32 s. ICS 53.020.20.
- [12] ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Praha : Český normalizační institut, 1971. 40 s. MDT 621.791.001.02:62.791.05.
- [13] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha : Český normalizační institut, 1977. 8 s. MDT 621.86/8706:677.7.001.24.
- [14] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů : Výpočet podle mezních stavů*. Praha : Český normalizační institut, 1989. 68 s. MDT 621.873:624.042.
- [15] *Katalog Gauss Magneti s.r.l. : CRSEP 340/20 STROMAG - A.B.B.* [Brescia] : [Gauss Magneti], 2009. 24 s.

- [16] *Katalog GIGA : Elektrické lanové kladkostroje typ GHM 5000, GHM 4000 a GHM 3200* [online]. [Příšovice] : [GIGA], [20??] [cit. 2010-05-20]. 6 s. Dostupné z WWW: <http://www.gigasro.cz/files/dokumenty/giga_katalog_ghm5000.pdf>.
- [17] *Katalog NORD : G1000* [online]. [Bargteheide] : [NORD], 2009 [cit. 2010-05-20]. 742 s. Dostupné z WWW: <http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>.
- [18] *Katalog Pavlínek : Speciální lana* [online]. [Ostrava] : [Pavlínek], 2005 [cit. 2010-05-20]. 27 s. Dostupné z WWW: <http://www.pavlinek.cz/assets/download/katalogy/lana_retezy_komponenty/3.pdf>.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Veličina
a	[mm]	hloubka lanové drážky, výška koutového svaru
b	[mm]	účinná šířka kolejnice, šířka drážky pro pero v hřídeli
C_L	$\left[\frac{\text{mm}}{\sqrt{N}}\right]$	součinitel výběru lana
c	[N·mm]	momentový faktor pro zvolenou převodovku
D_1	[mm]	průměr bubnu měřený pod lanem
D_b	[mm]	průměr roztečné kružnice lanového bubnu
D_k	[mm]	průměr pojezdového kola
D_t	[mm]	vnější průměr trubky
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
d_h	[mm]	průměr hřídele v průřezu II
d_{\min}	[mm]	minimální průměr lana
e	[mm]	rameno valivého odporu
F	[N]	jmenovité zatížení lana
F_{bp}	[N]	síla na zpomalení posuvných hmot
F_k	[N]	maximální zatížení pojezdových kol
$F_{k1\max}$	[N]	maximální zatížení jednoho pojezdového kola
$F_{k1\min}$	[N]	minimální zatížení jednoho pojezdového kola
F_{ka}	[N]	axiální síla od příčeni manipulátoru
F_R	[N]	dovolená radiální síla působící ve středu výstupního hřídele
F_s	[N]	minimální pevnost lana při tažné síle $1770 \text{ N} \cdot [\text{mm}]^{1-2}$
F_{ss1}	[N]	setrvačná síla při rozjezdu a brzdění (hmotnost manipulátoru)
F_{ss2}	[N]	setrvačná síla při rozjezdu a brzdění (hmotnost celkového břemene)
F_{zp}	[N]	zrychlující síla
f_c	[-]	součinitel čepového tření pojezdového kola pro valivá ložiska
f_h	[-]	součinitel trvanlivosti
f_n	[-]	součinitel počtu otáček
f_r	[-]	součinitel tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu
f_s	[-]	součinitel tření kol smýkajících se po kolejnici
G_{pz}	[N]	tíha pohonu zdvihového ústrojí
G_q	[N]	tíha jmenovitého břemene
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
H	[mm]	výška zdvihu
h_1	[-]	součinitel výběru pro buben
h_2	[-]	součinitel výběru pro kladku
i_{cz}	[-]	celkový převod zdvihového ústrojí
i_k	[-]	lanový převod
i_p	[-]	převodový poměr převodovky
J_z	$[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	moment setrvačnosti elektromotoru
K_{adh}	[N]	adhezní tíha manipulátoru

Symbol	Jednotka	Veličina
k	[-]	bezpečnost vzhledem k tažné síle pro překonání pasivních odporů pojezdových kol, součinitel závislý na materiálu pojezdového kola
k_b	[-]	koeficient statické bezpečnosti brzdy pro těžký provoz, počet brzd
k_m	[-]	počet elektromotorů
k_σ	[-]	bezpečnost v ohybu
k_τ	[-]	bezpečnost v krutu
L_1	[mm]	navíjená délka lana
L_k	[mm]	rozchod kol (rozpětí) manipulátoru
l_1	[mm]	vzdálenost čela bubnu od počátku vinutí závitu lanové drážky, vzdálenost sil
l_{12}	[mm]	vzdálenost sil
l_2	[mm]	délka hladké části bubnu pro upevnění lana pomocí lanových příložek
l_c	[mm]	délka hlavního nosníku mezi podporami
l_k	[mm]	rozvor manipulátoru
l_{ks}	[mm]	délka koutových svarů
l_{nk}	[mm]	délka nosníku lanové kladky
l_p	[mm]	vzdálenost čela bubnu od místa uložení hřídele převodovky
l_{ss}	[mm]	vzdálenost sil
l_{vs}	[mm]	délka tupého svaru
l_z	[mm]	délka závitové části
M_b	[N·m]	brzdňý moment jedné zvolené brzdy
M_{bsp}	[N·m]	moment na zpomalení sil posuvných hmot
M_{bsr}	[N·m]	moment na zpomalení sil rotačních hmot
M_{bt}	[N·m]	moment pasivních odporů při brzdění
M_{Bz}	[N·m]	brzdňý moment zvolené brzdy
M_g	[N·m]	ohybový moment od stálých zatížení
$M_{j\dot{p}}$	[N·m]	jmenovitý kroutící moment jednoho elektromotoru
$M_{j\dot{z}}$	[N·m]	jmenovitý kroutící moment elektromotoru
M_k	[N·m]	kroutící moment
M_{kp}	[N·m]	výstupní kroutící moment převodovky pojezdu
M_o	[N·m]	ohybový moment
M_q	[N·m]	ohybový moment od tíhy jmenovitého břemene
M_{rp}	[N·m]	celkový rozběhový moment elektromotorů pojezdu
M_{rz}	[N·m]	rozběhový moment elektromotoru
M_s	[N·m]	ohybový moment od tíhy stálého břemene
M_{sp}	[N·m]	ohybový moment od axiálních sil vznikajících přičením
M_{ss}	[N·m]	ohybový moment od setrvačných sil
M_{st}	[N·m]	statický moment břemene redukováný na hřídel elektromotoru
M_t	[N·m]	moment pasivních odporů redukováný na hřídele obou elektromotorů
M_{zsp}	[N·m]	moment zrychlujících sil posuvných hmot redukováný na hřídel elektromotoru

Symbol	Jednotka	Veličina
M_{zsr}	[N·m]	moment zrychlujících sil rotačních hmot redukovaný na hřídele obou elektromotorů elektromotoru
m_{hn}	[kg]	hmotnost hlavního nosníku a jeho pevných součástí
m_m	[kg]	předpokládaná hmotnost manipulátoru (mimo hmotnost stálého břemene)
m_{pz}	[kg]	hmotnost pohonu zdvihového ústrojí
m_q	[kg]	maximální dovolená hmotnost břemene
m_s	[kg]	předpokládaná hmotnost stálého břemene
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_{jp}	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru pojezdu
n_{jz}	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru zdvihu
n_k	[min ⁻¹]	pojezdové otáčky kol
n_p	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_v	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi
P_p	[kW]	celkový výkon elektromotorů pojezdu
P_z	[kW]	výkon elektromotoru zdvihu
q_{hm}	[N·m ⁻¹]	vlastní tíha hlavního nosníku
R_{Ay}	[N]	vertikální složka reakční síly pod ložiskem v místě A
R_{Ayq1}	[N]	reakce v podpoře nosníku lanové kladky vyvolaná tíhou jmenovitého břemene
R_{Ays1}	[N]	reakce v podpoře nosníku lanové kladky vyvolaná tíhou stálého břemene
R_{Bx}	[N]	horizontální složka reakční síly pod ložiskem v místě A
R_{By}	[N]	vertikální složka reakční síly pod ložiskem v místě B
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
r	[mm]	poloměr lanové drážky, poloměr středů valivých těles ložiska pojezdového kola
r_1	[mm]	zaoblení přechodu lanové drážky
S	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu
S_{sv}	[mm]	nosný průřez svarů
S_t	[mm]	tloušťka stěny trubky
T	[N]	pasivní odpory pojezdových kol
t	[mm]	rozteč lan na lanovém bubnu, hloubka drážky pro pero v hřídeli, hloubka tupého svaru
t_{bp}	[s]	doba brzdění pojezdu pomocí frekvenčního měniče
t_{bs}	[s]	brzdný čas při spouštění břemene
t_{bz}	[s]	doba brzdění zdvihu pomocí frekvenčního měniče
t_{dp}	[s]	doba pojíždění sníženou rychlostí
t_l	[-]	součinitel typu lana
t_m	[s]	doba magnetizace/demagnetizace permanentních břemenových elektromagnetů
t_{nbp}	[s]	doba nouzového brzdění
t_{rp}	[s]	doba rozběhu pojezdu

Symbol	Jednotka	Veličina
t_{rz}	[s]	doba rozběhu zdvihu
v_{dp}	$[m \cdot \min^{-1}]$	zvolená snížená rychlost pojezdu
v_p	$[m \cdot \min^{-1}]$	zvolená rychlost pojezdu
v_{ps}	$[m \cdot \min^{-1}]$	skutečná rychlost pojezdu
v_z	$[m \cdot \min^{-1}]$	zvolená rychlost zdvihu
v_{zs}	$[m \cdot \min^{-1}]$	skutečná rychlost zdvihu
W_k	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
W_o	$[mm^3]$	modul průřezu v ohybu
W_y	$[cm^3]$	modul průřezu v ohybu k ose „y“
W_z	$[cm^3]$	modul průřezu v ohybu k ose „z“
x	[mm]	vzdálenost mezi výchozí a koncovou polohou zdvihu, vzdálenost působíště radiální síly od čela převodovky
x_F	[mm]	horizontální vzdálenost průřezu II od bodu A
Y	[h]	trvanlivost kol pro těžký provoz
y	[mm]	vzdálenost mezi výchozí a koncovou polohou pojezdu, rozměrový faktor pro zvolenou převodovku
Z_p	[-]	minimální součinitel bezpečnosti lana
z	[mm]	rozměrový faktor pro zvolenou převodovku
z_b	[-]	počet závitů lanového bubnu
z_k	[-]	počet pojezdových kol manipulátoru
z_p	[-]	poměr počtu pojezdových kol k počtu poháněných kol manipulátoru
z_{pk}	[-]	počet poháněných kol
z_v	[-]	počet větví lanového převodu
α	[-]	součinitel zahrnující sílu potřebnou pro zrychlování/zpomalování rotujících hmot
α_0	[-]	opravný součinitel pro souměrně střídavý ohyb a míjivý krut
β	[-]	součinitel zahrnující ostatní hmoty
β_σ	[-]	vrubový součinitel pro ohyb
β_τ	[-]	vrubový součinitel pro krut
γ_g	[-]	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti
γ_i	[-]	součinitel zatížení od setrvačných sil
γ_{lo}	[-]	součinitel zatížení od jmenovitého břemene
δ_h	[-]	dynamický zdvihový součinitel
δ_t	[-]	dynamický pojezdový součinitel
ε_p	[-]	součinitel jakosti povrchu součásti
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_{cp}	[-]	celková účinnost pohonu
η_{cz}	[-]	celková mechanická účinnost
η_k	[-]	účinnost vodící kladky při uložení na valivých ložiscích
η_p	[-]	účinnost převodovky
κ_o	[-]	součinitel tření nákolků o kolejnice
λ	[-]	součinitel příčiení
v_σ	[-]	součinitel velikosti součásti pro ohyb
v_τ	[-]	součinitel velikosti součásti pro krut
ξ	[-]	součinitel momentové přetížitelnosti elektromotoru

Symbol	Jednotka	Veličina
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_1	[MPa]	napětí v ohybu – základní kombinace napětí
σ_2	[MPa]	napětí v ohybu – základní kombinace napětí
σ_3	[MPa]	napětí v ohybu – mimořádná kombinace napětí
σ_a	[MPa]	amplituda napětí v ohybu
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{Dred}	[MPa]	dovolené napětí
σ_m	[MPa]	střední napětí v ohybu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	namáhání vnějším přetlakem
τ_a	[MPa]	amplituda napětí v krutu
τ_{Ck}	[MPa]	mez únavy v krutu
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_m	[MPa]	střední napětí v krutu
ψ_σ	[-]	součinitel vlivu materiálu na nesouměrnost cyklu pro ohyb
ψ_τ	[-]	součinitel vlivu materiálu na nesouměrnost cyklu pro krut

Seznam příloh

Obrázkové přílohy

- Příloha 1** Manipulátor – pohled přední
Příloha 2 Manipulátor – pohled levý
Příloha 3 Manipulátor – pohled horní
Příloha 4 Manipulátor – pohled ISO
Příloha 5 Časový diagram

Výkresová dokumentace

- Manipulátor 1-DP-5031/00
Dispozice výrobní linky 2-DP-5031/01