

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

POHON A VEDENÍ LASEROVÉHO UKAZOVÁTKA

Drive and leading of laser pointer

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PETR DOSTÁL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Dostál

který/která studuje v **magisterském 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:

Pohon a vedení laserového ukazovátka

v anglickém jazyce:

Drive and leading of laser pointer

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukčního řešení pojezdu laserového ukazovátka pro identifikaci pozice pro odběr zboží ze skladovací věže SLL – Logimat. Technické údaje :

Délka vedení	3128 mm
Min. dosah laseru podélný	3060mm
Min. dosah laseru příčný	805mm
Rychlost pojezdu	1,3 – 2 m/s
Tolerance rozptylu laseru	max 10mm

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše a koncepce navrženého řešení,
- nalezení optimální varianty uspořádání pohonu laserového senzoru včetně konstrukčního řešení vedení tohoto pojezdu

- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. POLÁK, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
3. Příslušné ČSN a firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 9.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení pojezdu laserového ukazovátko pro identifikaci pozice pro odběr zboží ze skladovací věže SSI Logimat, včetně konstrukčního řešení vedení tohoto pojezdu. V úvodu práce je provedena rešerše skladovacích systémů používaných v logistice společně se systémy doplněnými o prvek laserového ukazovátko. Dále je proveden návrh vedení pojezdu laserového senzoru, včetně návrhu mechanického převodu a příslušných komponent spjatých s mechanickým převodem. Následně je navržen pohon natáčení laseru a pohon mechanického převodu. Volba pohonů je ověřena výpočtem. V poslední části je navržené vedení zkontrolováno pevnostním výpočtem na průhyb, na základě kterého je proveden návrh vyztužení vedení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Skladovací systémy, lineární vedení, laserové ukazovátko, mechanický převod, průhyb nosníku

ABSTRACT

This master thesis deals with a construction solution for traversing of laser pointer, which is used for position identification for stock removal from the storage unit SSI Logimat, including a construction solution of leading of this traversing. The first part contains a research of storage systems used in logistics, as well as systems upgraded with laser pointer. In main part are described the suggestions of leading of laser pointer traversing, together with the design of mechanical transmission and components associated with mechanical transmission. Subsequently the drive of spin of the laser and drive of mechanical transmission are designed. Selection of drives is verified by calculation. The final part contains the check of leading of traversing by strength calculation for bending, from which is suggested the design of leading reinforcement.

KEYWORDS

Storage systems, linear guides, laser pointer, mechanical transfer, deflection of the beam



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOSTÁL, P. *Pohon a vedení laserového ukazovátka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 89 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. MIROSLAVA ŠKOPÁNA, CSc. a konzultanta za firmu SSI Schäfer Ing. Jiřího Studeného s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Petr Dostál



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a mému konzultantovi za firmu SSI Schäfer Ing. Jiřímu Studenému za cenné rady, poznatky a poskytnuté informace při vypracování diplomové práce. Velké poděkování patří mým rodičům za umožnění studia na vysoké škole, za jejich podporu a trpělivost v průběhu studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Skladování	12
1.1 Sklad vs. distribuční centrum	12
1.1.1 Sklad	12
1.1.2 Distribuční centrum	13
1.2 Manipulační jednotka	13
1.3 Přepravení prostředek	13
2 Manuální systémy skladování drobného materiálu	14
2.1 Spádové regály	14
2.2 Policové regály	15
2.3 Patrové regály	16
2.4 Modulární zásuvkové a skříňové systémy	16
3 Automatizované systémy skladování drobného materiálu	18
3.1 Minisystém AS/RS	18
3.2 Karusely	19
3.2.1 Horizontální karusely	19
3.2.2 Schäfer Carousel Systems (SCS)	19
3.2.3 Vertikální karusely – páternosterové systémy	20
3.2.4 Megamat – Kardex	20
3.3 Vertikální výtahové systémy	21
3.3.1 SSI Logimat	22
3.3.2 Kardex Schuttle XP	23
3.3.3 Kardex Schuttle XPlus	25
3.3.4 Kardex Schuttle XPmultiple	25
4 Laserové ukazovátko - Pointer	26
5 Lineární vedení	27
5.1 Lineární moduly	27
5.2 Pohyblivé šrouby	27
5.3 Vedení s oběhovými kuličkami	28
5.4 Rolničková vedení	28
5.5 Volba lineárního vedení	28
6 Mechanické převody	30
6.1 Řetězový převod	30
6.1.1 Válečkový řetěz	30
6.2 Řemenový převod	31



6.2.1	Řemenový převod s plochým řemenem	31
6.2.2	Řemenový převod s ozubeným řemenem.....	32
6.3	Volba mechanického převodu	33
6.4	Návrh ozubeného řemene	33
6.5	Návrh hnací ozubené řemenice.....	34
6.6	Návrh hnané ozubené řemenice.....	36
6.6.1	Návrh hřídele hnané řemenice.....	37
6.6.2	Návrh pojistných kroužků pro hřídel.....	37
6.6.3	Návrh ložisek hnané řemenice.....	37
6.7	Návrh konzole hnané řemenice	38
6.8	Návrh konzole hnací řemenice	39
6.9	Návrh napínacích kostek řemene.....	39
6.10	Návrh upínací desky	40
6.11	Návrh napínacích desek.....	40
7	Pohon mechanického převodu.....	42
7.1	Servomotory	42
7.2	Krokové motory.....	43
7.3	Volba pohonu mechanického převodu	43
8	Laserová skupina	45
8.1	Návrh laseru.....	45
8.2	Návrh uchycení laseru k pohonu	46
8.3	Návrh pohonu natáčení laseru	47
9	Výpočet pohonu laseru	48
9.1	Hmotnostní moment setrvačnosti	49
9.2	Uživatelské parametry	49
9.3	Návrh plechu laseru	52
9.3.1	Zobrazení laserové skupiny	53
10	Výpočet pohonu mechanického převodu	54
10.1	Poloměr rotoru krokového motoru	55
10.2	Síla pro překonání valivého odporu translačního pohybu	56
10.3	Síla valivého odporu působící kolmo k translačnímu pohybu	56
10.4	Výpočet pohonu metodou redukce	57
10.5	Uživatelské parametry	61
11	Výpočet průhybu kolejnice Compact	64
11.1	Kvadratický moment průřezu hybridního nosníku.....	65
11.2	Zatížení kolejnice Compact	66



11.3	Výpočet silovou metodou.....	67
11.3.1	Graf deformace kolejnice na poloze laserové skupiny.....	70
11.4	Návrh vyztužení kolejnice.....	71
11.4.1	Kvadratický moment průřezu vyztužené kolejnice	72
11.5	Průhyb vyztužené kolejnice.....	73
11.5.1	Graf deformace vyztužené kolejnice	74
11.6	Návrh spojovací části SSI Logimat – vedení pointru.....	74
12	Návrh vedení kabeláže.....	76
12.1	Návrh vodícího plechu.....	77
13	Návrh zakrytování	78
Závěr.....		79
Seznam použitých zkratk a symbolů		84
Seznam příloh.....		89



ÚVOD

Cílem diplomové práce je nalezení optimální varianty uspořádání pohonu laserového senzoru (pointru), včetně konstrukčního řešení vedení tohoto pojezdu.

Na úvod práce je proveden výčet manuálních skladovacích systémů pro skladování, zejména drobného materiálu. Dále následuje rešerše automatizovaných skladovacích systémů s ohledem na ergonomii vychystávání, ve kterých lze aplikovat doplněk laserového ukazovátko, o němž je pojednáno v této práci. Teoretická část je rozložena mezi kapitoly 1-3.

Po úvodní teoretické části následuje jádro práce, které zahrnuje celkový návrh a rozbor hlavních konstrukčních uzlů s ohledem na splnění správné funkčnosti laserového ukazovátko, které slouží jako doplněk pro identifikaci zboží skladovací věže SSI Logimat. Jádro práce je rozčleněno celkem do sedmi kapitol.

Nejprve je zařazen výčet dosavadních používaných lineárních systémů vhodných pro danou aplikaci s následnou volbou optimální konstrukční varianty. Dále následuje přehled mechanických převodů používaných v dopravní a manipulační technice společně s návrhem mechanického převodu pro pojezd pointru, včetně návrhu příslušných komponent spadajících do této problematiky. Návrh vedení a mechanického převodu je rozložen mezi 5. a 6. kapitolou.

V 7. kapitole je proveden návrh pohonu mechanického převodu. V jejím úvodu jsou popsány možné varianty pohonů vhodných pro danou aplikaci. Po rešerši následuje volba pohonu mechanického převodu.

Navazující část je zaměřena na návrh potřebného laserového ukazovátko dle příslušné technické normy a požadavků firmy SSI Schäfer. Hlavní důraz je kladen na bezpečnost obsluhy. S návrhem laseru je rovněž spojeno návržení konstrukčního uspořádání tzv. laserové skupiny, do které spadá návrh uchycení laseru, pohonu natáčení laseru a následné uchycení těchto dílů k předem zvolenému vedení. Pohon laseru je ověřen výpočtem, který je proveden v kapitole 9.

Kapitola 10. je zaměřena na kontrolní výpočet pohonu mechanického převodu tzv. metodou redukce. Po provedení kontrolních výpočtů jsou vytvořeny tabulky s uživatelskými daty zahrnujícími parametry jednoho pracovního cyklu laseru – podélný přejezd a natočení laseru. Vhodnost použití pohonů laseru a mechanického převodu jsou popsány v závěru práce.

V následující kapitole je popsána pevnostní kontrola zvoleného vedení. Nejprve je proveden výpočet průhybu vedení v závislosti na pohybující se laserové skupině. Po zjištění výsledků výpočtu je navrženo patřičné vyztužení vedení. Vyztužené vedení je opět zkontrolováno pevnostním výpočtem a na závěr této kapitoly je okomentována vhodnost navrženého vyztužení.

Poslední část práce je zaměřena na návrh vedení a ochrany patřičné kabeláže. Práci uzavírá návrh zakrytování celého konstrukčního uspořádání pro vytvoření dojmu kompaktního celku.

Práce je sepsána pomocí sady aplikací Microsoft Office. Obrázky a 3D modely jsou zhotoveny pomocí aplikace Autodesk Inventor a Autodesk Autocad. Potřebné ověřovací výpočty a výstupy ve formě grafických závislostí jsou provedeny v aplikaci Mathcad.



1 SKLADOVÁNÍ

Skladování je definováno jako ta část podnikového logistického systému, která zabezpečuje uskladnění produktů (surovin, dílů, zboží ve výrobě, hotových výrobků) v místech jejich vzniku a místech jejich potřeby. Skladování poskytuje managementu informace o stavu, podmínkách a rozmístění skladových produktů [1].

Skladové hospodářství plní funkci regulujícího mezičlánku mezi výrobou a spotřebou, odstraňuje disproporce mezi nimi. V materiálovém toku výrobního, distribučního a spotřebního procesu vznikají zákonité a nahodilé nepravidelnosti. Z toho vyplývá základní funkce skladu - vyrovnání nepravidelností materiálového toku. Sklad tedy působí jako zásobník, do něhož na straně vstupu přitéká jistý materiálový tok a na straně výstupu z něho jistý tok vystupuje, přičemž oba toky jsou v jisté časové jednotce rozdílné co do skladby i objemu. Rozdíly mezi vstupujícím a vystupujícím materiálovým tokem mají tyto hlavní příčiny:

- **Zákonité**

Rozdílná doba zpracování ve výrobě, rozdílné výrobní a spotřební kapacity na jednotlivých stupních výrobního, distribučního a spotřebního procesu, technologické změny materiálu během skladování (stárnutí odlitků, vysychání řeziva apod.).

- **Nahodilé**

Poruchy na jednotlivých stupních výrobního, distribučního a spotřebního procesu.

V podniku má skladové hospodářství zajistit uskladnění materiálu a jeho včasnou přípravu pro výrobní proces, zajišťovat uskladnění a odeslání hotových výrobků. Je to činnost, při níž se množství a jakost, tj. fyzikální ani jiné parametry skladovaného materiálu nemění. Z ekonomického hlediska skladováním nenabývá materiál vyšší užitné hodnoty. Naopak, skladování vyvolává značné náklady, které se projevují nepříznivě v rentabilitě výrobku.

Ve skladovém hospodářství jde vždy o snížení nákladů na skladování, tj. snížit stav zásob na optimální míru, zvýšit rychlost obratu a zvýšit produktivitu práce ve skladu. Produktivita práce se dá zvýšit hlavně dokonalým využitím prostoru, lehkou přístupností, krátkými dopravními cestami pro příjem a výdej materiálu, organizovaným uspořádáním uskládňovaného zboží.

Jednotlivé druhy materiálu vyžadují podle svého množství, tvaru, hmotnosti, objemu a skupenství různý způsob tvorby manipulačních jednotek a skladování, jakož i různé zařízení pro skladování a mechanizační prostředky pro manipulaci [6].

1.1 SKLAD VS. DISTRIBUČNÍ CENTRUM

V některých případech je namísto pojmu „sklad“ používáno termínu „distribuční centrum“. Význam těchto pojmů není ovšem zcela totožný. Sklad je definován jako obecnější pojem.

1.1.1 SKLAD

Ve skladech se skladují všechny typy produktů a probíhá zde manipulace s většinou produktů, a to obvykle ve čtyřech cyklech (přejímka, uskladnění, expedice a nakládka). Sklady poskytují minimum činností, které přidávají výrobku hodnotu a zároveň se zaměřují



na minimalizaci provozních nákladů při současném plnění dávkových potřeb. Ve skladech převládá dávkové shromažďování dat [1].

1.1.2 DISTRIBUČNÍ CENTRUM

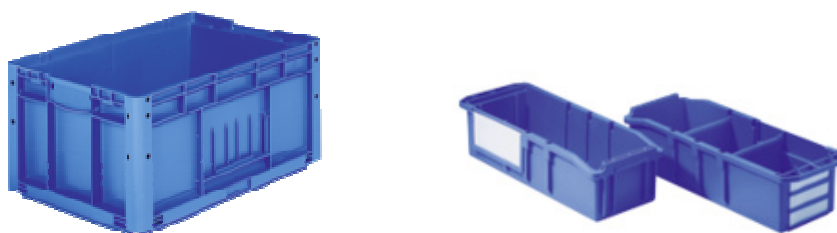
V distribučních centrech jsou na rozdíl od skladů udržovány minimální zásoby produktů, a to převážně těch, po kterých je vysoká poptávka. Tímto je dosaženo maximalizace zisku díky uspokojování požadavků na dodávky zákazníkům, zejména co nejkratší dodací lhůta. V distribučních centrech probíhá obvykle manipulace s materiálem pouze ve dvou cyklech (přejímka a expedice). Ve vztahu k přidané hodnotě poskytují distribuční centra relativně velký podíl – včetně případné finální montáže produktu. Distribuční centra shromažďují data v reálném čase [1].

1.2 MANIPULAČNÍ JEDNOTKA

Materiál (balený i nebalený, svazkový, ložený volně nebo na přepravním prostředku) tvoří samostatně nebo s přepravním prostředkem celek, který je uzpůsoben pro mechanizovanou manipulaci, přepravu, skladování a zachovává svůj tvar při oběhu [8].

1.3 PŘEPRAVNÍ PROSTŘEDEK

Prostředek pro tvorbu manipulační jednotky, na který je přenášeno zatížení při manipulačních, přepravních a skladových operacích (kontejner, paleta, přepravka, ukládací bedna, přepravní obal) [8] (Obr. 1).



Obr. 1 Přepravní bedna (vlevo) [32]; regálové přepravky (vpravo)[33]



2 MANUÁLNÍ SYSTÉMY SKLADOVÁNÍ DROBNÉHO MATERIÁLU

Tímto způsobem je skladován drobný nepaletizovaný materiál, s nímž je manipulováno ručně. Materiál je skladován v přepravech, systémových podložkách, kartónových krabicích nebo volně - jednotlivé díly. Maximální hmotnost manipulační jednotky může být 15 kg, manipulují-li jimi ženy. Maximální hmotnost manipulační jednotky pro muže činí 25 kg [6].

2.1 SPÁDOVÉ REGÁLY

Spádové regály jsou lehké nakloněné regály, které jsou vhodné pro skladování a vyskladňování separátních, za sebou umístěných substrátů (manipulačních jednotek). Jednotlivé položky se nakládají do regálu zezadu a samospádem (pomocí gravitace) nebo prostřednictvím pohonu se pohybují směrem k přední části regálu, který je nakloněn dopředu. Vpředu tyto položky odebírají pracovníci kompletující zboží podle objednávek (Obr. 2).

Obvykle podle požadavků kladených na velikost, hmotnost a vnější formu ložných jednotek lze používat různé dopravní principy. Často je ke spádovému regálu připojen systém válečkových drah.

Spád regálových kanálů musí činit 2 – 8 stupňů pro pohyb manipulačních jednotek samospádem. Spádové regály bývají vybaveny v regálových drahách určitými brzdnými systémy, aby se zabránilo vzniku možné škody vzniklé narážením sunoucích se ložných jednotek.

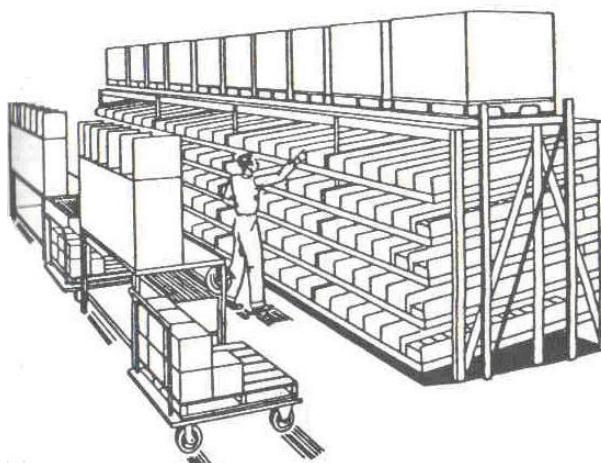
Výhody:

- dokonalá rotace položek/manipulačních jednotek (systém FIFO)
- maximální kapacita díky tomu, že se jedná o systém kompaktního skladování
- úspora prostoru a času při manipulaci s položkami

Nevýhody:

- pohyb ložných jednotek během skladování, nevhodné pro ložné jednotky skladované do vrstev
- částečně nepříznivé úchopové pozice pro obsluhu $\Rightarrow$ odběr ze spodních pater regálu a manuální plnění horních regálových pater

Spádové regály jsou určeny pro skladování a vyskladňování položek s velkou poptávkou. Jsou vhodné zejména pro výrobky, které mají jednotnou velikost a jednotný tvar manipulační jednotky nebo samostatného dílu. Je to ideální systém pro skladování netrvanlivých produktů, i když je použitelný v jakémkoli sektoru průmyslu či distribuce (potravinářský, automobilový, farmaceutický, chemický průmysl, apod.) [1], [2].



Obr. 2 Spádový regál [1]

2.2 POLICOVÉ REGÁLY

Policové regály představují systém skladování vhodný pro uskladnění širokého sortimentu součástí, které jsou v menším až středním množství (např. náhradní součásti) anebo pro skladování zejména drobných součástí.

Skladování se provádí ve více rovinách nad sebou pomocí systému polic na uzavřených příhradových podlažích z ocelového plechu nebo dřeva. V regálových rámových konstrukcích nebo postranních stěnách se nacházejí děrované rastry, do kterých jsou zavěšeny podlahové nosníky (Obr. 3).

Ergonomické požadavky:

- regálová výška by měla činit u manuální obsluhy maximálně 2 m . Regálová hloubka by neměla při vyšší rychlosti obratu převyšovat 0,4 m , jinak je možno volit hloubku polic až do 0,8 m
- šířka uliček mezi regály by se měla při manuální obsluze pohybovat mezi 0,75 a 0,85 m

Výhody:

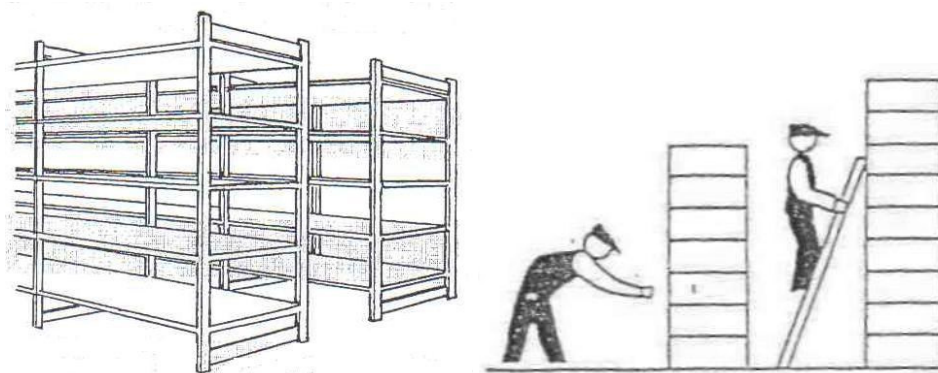
- možnost přímého přístupu ke každému druhu sortimentu
- možnost jednoduché skladové organizace
- téměř bezporuchový systém

Nevýhody:

- částečně nepříznivé úchopové pozice pro obsluhu (spodní a horní regálové plochy)
- vyšší spotřeba ploch a nižší využití prostoru při manuální obsluze – použitím podélně pojízdných schůdků lze zvýšit výšku skladování až do 4 m
- FIFO jen obtížně

Policové systémy jsou ve srovnání s jinými systémy skladování poměrně levné, ale kromě uskladnění drobných dílů mají jen omezený rozsah použití.

Policový regál ve spojení s ruční manipulací představuje nejuniverzálnější skladovací technologie pro jakýkoliv obrat materiálu [1], [2].

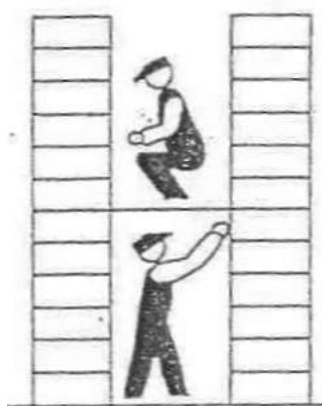


Obr. 3 Klasický policový regál (vlevo); nepříznivé úkony pro obsluhu (vpravo) [2]

2.3 PATROVÉ REGÁLY

V kombinaci s ruční obsluhou vytváří patrový regál velmi výkonnou moderní aplikaci. Princip patrového regálu je založen na prostém policovém regálu s obslužnou optimální výškou 2 m. Tento systém se několikanásobně opakuje, takže např. při 5-ti podlažním upořádání lze dosáhnout 10 m skladovací výšky (Obr. 4).

Na koncích regálového pole lze vytvářet manipulační plochy příjmu a expedice spolu s výstupními schodišti. Vertikální dopravu může u dvoupodlažního regálu zajistit vysokozdvíhový vozík, pro více podlaží je vhodnější vlastní výtah nebo např. stohovací jeřáb. Systém se hodí pro malý i velký obrat materiálu [6].



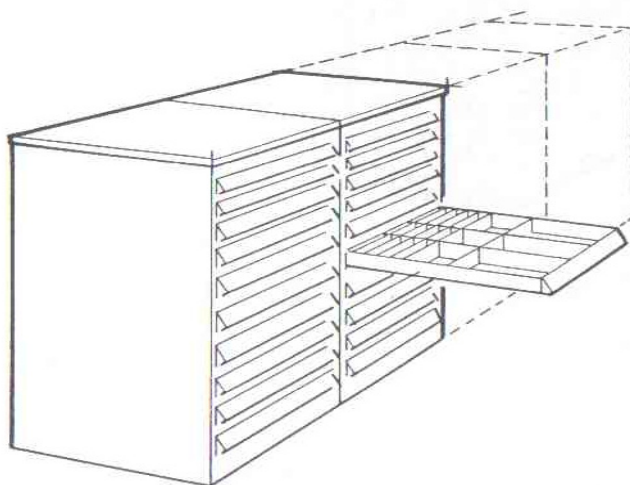
Obr. 4 Patrový policový regál – opět nevýhodné manipulační úkony [2]

2.4 MODULÁRNÍ ZÁSUVKOVÉ A SKŘÍŇOVÉ SYSTÉMY

Pro skladování drobných nepaletizovaných dílů jsou rovněž využívány modulární zásuvkové a skříňové systémy. Mají podobnou funkci jako policové systémy, ovšem požadují méně fyzického prostoru a umožňují skladovat položky v těch místech, kde k nim mají zaměstnanci snadný přístup. Zásuvka se vysune a položka se jednoduše vybere. Tímto způsobem jsou skladovány např. šrouby, matice, spony a jiné součástky a díly. Co se týče velikosti, modulární zásuvkový systém musí být poměrně nízko nad zemí, aby obsluha mohla snadno ze zásuvek vybírat zboží [1].



Na (Obr. 5) je zobrazen klasický zásuvkový regál.



Obr. 5 Zásuvkový/skříňový regál [1]



3 AUTOMATIZOVANÉ SYSTÉMY SKLADOVÁNÍ DROBNÉHO MATERIÁLU

Mezi tyto systémy jsou zařazeny systémy automatického uskladňování a vyhledávání zboží AS/RS (automated storage and retrieval system), otáčivé zásobníky (karusely), zařízení na vyhledávání krabic nebo kusových položek, pásové dopravníky, roboty a snímací systémy. Automatizované systémy se již staly běžnou součástí moderních skladovacích zařízení. Pro mnohé podniky znamenala implementace těchto systémů výrazné zlepšení efektivity a produktivity při manipulaci s materiálem [1].

3.1 MINISYSTÉM AS/RS

Minisystém AS/RS slouží pro automatické uskladnění a vyhledávání pro malé manipulační jednotky. Konstrukce je složena z policových regálů nebo regálů s přihrádkami pro manipulační jednotku, mezi nimiž se v uličkách pohybují současně horizontálně i vertikálně bezobslužné automatizované zakladače, které slouží pro uskladňování nebo vyhledávání manipulačních jednotek. Automatizované zakladače přepravují manipulační jednotky s materiálem z a do kompleťovacího místa. Vychystané zboží je do příslušné stanice pro třídění objednávek dodáno obvykle pomocí dopravníkové linky.

Zakladačové systémy umožňují rychlé vychystání materiálu a krátké přístupové časy ve srovnání s manuálními systémy, kde tuto činnost provádějí lidé.

Uličky mezi regály jsou jen o pár centimetrů širší než manipulační jednotka, čímž je dosaženo zvýšení využití skladovacího prostoru skladu.

V důsledku použití přepravek, krabic nebo kontejnerů jako přepravní jednotky neexistuje téměř žádné omezení tvaru nebo povrchu skladovaného zboží.

Typickým představitelem tohoto systému skladování je Schäfer Miniload Crane (SMC)/ Automatische Kleinteile system (AKL) (Obr. 6) nebo Schäfer Quad system (SQS) [1], [10], [11].



Obr. 6 Schäfer Miniload Crane (SMC)/ Automatische Kleinteile system (AKL) [31]

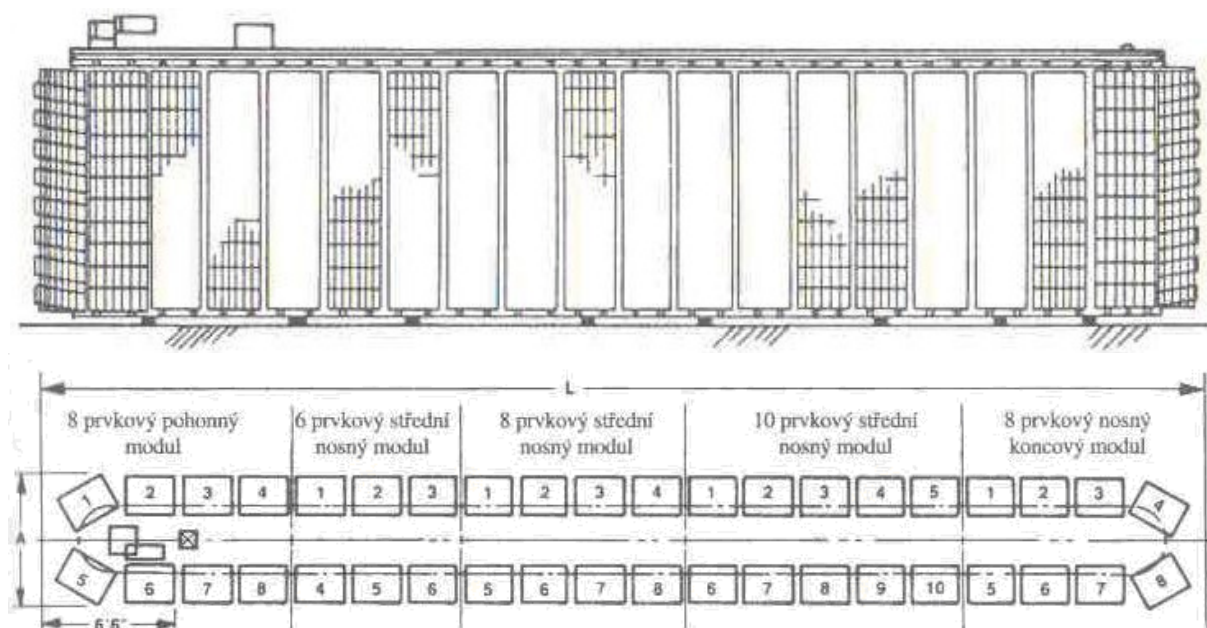


3.2 KARUSELY

Jednou z forem automatizovaného skladování jsou otáčivé zásobníky – karusely. Karusely jsou mechanická zařízení, ve kterých jsou uloženy jednotlivé skladové položky. Při vyhledávání položek se karusel otáčí – rotuje. Nejčastěji mají tato zařízení podobu horizontálních nebo vertikálních systémů. Karusel je automatizovaný systém, který je ideální pro skladování malých a středních dílů a komponentů konstantní velikosti [1], [2].

3.2.1 HORIZONTÁLNÍ KARUSELY

Horizontální karusel je tvořen systémem vzájemně spojených nastavitelných polic nebo přihrádek pro kontejnery, které se otáčejí kolem své osy. Rotace probíhá kolem osy kolmé k zemi. Blok spojených polic či přihrádek tvořící regál, je připojen na oběžný vodící pás, který je poháněn motorem umístěným v horní nebo dolní části karuselu (Obr. 7).



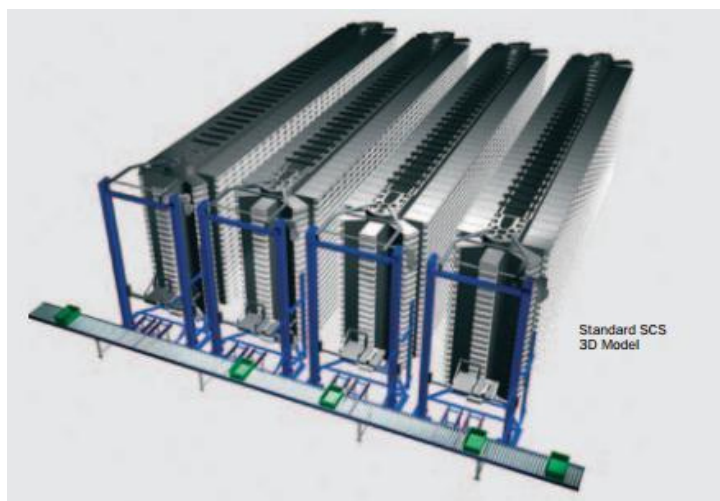
Obr. 7 Horizontální karusel: boční pohled (nahore); půdorys (dole)[1]

3.2.2 SCHÄFER CAROUSEL SYSTEMS (SCS)

SCS je zkratka pro vysokorychlostní vychystávání s minimálním využitím prostoru založeném na principu „zboží k obsluze.“

Standardní modul je složen ze čtyř rotujících horizontálních karuselů, které jsou vybaveny oddělenou automatickou skladovací a vychystávací jednotkou. Tato jednotka (výťah) se pohybuje ve vertikálním nebo horizontálním směru a přemísťuje přepravky z uskladněných pozic na dopravníkové linky. Tyto linky vedou dále vychystané přepravky do kompletovacího místa k obsluze (Obr. 8).

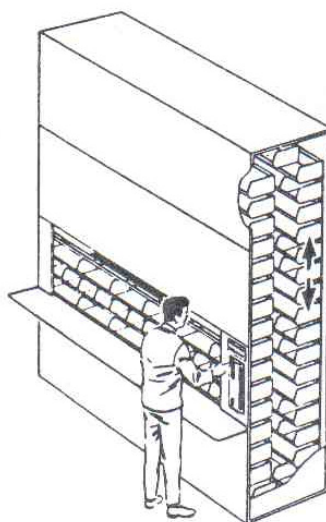
Prostorově úsporná konstrukce poskytuje při standardním modulu kapacitu 6000 přepravek. Každou přepravku je možno rozdělit na 16 přihrádek, a tím dosáhnout úložné kapacity až 25 kg [12], [13].



Obr. 8 Schaefer Carousel systéme – 4 rotující karusely [13]

3.2.3 VERTIKÁLNÍ KARUSELY – PÁTERNOSTEROVÉ SYSTÉMY

Vertikální karusel je obdobou horizontálního karuselu, je však obrácený tak, že rotace probíhá podle osy vodorovné se zemí a systém přihrádek či polic je vložen do plechové skříně. Vertikální karusely jsou vhodné do skladů, v nichž je potřebné využití maximální výšky skladu (Obr. 9) [3].



Obr. 9 Páternosterový skladovací systém [3]

3.2.4 MEGAMAT – KARDEX

Jedním z nejznámějších páternosterových systémů na trhu je produkt Megamat RS společnosti Kardex – Remstar (Obr. 10).

Systém Megamat RS pracuje na principu „zboží k obsluze“. Kompaktní konstrukce systému Kardex Megamat RS poskytuje na minimální ploše maximální kapacitu. Zařízení může sloužit jako samostatný systém nebo procházet několika podlažími budovy s několika výdejovými otvory.

Systém může být ovládaný prostřednictvím PC a příslušného softwaru, nebo s použitím tzv. hardwarového řízení, tedy manuálně. Operátor tak může, buď prostřednictvím řízení



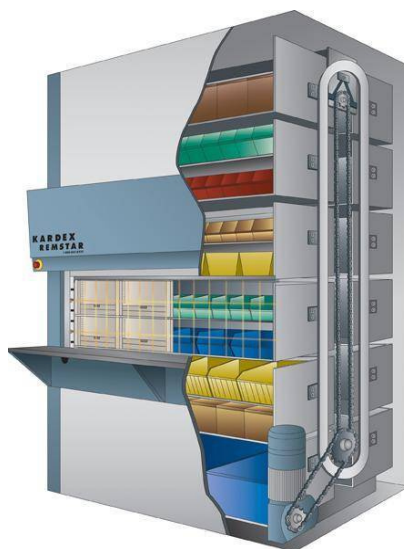
umístěného na zařízení, nebo napojeného počítače zadat číslo police, kterou mu systém automaticky doveze do výdejového otvoru. Výdejový otvor je umístěn v ergonomické pracovní výšce. Při práci tedy odpadá fyzická námaha obsluhy, která se pro zboží nemusí zohýbat či natahovat tak, jako při použití regálových systémů [16], [17].

Funkce systému Megamat RS:

- nouzový manuální pohon
- permanentní přístup ke skladovanému zboží i v případě výpadku proudu pomocí manuálního pohonu
- automatické napínání řetězu $\Rightarrow$ snížení opotřebení řetězu, hnací a hnané řetězové kladky
- klipový systém
- rychlá a extrémně bezpečná montáž krycích plechů
- uzamykatelné dveře $\rightarrow$ lehce se otvírají a lze je obsluhovat ručně nebo automaticky, ochrana uskladněného zboží před prachem a odcizením

Skladovací police

Systém Megamat Kardex využívá pro skladování víceúčelové police. Maximální úložná plocha police je 16 m^2 a únosnost 350 kg . Police lze dle potřeby individuálně rozdělit mezipolicemi s opěrnými plechy nebo doplnit o systém vestavěných šuplíků a zásuvek [16], [17].



Obr. 10 Vertikální systém Megamat – Kardex Remstar [34]

3.3 VERTIKÁLNÍ VÝTAHOVÉ SYSTÉMY

Tento skladovací systém je složen ze dvou skladovacích věží, a to přední a zadní. V těchto věžích je zboží uskladněno na policích. Mezi oběma věžemi se pohybuje zakladač, který vždy vyjme polici a doveze jí do výdejového otvoru, nebo jí uskladní na nejvhodnější skladové místo v rámci systému. Výdejový otvor je obvykle umístěn v přední skladovací části a je vybaven obrazovkou pro efektivní vychystávání a řízení skladování.

Je možno tedy skladovat jednotlivé komponenty nebo pro uskladnění drobných dílů použít systému přepravek vybavených přepážkami.

Vertikální výtahové systémy jsou ideálním řešením pro skladování drobného zboží a ergonomického vychystávání.



3.3.1 SSI LOGIMAT

Skladovací věž Logimat, produkt společnosti SSI Schäfer, je ergonomický a výkonný systém pro skladování a vychystávání drobných dílů.

Princip:

Skladovací věž LogiMat® využívá uskladnění zboží na dvě systémové podložky/zásobníky (jedna vpředu a jedna vzadu) na jedné úrovni. Mezi sloupci systémových podložek se pohybuje zakladač, který tyto podložky přemísťuje k vychystávacímu místu. Pracuje tedy na principu „zboží k obsluze“ (Obr. 11).

Systémové podložky neboli zásobníky jsou vyráběny v různých rozměrech a hmotnostech od 250 kg do 750 kg. Zásobníky lze podle potřeby efektivního uskladnění rozdělit pomocí přepážek [15].

Výhody systému:

- minimalizace chybovosti vychystávání pomocí počítačem řízených procesů
- zkrácení doby strávené přesunem při uskladňování i vychystávání o více než 70 %
- šestkrát až desetkrát zvýšení rychlosti vychystávání díky automatizaci procesů
- výrazné snížení potřebných skladovacích prostorů oproti tradičním skladovacím řešením
- snížení nákladů na spotřebu energie a skladování díky své extrémně kompaktní konstrukci
- modulární konstrukce, kterou lze snadno přizpůsobit podmínkám uživatele

Funkce a doplňky systému:

- Logilift
Provozní otvor s možností průběžného nastavení výšky, která se upravuje tak, aby ergonomicky vyhovovala pracovníkům provádějícím odběr zboží.
- Logitilt
Sklopný mechanismus systémové podložky umístěné ve vychystávacím místu pro ergonomický odběr zboží a snížení hloubky nutné k jeho dosažení.
- Logisafe
Elektricky poháněné dveře na zámek, ideální zejména pro cenné zboží.
- Logiguard
Ochrana operačního prostoru vychystávacího otvoru pomocí světelných závor.
- Logipointer
Možnost doplnění o systém laserového ukazovátka tzv. systému pick – to – light (pro identifikaci místa vyskladnění), čímž se ještě více zjednoduší proces vychystávání zboží. Podrobněji bude tato problematika a její optimální řešení prozkoumáno dále v práci.
- Logisoft
Softwarový ovladač. Slouží pro řízení procesů skladování a toku zboží [15].



Obr. 11 Skladovací věž Logimat – SSI Schäfer [14]

3.3.2 KARDEX SHUTTLE XP

Kardex Shuttle je počítačem řízený, automatizovaný výtahový systém pro skladování a vychystávání (Obr. 12).

Princip:

Stejně jako systém Logimat využívá i Kardex Shuttle XP pro skladování přední a zadní skladovací části. Zboží je uskladněno na policích, kterými manipuluje tzv. extraktor.

Modulární konstrukce systému umožňuje maximální přizpůsobení se prostorovým požadavkům zákazníka. Funguje na principu „zboží k obsluze“, to znamená, že zboží vždy přiváží obsluze do ergonomicky ideálně umístěného výdejevého otvoru [18], [19].

Výhody systému:

- velká skladovací kapacita na malé základní ploše (na ploše 10 m^2 lze dosáhnout úložné kapacity 20000 m^3)
- redukce přístupových časů
- rychlý a bezpečný přístup
- větší bezpečnost pro obsluhu a zboží ve skladu

Funkce a doplňky systému:

- Ergonomie vychystávané police

Příslušná police je obsluze vždy přivážena v ergonomicky ideální výšce v závislosti na fyzické výšce obsluhy. Odpadá tak nahýbání a natahování obsluhy pro příslušnou položku.



- Optiflex

Světelná mříž pro kontrolu přesahů s rastrem 25 mm umožňuje skladování zboží nejrůznějších výšek v malých odstupech.
- Světelná clona

Clona z fotobuněk slouží pro ochranu obsluhy v okolí vychystávacího otvoru při provozu extraktoru.
- Měření výšky zboží

Doplněk systému Optiflex. Zboží je vždy uloženo maximálně komprimovaně.
- Pick – to – light zařízení

Integrované laserové ukazovátko a systém snímání čárových kódů poskytuje nejvyšší úroveň vychystávání.
- Vážení skladovaného zboží

Zábrana přetížení police pomocí automatizovaného systému vážení.
- Vnitřní dveře výdejového prostoru

Dveře jsou automatizovány a slouží pro ochranu obsluhy a skladovaného materiálu. Snížení hladiny hluku při pohybu extraktoru.
- Možnost snadného napojení na robotické paže nebo zdvihadla při manipulaci s těžkými skladovanými břemeny [18], [19].



Obr. 12 Kardex Schuttle XP – Kardex Remstar [18]



3.3.3 KARDEX SCHUTTLE XPLUS

Tento systém představuje spojení 4 systémů Schuttle XP, které jsou ovládány jedním extraktorem. Dosáhne se tak zvýšení kapacity skladování. Na přední nebo zadní stranu zařízení je možné umístit několik výdejových otvorů pro maximální flexibilitu [20].

3.3.4 KARDEX SCHUTTLE XPMULTIPLE

Zařízení je složeno ze dvou za sebou uspořádaných a na sobě nezávislých modulárních výtahových systémů uspořádaných do tandemu (přední a zadní modul). Police z předního zařízení se mění prostřednictvím tzv. transferové jednotky za police ze zadního zařízení a naopak. Předběžná příprava komise redukuje čekací doby obsluhy a výrazně zvyšuje produktivitu [21].

4 LASEROVÉ UKAZOVÁTKO - POINTER

Laserové ukazovátko – Laser pointer, dále jen pointer, je doplňujícím prvkem skladovací věže SSI Logimat. Úkolem tohoto zařízení je jednoznačná identifikace polohy požadovaného zboží uloženého na systémové podložce.

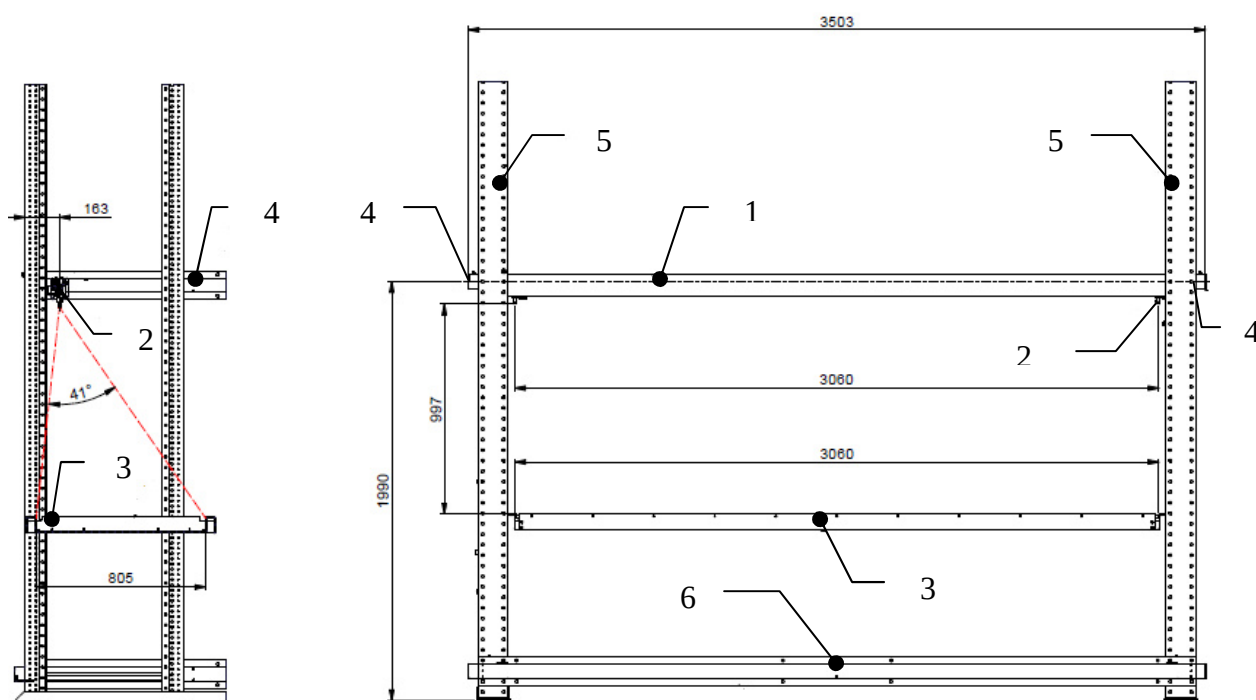
Pointer napomáhá ergonomickému vychystávání zboží obsluhou. Zboží podobného rozměru a tvaru (např. normalizované šrouby rozměrové řady) je obvykle uskladněno na jedné systémové podložce pro rychlejší vychystávání.

Pro dodržení určitého systému uskladnění zboží na systémové podložce (např. šrouby na jedné straně, podložky a matice na druhé straně) je podobné zboží uskladněno vedle sebe. Tento systém uskladnění zboží je náchylný na vznik chyby v identifikaci zboží obsluhou při vychystávání, jelikož podobné zboží není často rozeznatelné pouhým okem. Použitím pointeru je možnost výskytu chybné identifikace zboží minimalizována, a tím je odstraněno zbytečné nahýbání a natahování se obsluhy. Tímto je následně dosaženo i zkrácení celkového času vychystávání.

Návrh nového optimálního konstrukčního uspořádání pohonu a vedení pointeru je rozdělen do několika uzlů. Hlavní uzly jsou zobrazeny na (Obr. 13).

Hlavní konstrukční uzly návrhu:

- lineární vedení včetně vodících a spojovacích elementů
- mechanický převod pro lineární pohyb
- laserová skupina: laser + držák laseru
- pohon natáčení laseru
- pohon mechanického převodu
- vedení a ochrana potřebné kabeláže



Obr. 13 Umístění pointeru na SSI Logimat: pohled boční + přední: 1) vedení laseru, 2) laserová skupina, 3) základní kazeta (systémová podložka), 4) kotvicí profil, 5) stojina rámu SSI Logimat, 6) podélný profil



5 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Lineární vedení slouží jako přesný a jednoduchý vodící systém. Řadíme sem pohybové šrouby, rolníčková vedení, vedení s oběhovými kuličkami a celé lineární moduly.

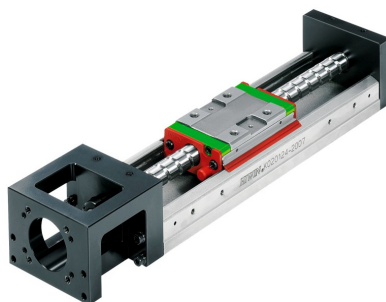
Základním úkolem lineárního vedení u laserového ukazovátka je, pokud možno, bezvůlové vedení, jelikož i malá nepřesnost ve vedení má výrazný vliv na přesnost paprsku laseru při dané výšce pointru od systémové podložky.

Dále je nutné zohlednit lehkost konstrukce vedení, poněvadž přenášené zatížení od hmotnosti (laserová skupina + vodící a spojovací elementy) nebude nijak velké, cca v řádu stovek gramů. Tudíž není potřeba robustní konstrukce, spíše je důraz kladen na výše uvedenou přesnost vedení.

Dalším faktorem návrhu konstrukce vedení je jednoduchost výroby, a s tím spjaté výrobní náklady a pořizovací cena produktu.

5.1 LINEÁRNÍ MODULY

Lineárními moduly jsou označovány kompaktní celky (vedení + převod + pohon) sestavené většinou ze standardních dílů. Tyto celky jsou obecně používány pro přenos vysokých výkonů a zatížení. Pro naši aplikaci je konstrukce těchto modulů příliš robustní a zbytečně drahá (Obr. 14).



Obr. 14 Lineární modul Hiwin KK [35]

5.2 POHYBLIVÉ ŠROUBY

Mezi pohyblivé šrouby jsou zařazeny kuličkové a trapézové šrouby. Předností trapézových šroubů je obecně jednoduchost výroby a konstrukčního uspořádání (matice, šroub), ovšem na úkor nepřesnosti tohoto vedení. Tyto nežádoucí účinky jsou odstraněny použitím kuličkovým šroubů, které jsou naopak vyznačovány velkou přesností vedení. Nevýhodná je ovšem cena tohoto produktu.

Hlavní nevýhodou těchto vedení je potřebné sekundární vedení pro ukotvení matice – třecí odpory, nepřesnost. (Obr. 15).



Obr. 15 Kuličkový šroub s maticí – T.E.A. Technik s.r.o. [36]



5.3 VEDENÍ S OBĚHOVÝMI KULIČKAMI

Vedení s oběhovými kuličkami je obecně používáno v manipulační a dopravní technice, a je složeno z vodící kolejnice a vozíku s oběhovými kuličkami. Vodící kolejnice je vyrobena z pochromované oceli. Vedení je vyznačováno vysokou přesností a variabilním nastavením vůle vedení. Nevýhodná je ovšem cena a hmotnost vedení (Obr. 16).



Obr. 16 Vedení s oběhovými kuličkami – T.E.A. Technik s.r.o. [37]

5.4 ROLNÍČKOVÁ VEDENÍ

Rolníčková vedení se vyznačují jednoduchostí a lehkostí konstrukce při splnění předpokladu nízkých pořizovacích nákladů a požadované přesnosti. Vedení je složeno z vodícího profilu, po kterém jsou odvalovány rolničky. Vodící profil je většinou vyroben ze slitiny hliníku (nízká hmotnost) a vodící část je vyrobena z technologicky upravené oceli. Materiálem rolničků je obvykle ocel (Obr. 17).



Obr. 17 Rolníčkové vedení UtiliTrak – Hepco Motion [38]

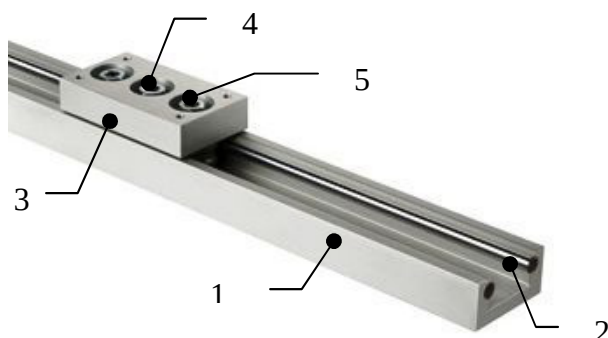
5.5 VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Z uvedených variant lineárního vedení je zvolena varianta rolníčkového vedení od společnosti T.E.A Technik s.r.o, Brno. Zvolené rolníčkové vedení je v nabídce produktů výrobce označeno jako lineární vedení Compact.

Vodící profil – kolejnice je tvořen profilem z eloxovaného hliníku, v němž jsou upevněny dvě tvrděchromované kalené broušené vodící tyče. Vozík je složen z nosné desky, která je vyrobena z eloxovaného hliníku a je opatřena montážními otvory. Lineární pohyb je zajištěn pomocí 3 vodících roln, 2 centrických na krajích a 1 excentrické uprostřed, která je určena pro vymezení radiální vůle a nastavení případného předpětí. Dodávaná délka vedení z jednoho kusu je dle výrobce dána maximálně 6 m, což je dostačující vzhledem k potřebné délce vedení [22].



Na (Obr. 18) je zobrazeno uspořádání lineárního vedení Compact.



Obr. 18 Lineární vedení Compact: 1) profil z eloxovaného hliníku, 2) vidící tyč, 3) vozík Compact, 4) excentrická rolna, 5) centrická rolna [22]



6 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody jsou určeny k přenosu rotačního pohybu a točivého momentu, ke změně rychlosti tohoto pohybu a velikosti přenášeného točivého momentu.

Každý mechanický převod je tvořen alespoň dvěma koly. První kolo je nazýváno hnací, druhé kolo hnané. Rotační pohyb a točivý moment jsou přenášeny vždy z kola hnacího na kolo hnané [5].

U dopravních zařízení a při přenosu výkonu na poměrně velké vzdálenosti jsou používány mechanické převody s ohebnými převodovými členy. Do této kategorie jsou řazeny řemeny, řetězy a lana. Použití ohebných převodových členů je v mnoha případech příčinou zjednodušení konstrukce stroje a snížení pořizovací ceny. Protože jsou tyto členy ohebné a obvykle dosti dlouhé, mají také schopnost zachycovat rázová zatížení a tlumit kmitání. To má velký vliv na životnost stroje [4].

Hlavním úkolem mechanického převodu u pojízky je transformace rotačního pohybu hnacího členu na lineární pohyb vlečeného elementu (vozíku) zvoleného lineárního vedení.

6.1 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Řetězové převody jsou řazeny mezi převody s tvarovým stykem. K přenosu rotačního pohybu a točivého momentu je dosaženo v důsledku přímého tvarového styku mezi zuby řetězových kol a řetězem. Předností řetězových převodů je velká mechanická účinnost, až 98 % [5].

Výhody:

- konstantní převodový poměr – nedochází ke skluzu
- dlouhá životnost
- použití na dlouhé osové vzdálenosti

Nevýhody:

- hlučnost
- netlumí rázy
- prodlužování řetězu
- nutné mazání kapalnými nebo tuhými mazivy

6.1.1 VÁLEČKOVÝ ŘETĚZ

Válečkové řetězy jsou nejpoužívanější řetězy, které jsou uplatňovány ve všech oblastech převodů. Tyto řetězy se obvykle používají jako hnací a jejich tvar a rozměry podléhají normě.

Každý válečkový řetěz je složen z vnitřních a vnějších článků. Vnější články jsou tvořeny vnějšími deskami, které jsou pevně spojeny s čepy. U vnitřních článků jsou do vnitřních desek pevně nalisovaná pouzdra, která se volně otáčejí na čepech vnějších článků. Na pouzdra je navlečen dutý váleček, který snižuje tření mezi řetězem a zuby řetězového kola. Proto je tento typ řetězu vhodný pro větší obvodové rychlosti. Jednotlivé části řetězu jsou zobrazeny na (Obr. 19).

Základním rozměrem řetězu je rozteč, která je rovna přímé osové vzdálenosti dvou sousedních čepů. Válečkový řetěz je velmi často používán pro svou univerzálnost a možnost použití v nepřetržitém provozu [4], [23].



Obr. 19 Válečkový řetěz – jednotlivé části [39]

6.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemenové převody jsou rozděleny podle druhu použitého řemenu. Druhy řemenů jsou: plochý, kruhový, klínový a zubový. K přenosu rotačního pohybu a točivého momentu mezi řemenem a řemenicí je dosaženo buď v důsledku převodu se silovým stykem (plochý, kruhový, klínový řemen) nebo převodu s tvarovým stykem (zubový řemen). Podle druhu použitého řemene jsou rovněž rozlišeny příslušné řemenice.

6.2.1 ŘEMENOVÝ PŘEVOD S PLOCHÝM ŘEMENEM

Řemenový převod s použitým plochým řemenem patří mezi převody se silovým stykem. To znamená, že přenosu rotačního pohybu a točivého momentu z kola hnacího na kolo hnané je dosaženo v důsledku tření, které vzniká ve stykové třecí ploše mezi řemenicí a řemenem. Proto jsou tyto řemenové převody doplněny systémem napínacích a vodících kladek, aby bylo docíleno většího úhlu opásání.

Převody s plochými řemeny se používají tam, kde osová vzdálenost kol je příliš velká, kde se považuje tichý a klidný chod [5].

Výhody:

- tichý chod
- tlumí torzní kmity
- možné mimoběžné hřídele osy hřídelů

Nevýhody:

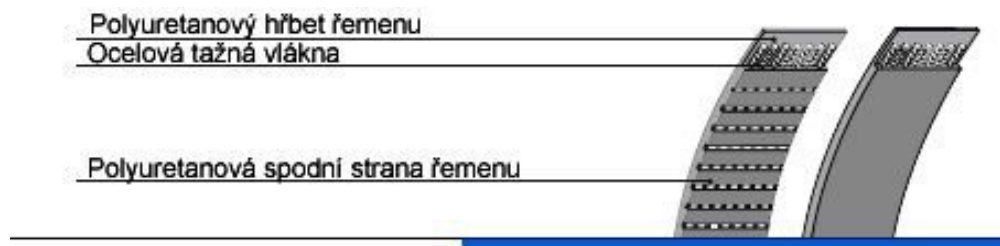
- skluz – nekonstantní převod
- elastický creep řemenu

Plochý řemen

Ploché řemeny jsou složeny z tažné vrstvy, která přenáší obvodovou sílu, a ze stykové vrstvy, která přenáší třecí sílu z funkční plochy řemenice na tažnou vrstvu. Styková vrstva může pokrývat buď jednu, nebo obě strany řemene.



Tažná vrstva je vyrobena z polyesterové, aramidové či nylonové tkaniny nebo z ocelového drátu. Styková vrstva je tvořena pryží, polyamidem nebo polyuretanem [4]. Jednotlivé vrstvy plochého řemene (Obr. 20).



Obr. 20 Plochý řemen [40]

6.2.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD S OZUBENÝM ŘEMENEM

Řemenové převody s použitým zubovým řemenem jsou řazeny mezi převody s tvarovým stykem, tudíž přenos výkonu z řemenice na řemen je realizován přímým tvarovým stykem mezi zuby řemenice a zubového řemenu. Mechanická účinnost těchto řemenových převodů se pohybuje v rozmezí 97 až 99 %. Účinnost je tedy značně velká. Tyto převody spojují výhody řemenových převodů s plochým řemenem a převodů řetězových.

Výhody:

- nedochází ke skluzu – úhlová rychlost hnací a hnané řemenice jsou stejné
- plynulý a tichý chod
- tlumí torzní kmity a rázy
- široký rozsah provozních rychlostí

Ozubený řemen

Ozubené řemeny jsou složeny z ozubení, stykové, tažné a ochranné vrstvy. Ozubení, jehož povrch je pokryt stykovou vrstvou, zajišťuje tvarový styk. Tažná vrstva se nachází v místě roztečné plochy řemenu, díky čemuž jeho výpočtová délka nezávisí na výšce řemenu. Účelem tažné vrstvy je podobně jako u plochých řemenů přenášet obvodovou sílu. Ochranná vrstva chrání řemen před vnějšími mechanickými nebo chemickými vlivy [4].

Podle materiálu na výrobu ozubení a hřbetu řemene se zubové řemeny dělí na:

- neoprenové
- polyuretanové

Neoprenové řemeny mají obvykle černou barvu a jsou vyrobeny z chlorpropenového kaučuku. Tažná (kordová) vrstva je tvořena šroubovitě vinutými skelnými vlákny. Tyto řemeny se používají jako hnací, jelikož přenáší vysoké výkony a jsou vhodné pro převody s vysokou obvodovou rychlostí (Obr. 21).

Polyuretanové řemeny jsou vyrobeny z polyuretanu s vysokou odolností vůči stárnutí. Tažná vrstva je tvořena ocelovými šroubovitě vinutými drátky, kevlarovými tažnými kordy, případně nerezovými. Tyto řemeny mají světlou barvu a používají se jako hnací nebo transportní. Jsou vhodné pro převody s nižšími přenášenými výkony a obvodovými rychlostmi v porovnání s neoprenovými řemeny [4], [24] (Obr. 21).

Zubové řemeny se vyrábějí s jednostranným nebo oboustranným ozubením. Podle tvaru profilu ozubení rozlišujeme ozubené řemeny s lichoběžníkovým, parabolickým a speciálním tvarem zubu. Rozteč zubů dělí řemeny na metrické a palcové.



Tabulka č. 1. Porovnání zubových řemenů [24]

Materiál	Odolnost vůči opotřebení	Ohebnost	Odolnost vůči olejům	Pracovní teplota	Tvrdost
Polyuretan PU	velmi dobré	vysoká	vysoká	–5 °C až 70 °C	92 Shore A
Neoprén	dobré	dobrá	omezená	–20 °C až 100 °C	70 ± 5 Shore A



Obr. 21 Polyuretanový řemen (vlevo) [41]; neoprénový řemen (vpravo) [42]

6.3 VOLBA MECHANICKÉHO PŘEVODU

V důsledku porovnání výše uvedených variant mechanických převodů, jejich výhod a nevýhod, je zvolena jako optimální varianta mechanického převodu varianta řemenového převodu s použitým ozubeným řemenem.

Hlavní výhody:

- přenos výkonu na velkou vzdálenost
- tlumení torzních kmitů
- konstantní převod – žádný skluz
- snadná údržba – není potřeba mazat

Převodový poměr: $i = 1 \Rightarrow$ lineární pohyb, řemenice rozměrově stejné.

6.4 NÁVRH OZUBENÉHO ŘEMENE

Návrh ozubeného řemene zvoleného mechanického převodu je ovlivněn několika parametry.

Parametry ozubeného řemene:

- Tvar profilu zubu

Pro aplikace s lineárním pohybem je běžně používán lichoběžníkový profil zubu řemene. Tento profil poskytuje široký rozsah přenášených výkonů a optimální poměr mezi pevností a kroutícím výkonem. Zbývající uvedené tvary profilů (parabolický, speciální pro neoprenové řemeny) poskytují



příznivější parametry (vysoký přenášený výkon, vysoké obvodové rychlosti), ale na úkor vyšších pořizovacích nákladů.

- Rozteč zubů

Je vhodné zvolit metrickou rozteč zubů kvůli větší dostupnosti řemenů a řemenic s touto roztečí v porovnání s komponentami pohonů s palcovou roztečí lichoběžníkového profilu.

- Šířka řemene

S ohledem na malé rozměry celé konstrukce vedení je vhodné takto přizpůsobit šířku řemene. Dalším omezujícím faktorem je také šířka zvolené řemenice.

- Materiál

Z výše uvedených materiálů a porovnání je vhodné zvolit řemen vyrobený z polyuretanu. Tento řemen je rovněž vhodný z hlediska přenášeného výkonu a obvodové rychlosti.

- Vhodnost pro naši aplikaci:

Lineární technika – malé přenášené výkony.

Volba ozubeného řemene

V důsledku uvedených požadavků a také široké nabídky produktů je zvolen ozubený řemen společnosti Haberkorn Ulmer s.r.o., který má obj. kód: T31362 [25].

Popis + základní parametry: dle [25]

Ozubený řemen PU metráž

- | | |
|-----------------|--|
| • profil: | ozn. T5 |
| • šířka: | $b_{\check{R}} = 10 \text{ mm}$ |
| • rozteč: | $T = 5 \text{ mm}$ |
| • materiál: | řemen – polyuretan PU
tažný kord – ocel |
| • výška hřbetu: | $h_{\check{R}} = 1 \text{ mm}$ |
| • výška zubu: | $a_{\check{R}} = 1,2 \text{ mm}$ |
| • délka řemene: | $l_{\check{R}} \approx 7500 \text{ mm}$ |

6.5 NÁVRH HNACÍ OZUBENÉ ŘEMENICE

Určující parametry:

- Rozteč zubů

Rozteč zubů řemenice je dána roztečí zubů řemene.

- Šířka řemene

Pro řemeny šířky $b_{\check{R}} = 10 \text{ mm}$ jsou společností Haberkorn dodávány standardně vyráběné řemenice.



- Roztečný průměr d_p

Nutné zohlednit celkovou výšku vedení (kolejnice + vozík + upínací destička). Při lineárním pohybu řemene nesmí dojít ke kolizi řemene s některou komponentou konstrukce, a dále také nesmí dojít k přidírání či šoupání řemene po vedení, což by mohlo vést k mechanickému poškození řemene a snížení životnosti či destrukci. Rovněž nesmí dojít k spadnutí řemene z řemenice. Je tedy vhodné zvolit řemenici opatřenou bočnicemi. Je nutné zajistit plynulý chod řemene.

Volba hnací ozubené řemenice

Porovnáním určujících parametrů je zvolena řemenice od společnosti Haberkorn Ulmer s.r.o. V katalogu společnosti Haberkorn jsou uvedeny jednak standardně vyráběné řemenice, ovšem je zde i možnost výroby na zakázku dle předem předloženého výrobního výkresu. Dle katalogu splňuje výše uvedené požadavky řemenice obj. kódem T21642 – označení: 21 T5/27 [25]

Popis + základní parametry: dle [25]

Ozubená řemenice T5 (rozteč 5 mm) DIN 7721 – 2

- Materiál: dle katalogu výrobce - hliník Al
- Počet zubů: $z = 27$
- Provedení: 2F – s nalisovanými bočnicemi
- Roztečný průměr: $d_p = 42,98 \text{ mm}$
- Hlavový průměr: $d_e = 42,2 \text{ mm}$
- Průměr přes bočnice: $D_f = 48 \text{ mm}$

Tato řemenice je standardně osazena, což je nepotřebné a nevyhovující z hlediska zvýšení setrvačných hmot. Tímto je tedy pro výrobu řemenice zvolena možnost výroby na zakázku dle předloženého výrobního výkresu.

Pro výrobu a vytvoření výrobního výkresu jsou tedy použity parametry standardní řemenice 21 T5/27, které splňují naše požadavky. Průměr předvrtané středové díry určené pro hřídel pohonu je zvolen dle průměru hřídele pohonu. Řemenice je navíc opatřena předvrtanou dírou se závitem pro upevnění řemenice k hřídeli motoru. Upevnění řemenice na hřídel motoru je dosaženo pomocí stavěcího šroubu. Volba stavěcího šroubu je popsána v kapitole 7. Výrobní výkres příloha (DP-13-V-001).

Návrh bočnice dle katalogu Haberkorn: dle [25]

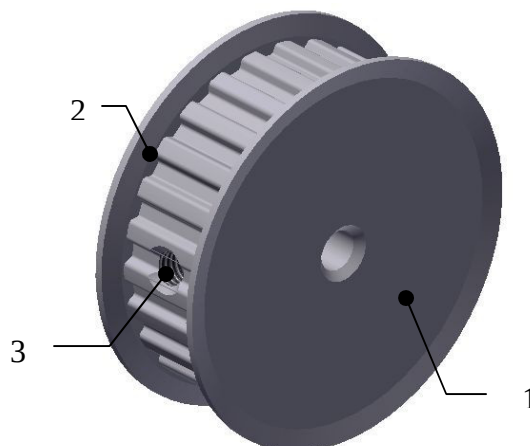
- Počet zubů řemenice: $z = 27$
- Rozteč zubů: T5
- Tloušťka: $S_R = 1,0 \text{ mm}$
- Označení bočnice: 210

Volba:

- Materiál: pozinkovaná ocel
- Tloušťka bočnice: $S_R = 1,0 \text{ mm}$
- Označení bočnice: 210
- Objednací kód: T41458



3D pohled hnací řemenice v aplikaci Autodesk Inventor je na (Obr. 22).



Obr. 22 Hnací řemenice – 3D: 1) tělo řemenice, 2) bočnice, 3) díra se závitem pro stavěcí šroub

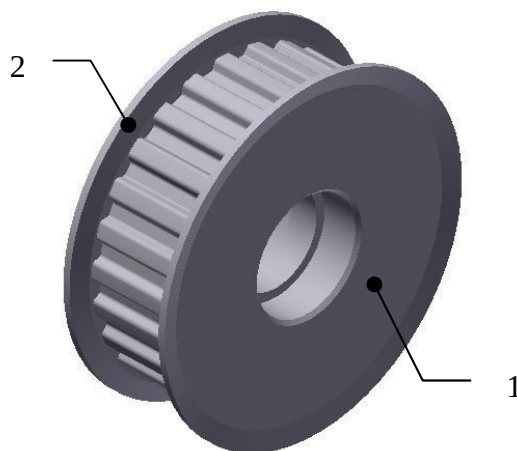
6.6 NÁVRH HANÉ OZUBENÉ ŘEMENICE

Návrh a volba hnané řemenice jsou provedeny obdobně jako u hnací řemenice, tedy od společnosti Haberkorn. Jelikož je zvolen převodový poměr $i = 1$, bude mít tato řemenice parametry dle katalogové řemenice 21 T5/27. Rovněž i zde je nutné využít zakázkové výroby dle výrobního výkresu v důsledku uložení řemenice do kotvící konzole.

Hnaná řemenice je do kotvící konzole uložena pomocí hřídele na ložiscích. Rotační pohyb mezi hřídelí a řemenicí je zajištěn pomocí dvou radiálních ložisek. Hřídel stojí, otáčí se pouze řemenice s nalisovanými ložisky. Řemenice je tedy opatřena vnitřním osazením kvůli ložiskům a předvrtanou dírou, jejíž průměr je určen vnějším průměrem zvolených radiálních ložisek, ovšem při splnění požadovaného uložení řemenice - ložisko. Podrobnější informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-002). 3D zobrazení řemenice (Obr. 23).

Návrh bočnic:

Bočnice, v důsledku stejných parametrů obou řemenic, jsou zvoleny stejné jako u hnací řemenice. Tedy bočnice Haberkorn, obj. kód T41458 [25].



Obr. 23 Hnaná řemenice – 3D: 1) tělo řemenice, 2) bočnice

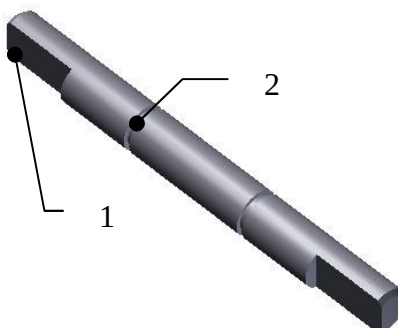


6.6.1 NÁVRH HŘÍDELE HNANÉ ŘEMENICE

Plynulé otáčení hnané řemenice je zajištěno pomocí hřídele hnané řemenice. Řemenice je na hřídeli uložena pomocí valivých ložisek. Hnaná řemenice je zajištěna proti axiálnímu posuvu po hřídeli pomocí pojistných kroužků. Hřídel je na koncích seříznuta viz (Obr. 24). Seříznutí je provedeno v důsledku zajištění pevné polohy hřídele a napínání řemene - popsáno dále. Výrobní výkres příloha (DP-13-V-003).

Hřídel je zatížen statickým zatížením od předpětí řemene a dynamickým zatížením způsobeným rozběhem a prací laserové skupiny. Vzhledem k předpokládanému nízkému zatížení a rozměrům řemenice je zvolen jmenovitý průměr hřídele $\phi_{Hhn} = 5 \text{ mm}$. Délka hřídele je zvolena s uvažováním šířky hnané řemenice a roztečí napínacích šroubů řemene.

Polotovarem hřídele hnané řemenice je zvolena tyč kruhová tažená za studena KR 5h11 - 50 ČSN 42 6510.12 – 12 040. Jako materiál je zvolena ocel 12 040 ČSN 41 2040, která je vhodná pro hřídele zejména, dynamicky zatížené.



Obr. 24 Hřídel hnané řemenice – 3D: 1) seříznutí, 2) drážka pojistného kroužku

6.6.2 NÁVRH POJISTNÝCH KROUŽKŮ PRO HŘÍDEL

Pojistné kroužky jsou navrženy podle průměru hřídele hnané řemenice. V důsledku průměru hřídele $\phi_{Hhn} = 5 \text{ mm}$ jsou zvoleny třmenové pojistné kroužky DIN 6799 - 3,2. 3D pohled v aplikaci Autodesk Inventor (Obr. 25).



Obr. 25 Pojistný kroužek DIN 6799 - 3,2

6.6.3 NÁVRH LOŽISEK HNANÉ ŘEMENICE

Uložení hřídele a hnané řemenice, jak již bylo uvedeno, je provedeno pomocí ložisek. Návrh ložisek je ovlivněn průměrem hřídele hnané řemenice $\phi_{Hhn} = 5 \text{ mm}$ a také nutností mazání ložisek. Ložiska jsou zvolena jednořadá kuličková oboustranně zakrytována (Obr. 26).

Zakrytovaná ložiska jsou pouze jednorázově mazána a zakrytování je rovněž určeno pro zabránění úniku maziva a vniku nečistot do tělesa ložiska. V důsledku uvedeného jsou zvolena jednořadá kuličková ložiska 625-2RS NEREZ od společnosti SNH [26].

**Parametry ložiska:**

- Vnitřní průměr: $d_{Lhn} = 5 \text{ mm}$
- Vnější průměr: $D_{Lhn} = 16 \text{ mm}$
- Šířka ložiska: $B_{Lhn} = 5 \text{ mm}$

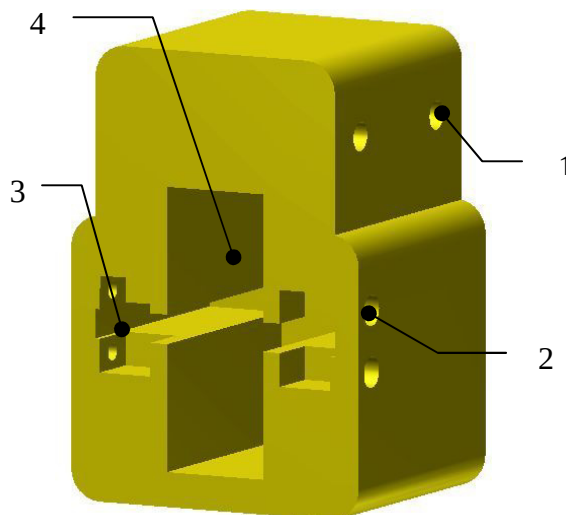


Obr. 26 Radiální kuličkové ložisko [43]

6.7 NÁVRH KONZOLE HNANÉ ŘEMENICE

Konzole hnané řemenice je navržena jako jednodílný obrobek. Materiálem je zvolen polyetylen UHMW Tivar 1000 natural, zejména kvůli své lehkosti a dobré obrobitelnosti. Jako polotovár je navržena plastová deska 52,0 mm 62,0 x 96,0 ČSN EN ISO 11542.

Konzole je opatřena výřezem pro snadné vložení hnané řemenice včetně ložisek, hřídele a pojistných kroužků. Na stranách jsou vyrobeny drážky pro napínací kostky, které jsou připevněny šrouby ke konzole. Ve vrchní části jsou vyvrtány otvory pro ukotvení konzole ke spojovací části SSI Logimat – vedení pointru (Obr. 27). Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-004).



Obr. 27 Konzole hnané řemenice – 3D: 1) otvory pro uchycení ke spojovací části, 2) otvory pro napínací kostky, 3) drážky napínací kostky, 4) výřez řemenice

6.8 NÁVRH KONZOLE HNACÍ ŘEMENICE

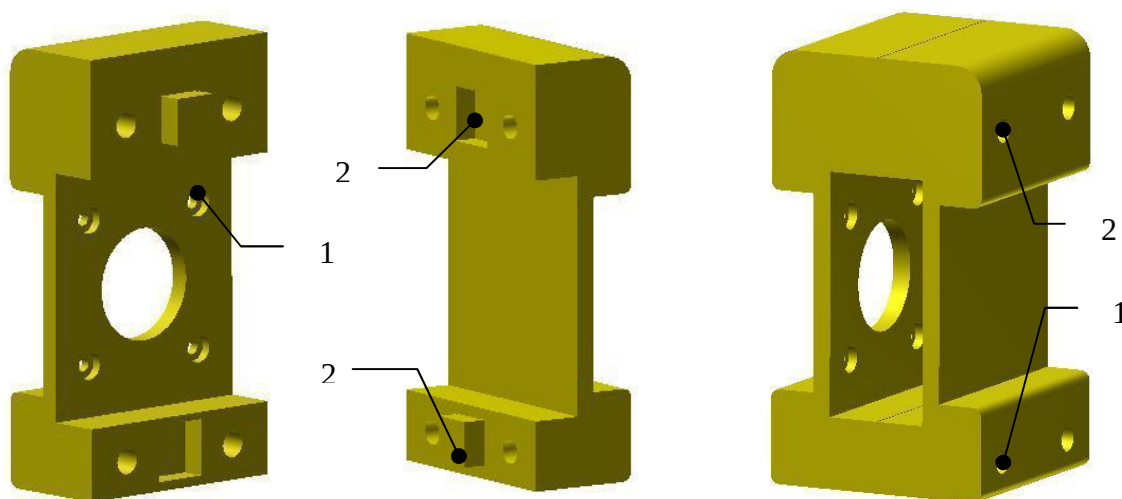
Konzole hnací řemenice je navržena jako dvoudílná, kvůli možnosti montáže hnací řemenice na hřídel krokového motoru. Každá část je vyrobena jako obrobek. Materiálem je zvolen opět polyethylen polyethylen UHMW Tivar 1000 natural. Polotovarem obou polovin je navržena plastová deska 32,0 mm 52,0 x 96,0 ČSN EN ISO 11542.

Levá část konzole je přizpůsobena připojení hnacího pohonu a hnací řemenice. Pravá část konzole je navržena pouze jako krycí s výřezem pro hnací řemenici. Obě poloviny jsou pro přesné a nezaměnitelné spojení vybaveny nálitky/dírami (protikusy) (Obr. 28).

Spojení obou polovin je v dolní části provedeno dvěma šrouby M5 x 60 DIN 933 s odpovídajícími maticemi M5 DIN 934. Na straně šroubu a matice jsou navrženy podložky A5,3 DIN 125 - 1 A. Spojení v horní části je provedeno dvěma šrouby M5 x 65 DIN 933, kterými je navíc celá dvoudílná konzole připevněna ke spojovací části SSI Logimat – vedení poutru. Rovněž zde jsou navrženy odpovídající matice M5 DIN 934 a podložky A5,3 DIN 125 - 1 A.

Hnací pohon je k levé části konzole připevněn pomocí 4 šroubů. Rozměr šroubu je dán montážními otvory výrobce pohonu. Podrobně viz kapitola 7.

Podrobnější informace viz výrobní výkresy, přílohy (DP-13-V-005) a (DP-13-V-006).

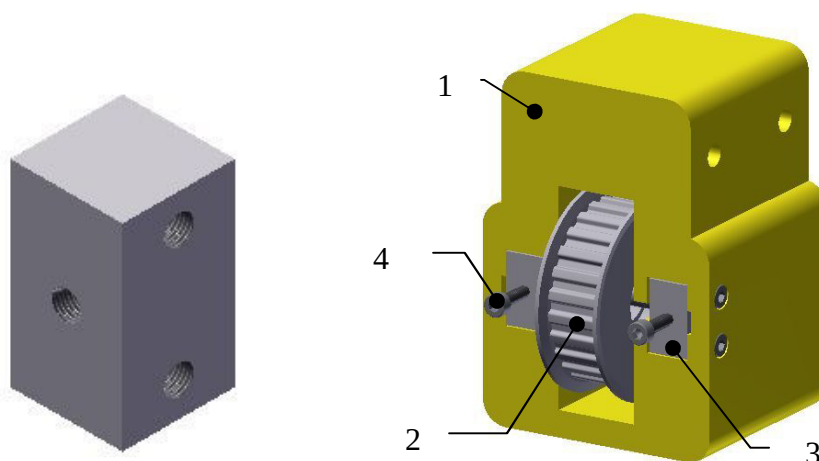


Obr. 28 Konzole hnací řemenice – 3D: levá část: 1) otvory pro připevnění hnacího pohonu, 2) protikusy; pravá část; sestava: 1) otvory pro spojení, 2) otvory pro spojení + spojovací díl

6.9 NÁVRH NAPÍNACÍCH KOSTEK ŘEMENE

Napínací kostky (Obr. 29) jsou navrženy pro primární napínání řemene a zároveň pro zajištění pevné polohy hřídele hnané řemenice v konzole. Jako polotovar je navržena deska z hliníkové slitiny o rozměrech 12 x 12 x 20 ČSN EN 485-3. Materiálem je zvolena slitina hliníku EN AW5754[AlMg3].

Kostky jsou do konzole připevněny užitím dvou šroubů M3 x 12 DIN EN ISO 4762 pro každou kostku. Napínání řemene je provedeno napínacím šroubem M3 x 20 DIN EN ISO 4762. Podrobnější informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-007).



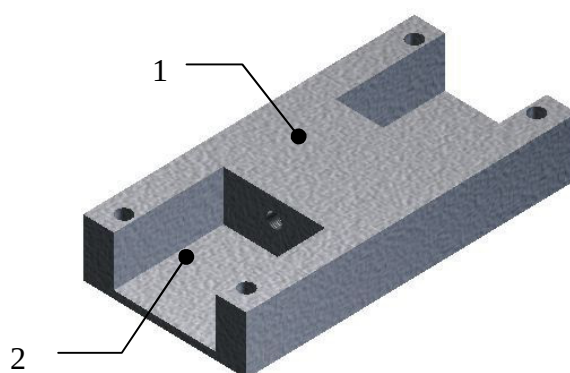
Obr. 29 Napínací kostka – 3D; napínací kostka v sestavě: 1) konzole hnané řemenice, 2) hnaná řemenice, 3) napínací kostka, 4) napínací šroub

6.10 NÁVRH UPÍNACÍ DESKY

Upínací deska je navržena jako pomocná deska sloužící pro vedení sekundárních napínacích desek řemene a také k připevnění plechu nesoucího krokový motorek laseru společně s držákem a laserem – je popsáno dále v práci.

Upínací deska je vyrobena jako obrobek. Polotovarem je zvolena deska z hliníkové slitiny o rozměrech 13 x 34 x 67 ČSN EN 485-3. Jako materiál je navržena slitina hliníku EN AW5754[AlMg3]. Tato deska je upnuta k vozíku Compact pomocí 4 šroubů M4 x 20 DIN EN ISO 4762. Pod každým šroubem je navržena podložka A4,3 DIN 125 – 1 A. Rozteč děr pro upnutí je shodná s roztečí montážních děr vozíku Compact.

Do upínací desky jsou vyfrézovány z každé strany drážky pro vedení sekundárních napínacích desek. Do můstku je vyvrtána díra se závitem pro napínací šroub. Ve spodní straně upínací desky jsou vyvrtány díry se závitem M3 x 0,35 pro připevnění plechu nesoucího krokový motorek s laserem (Obr. 30). Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-008).



Obr. 30 Upínací deska – 3D: 1) můstek, 2) drážka napínací desky

6.11 NÁVRH NAPÍNACÍCH DESEK

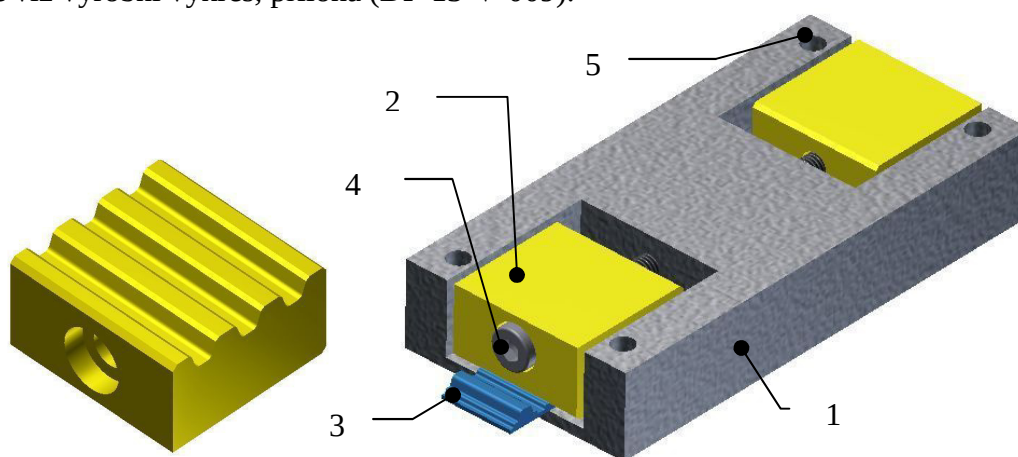
Napínací desky jsou navrženy k sekundárnímu napínání – dopnutí řemene. Jelikož je řemen dělený, jsou tyto desky společně s upínací deskou určeny pro uzavření smyčky řemene. Napínací deska je vyrobena jako obrobek. Polotovarem je zvolena deska z hliníkové



slitiny o rozměrech 12 x 16 x 20 ČSN EN 485-3. Jako materiál je navržena slitina hliníku EN AW5754[AlMg3].

Ze spodní strany napínacích desek jsou vyfrézovány zubové drážky. Profil zubu resp. drážky je proveden tak, že je zajištěno přesné zapadnutí zubů napínací desky mezi zuby řemene. Zuby napínacích desek jsou vyrobeny v kladné toleranci, a tím je zamezeno jakémukoliv pohybu řemene mezi drážkou a napínací deskou. Zamezení pohybu řemene je dosaženo připevněním upínací desky k vozíku Compact. Tímto je vyvozena deformace řemene v drážce (zmačknutí) a je dosaženo sevření řemene (Obr. 31).

Sekundární napnutí řemene je provedeno vedením napínacích desek v drážkách upínací desky pomocí napínacích šroubů M3 x 20 DIN EN ISO 4762. Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-009).



Obr. 31 Napínací deska; sestava: 1) upínací deska, 2) napínací deska, 3) část řemene, 4) napínací šroub, 5) díra pro ukotvení k vozíku Compact



7 POHON MECHANICKÉHO PŘEVODU

Z praxe vyplývá, že jako pohonu mechanického převodu je využíváno pohonu hydraulického, pneumatického nebo elektrického. Hydraulický a pneumatický pohon je nevhodný, jelikož ostatní části skladovací věže Logimat jsou poháněny elektrickým pohonem. Bylo by tedy zbytečné, složité a neekonomické doplňovat systém Logimat ještě o systém hydraulických či pneumatických okruhů a dalších komponent spjatých s těmito pohony (zdroj tlakového vzduchu, hydraulický olej – emise, ventily atp.).

Mezi elektrické pohony jsou zahrnuty asynchronní, synchronní, krokové, servo a lineární motory. Z uvedeného výčtu jsou pro naši aplikaci nejvíce optimální krokové motory nebo servomotory. U těchto pohonů je totiž možné přesně řídit polohování, což je hlavním hlediskem pro stanovení přesné polohy pointru nad systémovou podložkou. Dalším hlediskem jsou také relativně malé rozměry pro zástavbu do konstrukce a pořizovací cena.

7.1 SERVOMOTORY

Servomotorem je označován elektrický točivý stroj umožňující přesné nastavení polohy osy. Tento stroj pracuje na principu točivého magnetického pole indukovaného mezi kotvou a státorem. Podle druhu napájecího proudu jsou servomotory rozděleny na stejnosměrné (DC se sběrnými kartáčky i bez nich) a střídavé (AC) servomotory (synchronní a asynchronní). V závislosti na druhu zvolené aplikace jsou tyto pohony používány pro aplikace vyžadující k řízení nízké i vysoké otáčky. Servomotory jsou schopny podávat informaci o aktuální poloze a rychlosti pomocí zpětné vazby ovšem za použití snímačů [44]. Ilustrační foto (Obr. 32).

Hlavní části servomotoru:

- elektromotor – kotva, stator
- přímé napájení nebo polovodičový měnič
- regulátor otáček
- regulátor polohy
- snímač rychlosti a polohy

Snímače polohy:

- fotoelektrický (encoder)
- selsyn
- optické snímání pomocí kódovaného kotouče
- potenciometr

Nevýhodou těchto pohonů je nutnost použití přídatného zařízení pro řízení polohy a rychlosti - snímače. Další nevýhodou jsou větší zástavbové rozměry.



Obr. 32 Servomotor DCM 50207 [45]



7.2 KROKOVÉ MOTORY

Krokovým motorem je označován impulsně napájený motor, jehož pohyb je nespojitý a je realizován po krocích. Tento motor pracuje na rozdíl od servomotoru na principu postupného („skokového“) magnetického pole generovaného postupným napájením jednotlivých pólových dvojic kotvy. Toho je dosaženo konstrukcí kotvy (rotoru). Krokové motory jsou vybaveny řídicí jednotkou – ovladačem převádějící digitální signál na analogový úhel natočení rotoru.

Rozdělení dle konstrukce:

- s pasivním rotorem: reluktanční motorky
- s aktivním rotorem: je tvořen trvalým magnetem
- hybridní: kombinace obou konstrukčních variant; vysoké točivé momenty při malých rozměrech, vysoká účinnost, vysoká přesnost kroku.

Podle způsobu napájení jsou děleny na:

- dvoufázové s řízením
- trojfázové
- čtyřfázové

Základním parametrem krokových motorů je tzv. krok - mechanická odezva rotoru na jeden řídicí impuls. Rotor vykoná pohyb z výchozí magnetické klidové polohy do nejbližší magnetické klidové polohy. Obvyklá hodnota je 200 kroků/1 otáčka $\Rightarrow 1,8^\circ/\text{krok}$.

Krokové motory jsou obecně používány pro aplikace, kde je požadováno přesného řízení polohy při nízkých a středních rychlostech. Vhodné jsou rovněž pro aplikace, kde je vyžadován točivý moment v řádu desetin až jednotek Nm .

Výhodou těchto pohonů je možnost tzv. mikrokrokování – drobení kroku, čímž je dosaženo nejpřesnějšího řízení polohy. Další výhodou je možnost jednoduššího řízení oproti servomotorům a menší zástavbové rozměry.

Nevýhodou těchto pohonů je tzv. ztráta kroku. Této poruchy je dosaženo špatným řízením nebo momentovým přetížením pohonu. Tato nevýhoda je odstraněna správným řízením nebo volbou vhodného krokového motoru pro danou aplikaci [46]. Zobrazení krokového motoru je na (Obr. 33).



Obr. 33 Krokový motor 57 S TH76 [47]

7.3 VOLBA POHONU MECHANICKÉHO PŘEVODU

Z výše uvedených variant pohonů je zvolena varianta hybridního krokového motoru, a to hlavně v důsledku uvedených vlastností. Konkrétně je zvolen produkt společnosti DP Motors Ltd. s označením 42 SH38 – 4A. Tento model je zvolen zejména kvůli dlouhé fázi konstantního průběhu momentu – viz graf příloha (P1).



Krokový motor je ke konzole hnací řemenice připevněn pomocí 4 šroubů M3 x 8 - H DIN 7985.

Základní parametry: dle [27]

- Krok: $k_{Hnc} = 1,8^\circ / \text{krok}$
- Rozběhový moment: $M_{Khnc} = 0,33 \text{ N} \cdot \text{m}$ - dle grafu (P1)
- Moment setrvačnosti: $J_{Khnc} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Průměr hřídele: $\phi_{Khnc} = 5 \text{ mm}$

Další parametry viz příloha (P1).

Ukotvení hnací řemenice na hřídel krokového motoru je provedeno pomocí stavěcího šroubu. Volba je ovlivněna průměrem hřídele. K upevnění je zvolen stavěcí šroub M5 x 15 DIN EN 24766.



8 LASEROVÁ SKUPINA

V této kapitole je proveden návrh laseru, držáku laseru, pohonu laseru a upnutí laseru k vedení Compact.

8.1 NÁVRH LASERU

Laserové ukazovátko – pointer je zařízení pracující na principu LASERU (Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation), tj. zesilování světla stimulovanou emisí záření. Podmínkou vzniku tohoto jevu je tvorba excitovaného stavu atomů aktivního prostředí. Toho je dosaženo dodáním energie atomům. Zpětným pochodem atomů je dosaženo vzniku (emisi) fotonů, které dále interagují s atomy jdoucími do excitovaného stavu. Dochází tak k řízené emisi. Konstrukčním uspořádáním laseru je následně vyzařeno požadované světlo.

Laserem je tedy označován optický zdroj elektromagnetického záření/vlnění. Světlo je z laseru vyzařováno ve formě úzkého svazku. Vyzařované světlo je koherentní (vlnění o stejné frekvenci, stejného směru kmitání a stejnou fází) a monochromatické (zdroj světla kmitá pouze na jediné frekvenci) [49], [50].

Hlavní funkcí laseru u skladovací věže Logimat je identifikace polohy požadovaného materiálu/zboží uskladněného na systémové podložce. Návrh a volba jsou ovlivněny zejména příslušnou technickou normou a splněním požadavků zadání. Hlavní důraz je kladen hlavně na bezpečnost obsluhy.

Hlavní požadavky a parametry kladené na laser:

- Klasifikace třídy laserového zařízení

Tento parametr má zásadní vliv na bezpečnost obsluhy. Z důvodů možného kontaktu zraku obsluhy s vyzařovaným paprskem a následného poškození zraku je nutné dle ČSN EN 60825 - 1 zvolit typ laseru spadající nejvýše do třídy 2M. Tato třída ještě zaručuje nepoškození zraku paprskem, ovšem při splnění podmínek stanovených touto třídou. Zrak chrání mrkací reflex. Nutné proškolení obsluhy a seznámit s případnými následky [9].
- Barva paprsku

Červená – lépe rozeznatelná. Dáno vlnovou délkou laseru.
- Konečný tvar paprsku

Tečka – dle požadavků SSI Schäfer.
- Řízení ostrosti

Konečný průměr tečky má zásadní vliv na identifikaci materiálu na systémové podložce. Schopnost laseru autoregulace ostrosti po natočení.
- Přesnost vyzařovaného paprsku na stanovenou vzdálenost

Z důvodů natáčení laseru v rovině kolmé k systémové podložce je nutné, aby si vyzařovaný paprsek zachoval předem nastavené parametry, tedy konstantní průměr tečky.
- Vnější rozměry laseru

S ohledem na rozměry celé konstrukce vedení je vhodné zvolit vnější rozměry laseru v řádu desítek mm. Tedy vnější průměr a výšku (délku) laseru.



- Hmotnost laseru

Tento parametr má vliv na volbu pohonu natáčení laseru a také na celkovou hmotnost laserové skupiny, která ovlivňuje průhyb vedení. Zvolit hmotnost co možná nejmenší, ovšem s ohledem na splnění výše uvedených parametrů.

- Cena laseru

Cena za 1 ks x cena za hromadný odběr, případná sleva.

Volba laseru

V důsledku výše uvedených parametrů a po průzkumu produktů firem zabývajících se laserovou technikou je zvolen laser DDI635-1-24(12x45)-C500 od společnosti Picotronic GmbH, Germany (Obr. 34).

Hlavní parametry: dle [29]

- Třída laserového zařízení: 2
- Optický výkon: $P_o \leq 1 \text{ mW}$ - splňuje ČSN EN 60825, třída 2 [9]
- Vlnová délka: $\lambda = 635 \text{ nm}$
- Barva paprsku: červená
- Konečný tvar paprsku: dot – tečka
- Pracovní dosah: $h_{LAS} = 10000 \text{ mm}$
- Rozptyl paprsku: $\delta_{LAS} = 0,5 \text{ mrad}$
- Vnější rozměry: $\phi_{LAS} = 12 \text{ mm}$; $l_{Laser} = 45 \text{ mm}$
- Materiál: hliník – Al $\Rightarrow$ nízká hmotnost
- Cena: sleva při hromadném odběru, vzájemná spolupráce

Další parametry jsou uvedeny v příloze (P2).



Obr. 34 Laser [29]

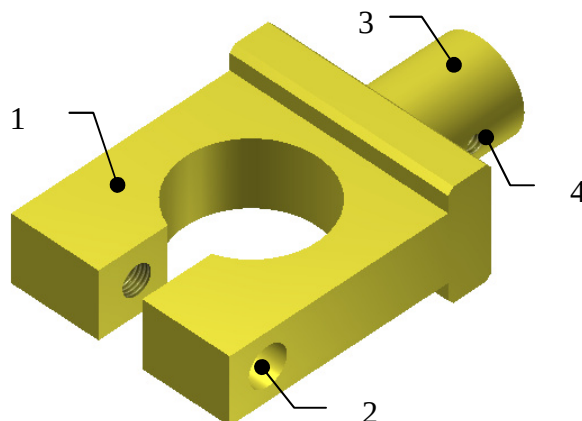
8.2 NÁVRH UCHYCENÍ LASERU K POHONU

Hlavním úkolem tzv. „držáku“ laseru je, jak uchytit samotný laser, tak také umožnit uchycení celého držáku i s laserem na pohon. Při pohledu na zvolený laser je patrné, že laser není možno přichytit k držáku jiným způsobem než pomocí svěrného upnutí.

Držák laseru je navržen jako jednodílný obrobek. Materiálem je opět zvolen polyethylen UHMW Tivar 1000 natural z důvodů lehkosti materiálu a příznivých elastických vlastností potřebných pro svěrné sevření. Polotovarem je navržena plastová deska 12,0 mm 22,0 x 35,0 ČSN EN ISO 11542. Držák laseru je složen z válcové části pro uchycení držáku k hřídeli krokového motorku a ze svěrných čelistí, jejichž rozteč je přizpůsobena průměru laseru. 3D pohled z aplikace Autodesk Inventor (Obr. 35).



Sevření laseru v držáku je dosaženo důsledkem elastické deformace čelistí držáku pomocí šroubu M3 x 20 DIN EN ISO 7045 H. Je nutné zajistit dostatečné sevření laseru v držáku s ohledem na nepoškození válcové části laseru. Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-010).



Obr. 35 Držák laseru – 3D: 1) čelisti držáku, 2) otvor pro svírací šroub, 3) válcová část, 4) otvor se závitem pro stavěcí šroub

8.3 NÁVRH POHONU NATÁČENÍ LASERU

Stejně jako u návrhu pohonu mechanického převodu je i zde vhodné volit mezi variantou krokového motoru nebo servomotoru z důvodu výše uvedených vlastností těchto pohonů.

Volba pohonu natáčení laseru

Pohonem natáčení laseru je zvolen opět hybridní krokový motor DP Motors Ltd. Neoptimálnější pro tuto aplikaci je z nabídky vybrán model 20 SH33 – 0604A. Tento model vyniká malými zástavbovými rozměry. Zde není nutné klást důraz na vysoký rozběhový moment v důsledku předpokladu rozběhu malých setrvačných hmot.

Základní parametry: dle [28]

- Krok: $k_{LAS} = 1,8^\circ / \text{krok}$
- Rozběhový moment: $M_{KLas} = 0,015 \text{ N} \cdot \text{m}$ - dle grafu (P3)
- Moment setrvačnosti: $J_{KLas} = 0,002 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Průměr hřídele: $\phi_{KLas} = 4 \text{ mm}$

Další parametry viz příloha (P3).

Přípevnění držáku k hřídeli motorku je provedeno pomocí stavěcího šroubu M3 x 6 DIN EN 24766. Tato volba je ovlivněna průměrem hřídele krokového motorku $\phi_{KLas} = 4 \text{ mm}$. Hřídel krokového motorku je seříznuta.

9 VÝPOČET POHONU LASERU

Výpočet je proveden dle kinematického nákresu (Obr. 36). Hmotnostní momenty setrvačnosti jsou určeny pomocí funkce iVlastnosti aplikace Autodesk Inventor. Hmotnostní moment setrvačnosti rotoru krokového motoru je určen dle katalogu výrobce.

Výpočet je proveden pomocí 2. Newtonova pohybového zákona, který je dán vztahem

$$\sum F = m \cdot a \quad [N], \quad (1)$$

kde

$\sum F$ - je vektorový součet všech sil, které působí na těleso při translačním pohybu $[N]$

m - je hmotnost tělesa $[kg]$

a - je zrychlení tělesa $[m \cdot s^{-2}]$.

Analogicky je odvozena ekvivalentní rovnice pro těleso konající rotační pohyb, která je dána vztahem

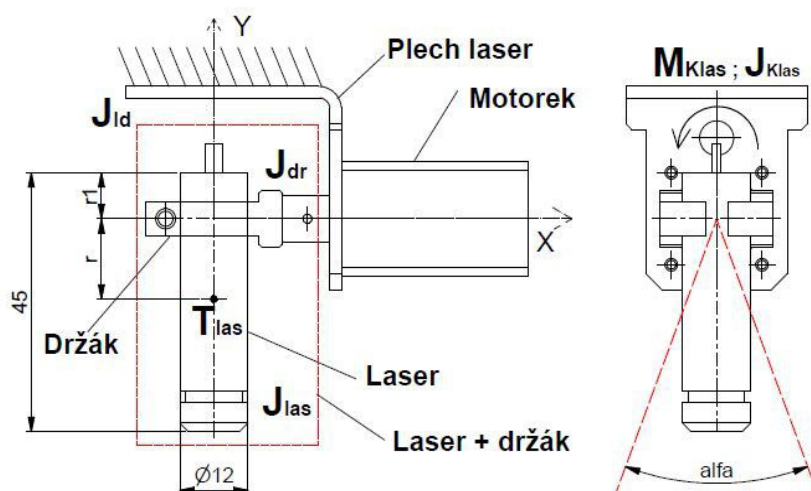
$$\sum M = J \cdot \varepsilon \quad [N \cdot m], \quad (2)$$

kde

$\sum M$ - je součet všech momentů, které působí na těleso konající rotační pohyb $[N \cdot m]$

J - je hmotnostní moment setrvačnosti tělesa $[kg \cdot m^2]$

ε - úhlové zrychlení $[rad \cdot s^{-2}]$



Obr. 36 Kinematický náčrtek laserové skupiny

Parametry rotačních členů:

- Rozběhový moment: $M_{Klas} = 0,015 \text{ N} \cdot \text{m} [28]$



- Hmotnostní momenty setrvačnosti vůči ose x :

$$\text{Rotor motorku:} \quad J_{Klas} = 0,002 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{Držák:} \quad J_{Dr} = 0,178 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

9.1 HMOTNOSTNÍ MOMENT SETRVAČNOSTI

Jak je patrné z kinematického nákresu (Obr. 36), tak je laser vůči ose x rotačního pohybu vyosen o vzdálenost r . Proto je nutné provést přepočet hmotnostního momentu setrvačnosti pomocí Steinerovy věty, která je dána vztahem

$$J_x = J_{xT} + r^2 \cdot m \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2], \quad (3)$$

kde

J_x - je hmotnostní moment setrvačnosti tělesa vůči zvolené ose otáčení $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

r - je excentricita těžiště tělesa vůči zvolené ose otáčení $[\text{mm}]$

m - je hmotnost tělesa $[\text{kg}]$

J_{xT} - je hmotnostní moment setrvačnosti tělesa vůči těžišti tělesa $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$. Osa procházející těžištěm tělesa je rovnoběžná se zvolenou osou otáčení.

Parametry laseru pro výpočet:

- Hmotnost laseru: $m_{LAS} = 0,014 \text{ kg}$
- Excentricita: $r = 13,96 \text{ mm} = 0,01396 \text{ m}$
- Hmotnostní moment setrvačnosti vůči těžišti T_{LAS} : $J_{LAS} = 2,355 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Za použití rovnice (3) a po dosazení příslušných parametrů je vypočten hmotnostní moment setrvačnosti laseru vůči ose otáčení x

$$J_{LASc} = J_{LAS} + r^2 \cdot m_{LAS} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$J_{LASc} = 2,355 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + (0,01396 \text{ m})^2 \cdot 0,014 \text{ kg}$$

$$J_{LASc} = 5,083 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Z kinematického nákresu vyplývá, že do hmot, které je potřeba roztočit, spadá laser, držák laseru a rotor krokového motorku. Proto je potřebné určit celkový hmotnostní moment setrvačnosti soustavy. Tato hodnota je určena prostým součtem hmotnostních momentů setrvačnosti jednotlivých členů.

$$J_{LSk} = J_{LASc} + J_{Dr} + J_{Klas} \quad (4)$$

$$J_{LSk} = 5,083 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,178 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,002 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{LSk} = 5,461 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

9.2 UŽIVATELSKÉ PARAMETRY

Úpravou a dosazením příslušných hodnot do rovnice (2) je vypočteno celkové úhlové zrychlení soustavy. Z kinematického nákresu je patrné, že jediným zdrojem rotačního pohybu je moment od krokového motorku M_{Klas} .



$$\varepsilon_{Las} = \frac{M_{Klas}}{J_{LSk}} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{Las} = \frac{M_{Klas}}{J_{LSk}} = \frac{0,015 \text{ N} \cdot \text{m}}{5,461 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2} = 2747,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}.$$

Jedním příčným pracovním cyklem laserového ukazovátka je dle (Obr. 36) myšleno natočení z jedné krajní polohy v klidu přes pracovní úhel $\alpha = 41^\circ$ do druhé krajní polohy v klidu. Tento pohyb je uvažován do tří částí: rozběh – rovnoměrný zrychlený pohyb po kružnici, konstantní část – rovnoměrný pohyb po kružnici a doběh (brždění) – rovnoměrný zpomalený pohyb po kružnici.

Úhlová rychlost rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici je dána vztahem

$$\omega = \varepsilon \cdot t \text{ [rad]}, \quad (6)$$

kde

ε - je úhlové zrychlení $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$

t - doba trvání rovnoměrně zrychleného pohybu. $[\text{s}]$.

Dráha (úhel) rovnoměrně zrychleného pohybu po kružnici je dána vztahem

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot t^2 \text{ [rad]}, \quad (7)$$

kde

φ - je dráha (úhel), kterou těleso urazí při působení úhlového zrychlení ε po čas t $[\text{rad}]$.

Úhlová rychlost rovnoměrného pohybu po kružnici je dána vztahem

$$\omega_{rp} = \frac{\varphi_{rp}}{t_{rp}} \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (8)$$

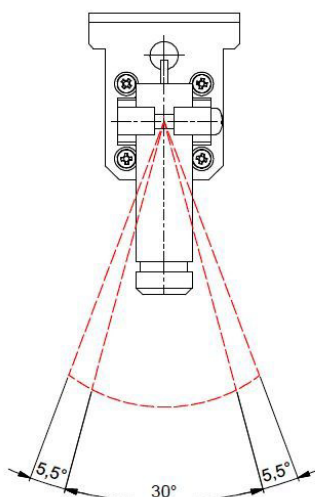
kde

φ_{rp} - je dráha rovnoměrného pohybu po kružnici, úhel $[\text{rad}]$

t_{rp} - je doba trvání rovnoměrného pohybu po kružnici $[\text{s}]$.

Jelikož nejsou známy žádné vstupní parametry pro pohyb laseru (úhlová rychlost, časy jednotlivých pohybů, doba pracovního cyklu), je nutné provést volbu rozdělení příčného cyklu, tedy pracovního úhlu $\alpha = 41^\circ$ na výše uvedené pohyby.

Volba je provedena dle (Obr. 37).



Obr. 37 Rozdělení příčného pracovního cyklu

Volba je provedena tak, že pro rozběh a doběh je uvažována stejná část pracovního úhlu potřebná pro daný pohyb. Zbývající část pracovního úhlu je uvažována pro pohyb rovnoměrný po kružnici s konstantní úhlovou rychlostí. Zde je ovšem nutné provést přepočet jednotlivých částí uvedených ve stupních na radiány.

Přepočet úhlů:

- Rozběh: $\varphi_{Zr} = 5,5^\circ = 0,096 \text{ rad}$
- Konstantní část: $\varphi_{Kc} = 30^\circ = 0,523 \text{ rad}$
- Doběh: $\varphi_{Zp} = 5,5^\circ = 0,096 \text{ rad}$
- Pracovní úhel: $\alpha = 41^\circ = 0,715 \text{ rad}$

Úpravou a dosazením příslušných hodnot do rovnice (7) je vypočten potřebný čas pro rozběh při působení úhlového zrychlení $\varepsilon_{Las} = 2747,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$.

$$t_{zrl} = \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{Zr}}{\varepsilon_{Las}}} \quad (9)$$

$$t_{zrl} = \sqrt{\frac{2 \cdot \varphi_{Zr}}{\varepsilon_{Las}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,096 \text{ rad}}{2747,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}}} = 8,36 \cdot 10^{-3} \text{ s}.$$

Dosazením příslušných hodnot do rovnice (6) je vypočtena úhlová rychlost, kterou se laser natáčí při vykonávání konstantní části pracovního cyklu.

$$\omega_{LAS} = \varepsilon_{Las} \cdot t_{zrl} = 2747,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 8,36 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 23 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Úpravou a dosazením příslušných hodnot do (8) je vypočtena doba trvání konstantní části pracovního cyklu

$$t_{Kc} = \frac{\varphi_{Kc}}{\omega_{LAS}} \quad (10)$$

$$t_{Kc} = \frac{\varphi_{Kc}}{\omega_{LAS}} = \frac{0,523 \text{ rad}}{23 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}} = 0,0227 \text{ s} \approx 0,023 \text{ s}.$$



Doběh je uvažován se stejným zrychlením resp. zpomalením jako rozběh tedy $\varepsilon_{LAS} = 2747,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$. Jelikož je dráha (natočení) doběhu shodná s dráhou rozběhu jsou i časy těchto pohybů shodné. Platí tedy $t_{zrl} = t_{zpl}$.

Z uvedeného vyplývá celková doba příčného pracovního cyklu laseru (natočení) jako součet časů jednotlivých částí pracovního cyklu.

$$t_{LAS} = t_{zrl} + t_{Kc} + t_{zpl} \quad (11)$$

$$t_{LAS} = t_{zrl} + t_{Kc} + t_{zpl} = 8,36 \cdot 10^{-3} \text{ s} + 0,023 \text{ s} + 8,36 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 0,04 \text{ s}.$$

Tabulka č. 2. Přehled uživatelských parametrů – časy pohybů

Rychlost [rad · s ⁻¹]	Zrychlení [rad · s ⁻²]	Rozběh [s]	Rovn. pohyb [s]	Doběh [s]	Prac. cyklus [s]
23	2747,3	$8,36 \cdot 10^{-3}$	0,023	$8,36 \cdot 10^{-3}$	0,04

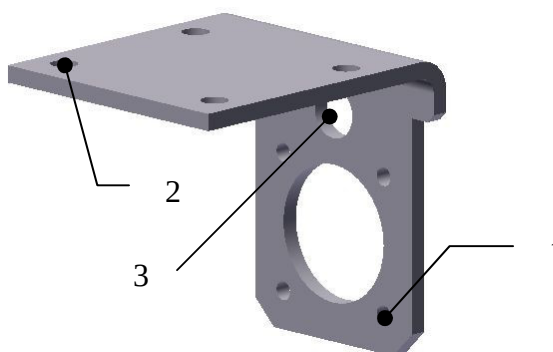
Tabulka č. 3. Přehled uživatelských parametrů – dráhy pohybů

Rychlost [rad · s ⁻¹]	Zrychlení [rad · s ⁻²]	Rozběh [°]	Konst. část [°]	Doběh [°]	Prac. cyklus [°]
23	2747,3	5,5	30	5,5	41

9.3 NÁVRH PLECHU LASERU

Plech laseru je určen pro upevnění krokového motorku laseru, na němž je připevněn držák s laserem. Plech je navržen jako ohýbaná součást, jako polotovár je navržen plech P 2 x 32 x 70 ČSN EN 485 - 4. Materiálem je zvolena slitina hliníku EN AW-5754 H22 [AlMg3] dle EN 573-3. Tento díl je přizpůsoben pro upevnění krokového motorku laseru a navíc je vybaven otvorem pro průchod kabeláže krokového motorku (Obr. 38).

Plech laseru je připevněn k upínací desce pomocí 4 šroubů M3 x 8 DIN EN ISO 4762. Pod každým šroubem je navržena podložka A3,2 DIN 125 – 1 A. Krokový motorek je k plechu laseru připevněn pomocí 4 šroubů M2 x 6 – H DIN 7985. Pod každý z těchto šroubů je navržena odpovídající podložka A2,2 DIN 125 – 1 A. Rozměr šroubu je dán montážními otvory výrobce krokového motorku. Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-011).

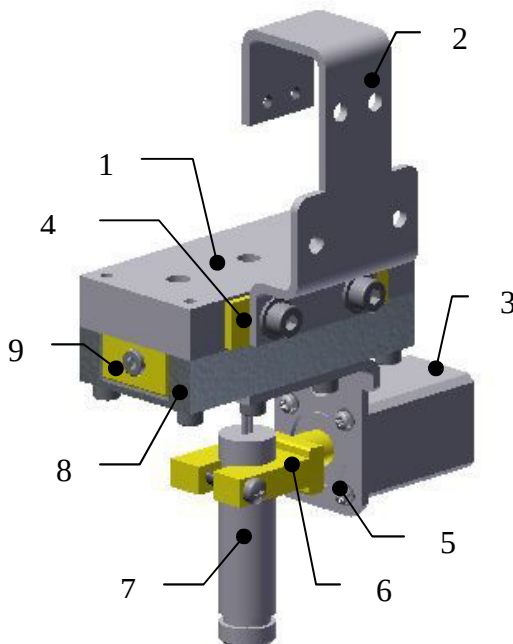


Obr. 38 Plech laseru – 3D: 1) uchycení krokového motorku, 2) otvor pro uchycení k upínací desce, 3) otvor pro kabeláž



9.3.1 ZOBRAZENÍ LASEROVÉ SKUPINY

Na (Obr. 39) je zobrazena laserová skupina. Komponenty, o kterých doposud nebylo hovořeno (plech vodítko, distanční destička), jsou podrobně popsány dále v práci.



Obr. 39 Laserová skupina: 1) vozík Compact, 2) plech vodítko, 3) krokový motorek, 4) distanční destička, 5) plech laser, 6) držák laseru, 7) laser, 8) upínací deska, 9) napínací deska



10 VÝPOČET POHONU MECHANICKÉHO PŘEVODU

Výpočet je v práci zařazen až v této kapitole, jelikož bylo nutné nejprve provést volbu všech komponent laserové skupiny.

Výpočet pohonu je proveden metodou redukce. Redukovaný člen „redukce“ pro výpočet je zvolen jako redukce na posuvné hmoty, tedy na laserovou skupinu, resp. na pojezdovou rychlost $v_p = 2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Jednotlivé potřebné parametry pro výpočet, jako jsou hmotnosti posuvných členů či hmotnostní momenty setrvačnosti rotačních členů jsou určeny pomocí funkce iVlastnosti aplikace Autodesk Inventor pro zvolené materiály jednotlivých komponent.

Kinetická energie soustavy těles, z nichž se některá pohybují translačním pohybem, a některá pohybem rotačním je dána vztahem

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n m_i \cdot v_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n J_i \cdot \omega_i^2 \quad [J], \quad (12)$$

kde

m_i - je hmotnost i-tého členu konající translační pohyb $[kg]$

v_i - je rychlost i-tého členu konající translační pohyb $[m \cdot s^{-1}]$; ve výpočtech značeno $\dot{x}_i$

J_i - je hmotnostní moment setrvačnosti i-tého členu konající rotační pohyb $[kg \cdot m^2]$

ω_i - je úhlová rychlost i-tého členu konající rotační pohyb $[rad \cdot s^{-1}]$; ve výpočtech znač. $\dot{\phi}_i$

n - je počet členů konajících patřičný druh pohybu $[-]$.

Kinetická energie ekvivalentní „redukované“ soustavy při redukci na translační člen se určí podle rovnice

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m_e \cdot v_s^2 \quad [J], \quad (13)$$

kde

m_e - je hmotnost ekvivalentní soustavy $[kg]$

v_s - je rychlost s-tého členu $[m \cdot s^{-1}]$.

Porovnáním rovnic (12) a (13) získáme výraz pro určení ekvivalentní „redukované“ hmotnosti ve tvaru

$$m_e = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left(\frac{v_i}{v_s} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{v_s} \right)^2 \quad [kg]. \quad (14)$$

Výkon vnějších sil působících na pohybující se soustavu n těles je dán vztahem

$$P = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i \circ \vec{v}_i + \sum_{i=1}^n \vec{M}_i \circ \vec{\omega}_i \quad [W], \quad (15)$$

kde

$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i \circ \vec{v}_i$ - je výkon sil způsobujících translační pohyb n -tého tělesa $[W]$



$\sum_{i=1}^n \vec{M}_i \circ \vec{\omega}_i$ - je výkon momentů sil kolem těžiště uvádějících n -té těleso do rotace $[W]$

n - je počet členů konajících patřičný druh pohybu $[-]$.

Výkon vnějších sil působících na pohybující se ekvivalentní soustavu n těles při „redukci“ na translační člen je dán vztahem

$$P = F_e \circ v_s \quad [W], \quad (16)$$

kde

F_e - je ekvivalentní síla na s -tém členu $[N]$

v_s - je rychlost s -tého členu $[m \cdot s^{-1}]$.

Opět porovnáním rovnic (15) a (16) obdobně jako u (14) získáme vztah pro určení ekvivalentní síly F_e ve tvaru

$$F_e = \sum_{i=1}^n \frac{\vec{F}_i \circ \vec{v}_i}{v_s} + \sum_{i=1}^n \frac{\vec{M}_i \circ \vec{\omega}_i}{v_s} \quad [N]. \quad (17)$$

Následně pohybová rovnice ekvivalentní soustavy je dána vztahem

$$F_e = m_e \cdot \frac{dv_s}{dt} = m_e \cdot \ddot{x}_s = m_e \cdot a_s \quad [N], \quad (18)$$

kde

a_s - je zrychlení s -tého členu.

10.1 POLOMĚR ROTORU KROKOVÉHO MOTORU

Poloměr rotoru krokového motoru není výrobcem specifikován. Proto je nutné provést odhad a zjednodušení pro další výpočet. Rotor krokového motoru je uvažován jako plný válec, tudíž jsou zanedbány krokové drážky.

Známé parametry:

- Hmotnost motoru: $m_{Khnc} = 0,28 \text{ kg}$ [27]
- Moment setrvačnosti: $J_{Khnc} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ [27]

Zvolené parametry:

- Hmotnost rotoru: $m_{Krot} = 0,2 \text{ kg}$

Výpočet:

Moment setrvačnosti obecného plného válce vzhledem k ose souměrnosti je dán vztahem

$$J_{VAL} = \frac{1}{2} \cdot m_{VAL} \cdot r_{VAL}^2 \quad [kg \cdot m^2], \quad (19)$$

kde

m_{VAL} - je hmotnost válce $[kg]$



r_{VAL} - je poloměr válce $[mm]$.

Poloměr rotoru krokového motoru je následně a po úpravě (19) dán vztahem

$$R_{Krot} = \sqrt{\frac{2 \cdot J_{Khnc}}{m_{Krot}}} [mm] \quad (20)$$

$$R_{Krot} = \sqrt{\frac{2 \cdot J_{Khnc}}{m_{Krot}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2}{0,2 \text{ kg}}} = 0,0074 \text{ m} = 7,4 \text{ mm}.$$

10.2 SÍLA PRO PŘEKONÁNÍ VALIVÉHO ODPORU TRANSLAČNÍHO POHYBU

Pro určení síly pro překonání valivého odporu rolničků vůči kolejnici Compact ve směru translačního pohybu bylo provedeno měření pomocí siloměru. Siloměr byl zachycen za vozík Compact a pomalu a citlivě napínán ve směru translačního pohybu. Následně byl sledován okamžik rozjetí vozíku a pro tento stav byla odečtena hodnota síly na stupnici siloměru. Na základě nastaveného předpětí, resp. zvětšení či zmenšení excentricity výstředné rolničky bylo provedeno měření pro 3 stavy.

Použité měřidlo:

- Siloměr 5 N : 1 dílek stupnice = 0,05 N

Stavy měření:

- stav se značnou vůlí – radiální vůle
- stav bez vůle – plynulý chod
- stav se značným předpětím

Tabulka č. 4. Naměřené hodnoty síly pro překonání valivého odporu

Stav	Značná vůle	Bez vůle	Značné předpětí
Síla F_V [N]	0,5	1,15	2,7

Pro další výpočet je jako optimální varianta zvolena varianta bez vůle, tedy $F_V = 1,15 \text{ N}$.

10.3 SÍLA VALIVÉHO ODPORU PŮSOBÍCÍ KOLMO K TRANSLAČNÍMU POHYBU

Síla ve směru kolmém k translačnímu pohybu je uvažována jako reakce na tíhu laserové skupiny m_{LAsc} - celková hmotnost laserové skupiny je popsána dále v kap. 10.4. Tíha tělesa v tíhovém poli Země je dána vztahem

$$F_G = m \cdot g [N], \quad (21)$$

kde

m - je hmotnost tělesa $[kg]$

g - je gravitační zrychlení $[m \cdot s^{-2}]$; $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.



Tíha laserové skupiny dle vztahu (21) činí:

$$F_{GLASc} = m_{LASc} \cdot g = 0,253 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 2,48 \text{ N} \cong 2,5 \text{ N}.$$

Síla valivého odporu ve směru kolmém k translačnímu pohybu je rovna tíze laserové skupiny, tedy platí

$$F_{Vg} = F_{GLASc}.$$

Síla valivého odporu jako reakce na tíhu laserové skupiny je rozdělena mezi 3 rolničky. Tudíž je možné uvažovat o účinku valivého odporu od každé rolničky zvlášť. Ve výsledku ovšem zjistíme, že součet účinku valivého odporu od každé rolničky je roven účinku valivého odporu původní síly působící na jednu rolničku. Tato úvaha je aplikovaná dále ve výpočtu. Účinek valivého odporu je uvažován pouze mezi obvodovou částí rolničky a ocelovou tyčí kolejnice. Výpočet síly pro překonání valivého odporu vychází z momentové rovnováhy sil působící na rolničku, která je dána vztahem

$$F_{VAL} \cdot R_{ROL} = F_{Vg} \cdot e \quad [-], \quad (22)$$

kde

F_{VAL} - je síla nutná pro překonání valivého odporu působící na rameně R_{ROL} [N]

R_{ROL} - je poloměr obvodové části rolničky [mm]

F_{Vg} - je síla tvořící valivý odpor [N]

e - rameno valivého odporu [mm]. $e = 0,005 \text{ mm} = 0,005 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Je uvažováno pro kalenou ocel na kalené oceli v důsledku materiálu a technologické úpravě vodící tyče a materiálu obvodové části rolničky (kalená ocel) (Obr. 40).

Odpor při valení

Materiál stykových ploch	Rameno valivého odporu ξ (mm)
nekalená ocel – nekalená ocel	0,05 až 0,06
kalená ocel – kalená ocel (valivá ložiska)	0,001 až 0,005
litina – litina	0,005 až 0,006
ocelové kolo – kolejnice	0,4 až 0,5
pneumatika – beton	1,5 až 2,5
pneumatika – asfalt	2,5 až 4,5

Obr. 40 Rameno valivého odporu [7]

Z rovnice (22) následně vyplývá vztah pro výpočet síly pro překonání valivého odporu, který je dán

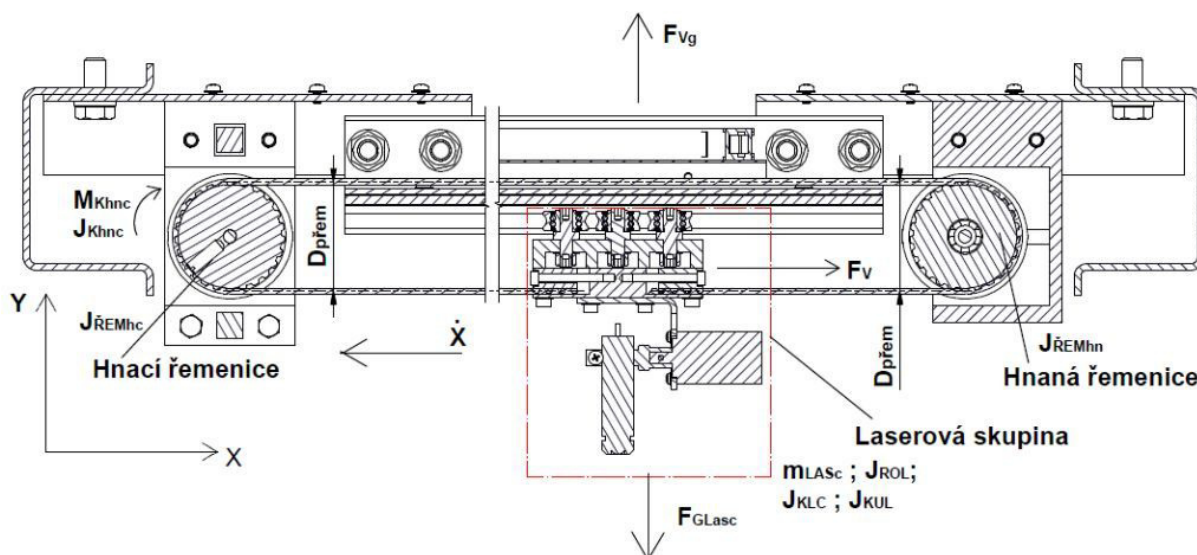
$$F_{VAL} = F_{Vg} \cdot \frac{e}{R_{ROL}} \quad [N]. \quad (23)$$

10.4 VÝPOČET POHONU METODOU REDUKCE

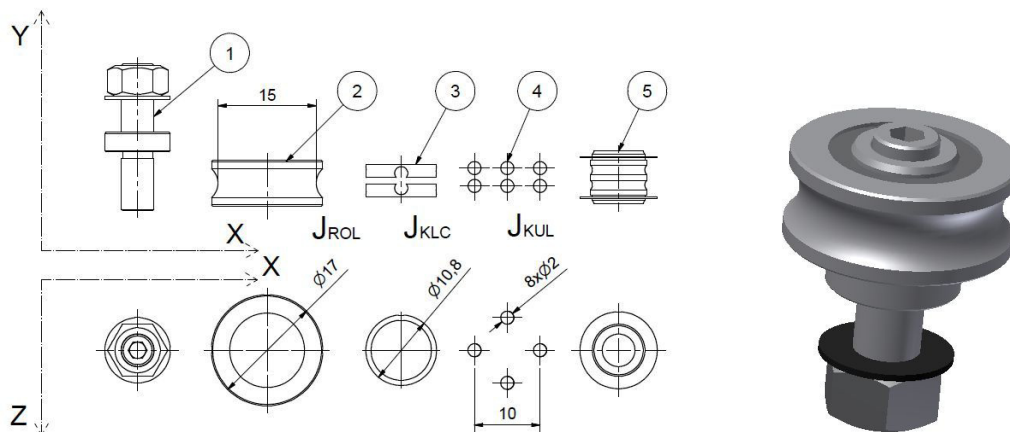
Jak již bylo uvedeno výše, jako ekvivalentní soustava je zvolena laserová skupina. Tato skupina je uvažována jako celek s translační rychlostí rovnou zvolené rychlosti pojezdu, tedy $v_s = v_p = \dot{x} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



Nejprve za pomoci (Obr. 41) a vztahu (14) je proveden výpočet ekvivalentní hmotnosti. Největší pozornost je zaměřena na rolničky, které konají složený pohyb (rotační + translační). Rolnička jako celek koná translační pohyb, ovšem vnější obvodová část, klec, kuličky konají navíc pohyb rotační (Obr. 42). Rolnička jako celek je zahrnuta do rovnice (14) mezi posuvné hmoty a členy konající rotační pohyb jsou zařazeny mezi rotační hmoty s příslušnými hmotnostními momenty setrvačnosti. Ostatní členy (řemenice) kinematického nákresu jsou zjevné svým pohybem. Zvětšená verze (Obr. 41) příloha (P4).



Obr. 41 Kinematický nákres



Obr. 42 Rozklad rolničky: 1) čep, 2) vnější obvodová část, 3) klec, 4) kuličky, 5) vnitřní těleso; rolnička - 3D

Parametry translačních členů:

- Pojezdová rychlost: $v_p = 1,6 \approx 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow v_p = \dot{x} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Hmotnosti:

Rolničky:	$m_{ROLc} = 3 \cdot m_{ROL} = 3 \cdot 0,015 \text{ kg} = 0,045 \text{ kg}$
Vozík:	$m_{VOZ} = 0,05 \text{ kg}$
Upínací deska:	$m_{Udes} = 0,04 \text{ kg}$
Napínací desky:	$m_{NAPc} = 2 \cdot m_{NAP} = 2 \cdot 0,006 \text{ kg} = 0,012 \text{ kg}$



Plech laser:	$m_{Plas} = 0,01 \text{ kg}$
Motorek:	$m_{Klas} = 0,036 \text{ kg}$
Držák:	$m_{Dr} = 0,002 \text{ kg}$
Laser:	$m_{LAS} = 0,014 \text{ kg}$
Plech vodítko:	$m_{Pvod} = 0,015 \text{ kg}$
Distanční destička:	$m_{Ppod} = 0,002 \text{ kg}$
Spojovací materiál:	$m_{SPOJ} = 0,027 \text{ kg}$
Laserová skupina:	$m_{LASc} = \sum m_i = 0,253 \text{ kg}$

Parametry rotačních členů:

- Hmotnostní momenty setrvačnosti:

Hnací řemenice:	$J_{\dot{R}EMhc} = 12,58 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hnaná řemenice:	$J_{\dot{R}EMhn} = 12,460 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rolnička – obvod:	$J_{ROL} = 0,27 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rolnička – klec:	$J_{KLC} = 0,016 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rolnička – kuličky:	$J_{KUL} = 6,11 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Rotor motoru:	$J_{Khnc} = 5,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- Geometrické rozměry roztečné – vůči ose pohybu x :

Poloměr řemenice:	$R_{\dot{R}EM} = \frac{d_p}{2} = \frac{42,98 \text{ mm}}{2} = 21,49 \text{ mm} = 0,02149 \text{ m}$
Poloměr obvodu:	$R_{ROL} = 7,5 \text{ mm} = 0,0075 \text{ m}$
Poloměr klece:	$R_{KLC} = 5,4 \text{ mm} = 0,0054 \text{ m}$
Poloměr kuliček:	$R_{KUL} = 5 \text{ mm} = 0,005 \text{ m}$
Poloměr rotoru:	$R_{Krot} = 7,4 \text{ mm} = 0,0074 \text{ m}$

Vnější silové a momentové účinky:

- Valivý odpor: $F_V = 1,15 \text{ N}$
- Rozběhový moment: $M_{Khnc} = 0,33 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ [27]}$

Výpočet ekvivalentní hmotnosti

$$m_e = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \left(\frac{v_i}{v_s} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{v_s} \right)^2$$

$$m_e = \left[m_{LASc} \cdot \left(\frac{\dot{x}}{\dot{x}} \right)^2 \right] + \left[J_{\dot{R}EMhc} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{\dot{R}EMhc}}{\dot{x}} \right)^2 + J_{\dot{R}EMhn} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{\dot{R}EMhn}}{\dot{x}} \right)^2 + 3 \cdot J_{ROL} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{ROL}}{\dot{x}} \right)^2 \right] +$$

$$+ \left[3 \cdot J_{KLC} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{KLC}}{\dot{x}} \right)^2 + 3 \cdot J_{KUL} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{KUL}}{\dot{x}} \right)^2 + J_{Khnc} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_{Khnc}}{\dot{x}} \right)^2 \right]$$

**Kinematické vazby:**

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}EMhc} \cdot R_{\dot{R}EM} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}EMhc} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}EM}} \\ \dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}EMhn} \cdot R_{\dot{R}EM} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}EMhn} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}EM}} \\ \dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}OL} \cdot R_{\dot{R}OL} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}OL} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}OL}} \\ \dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}KLC} \cdot R_{\dot{R}KLC} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}KLC} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}KLC}} \\ \dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}KUL} \cdot R_{\dot{R}KUL} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}KUL} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}KUL}} \\ \dot{x} &= \dot{\phi}_{\dot{R}Khnc} \cdot R_{\dot{R}Krot} & \Rightarrow & \dot{\phi}_{\dot{R}Khnc} = \frac{\dot{x}}{R_{\dot{R}Krot}}\end{aligned}$$

Po dosazení kinematických vazeb do rovnice dostáváme:

$$\begin{aligned}m_e &= \left[m_{LAsc} \cdot (1)^2 \right] + \left[J_{\dot{R}EMhc} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}EM}} \right)^2 + J_{\dot{R}EMhn} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}EM}} \right)^2 + 3 \cdot J_{\dot{R}OL} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}OL}} \right)^2 + 3 \cdot J_{\dot{R}KLC} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}KLC}} \right)^2 \right] + \\ &+ \left[3 \cdot J_{\dot{R}KUL} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}KUL}} \right)^2 + J_{\dot{R}Khnc} \cdot \left(\frac{1}{R_{\dot{R}Krot}} \right)^2 \right] \\ m_e &= 0,253 \text{ kg} + \left[12,58 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,02149 \text{ m}} \right)^2 + 12,460 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,02149 \text{ m}} \right)^2 \right] + \\ &+ 3 \cdot \left[0,27 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,0075 \text{ m}} \right)^2 + 0,016 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,0054 \text{ m}} \right)^2 \right] + \\ &+ 3 \cdot \left[6,11 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,005 \text{ m}} \right)^2 \right] + \left[5,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \left(\frac{1}{0,0074 \text{ m}} \right)^2 \right] \\ m_e &= 0,253 \text{ kg} + 0,054 \text{ kg} + 0,016 \text{ kg} + 0,1 \text{ kg} = 0,423 \text{ kg}\end{aligned}$$

Dále je proveden výpočet ekvivalentní síly podle rovnice (17). Síly, resp. výkony, od valivých pasivních odporů, které působí ve směru translačního pohybu (zde je uvažována i síla ve směru kolmém – viz výpočet výše) jsou uvažovány jako škodlivé a je nutné je překonat, tudíž jsou ve výpočtu odečítány. To vyplývá i z úvahy, že pasivní odpory působí proti směru pohybu, tudíž jejich vektor rychlosti je záporný.

Jediným kladným zdrojem energie dodávaným do soustavy je uvažován výkon krokového motoru se stanoveným rozběhovým momentem.

Rovněž i zde je zvolena rychlost translačního redukovaného členu jako rychlost pojezdu $v_s = v_p = \dot{x} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



Výpočet ekvivalentní síly

$$F_e = \sum_{i=1}^n \frac{\vec{F}_i \circ \vec{v}_i}{v_s} + \sum_{i=1}^n \frac{\vec{M}_i \circ \vec{\omega}_i}{v_s}$$

$$F_e = \frac{M_{Khnc} \cdot \dot{\phi}_{Khnc}}{\dot{x}} - \frac{F_V \cdot \dot{x}}{\dot{x}} - \frac{F_{VAL} \cdot \dot{x}}{\dot{x}}$$

Kinematické vazby:

$$\dot{\phi}_{Khnc} = \dot{\phi}_{REMhc}$$

$$\dot{x} = \dot{\phi}_{REMhc} \cdot R_{REM} \quad \Rightarrow \quad \dot{\phi}_{REMhc} = \frac{\dot{x}}{R_{REM}} = \dot{\phi}_{Khnc}$$

Po dosazení kinematických vazeb do rovnice dostáváme:

$$F_e = \frac{M_{Khnc}}{R_{REM}} - F_V - F_{Vg} \cdot \frac{e}{R_{ROL}}$$

$$F_e = \frac{0,33 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,02149 \text{ m}} - 1,15 \text{ N} - 2,5 \text{ N} \cdot \frac{0,005 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0,0075 \text{ m}}$$

$$F_e = 15,36 \text{ N} - 1,15 \text{ N} - 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ N} = 14,21 \text{ N}$$

Úpravou vztahu (18) je následně vypočteno zrychlení pro urychlení redukované soustavy na požadovanou rychlost $v_s = v_p = \dot{x} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při působení síly F_e na těleso o hmotnosti m_e .

$$a_r = \frac{F_e}{m_e} \quad (24)$$

$$a_r = \frac{F_e}{m_e} = \frac{14,21 \text{ N}}{0,423 \text{ kg}} = 33,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}.$$

10.5 UŽIVATELSKÉ PARAMETRY

Počátek pohybu redukované soustavy je uvažován jako rovnoměrně zrychlený pohyb. Rychlost tohoto pohybu je dána vztahem

$$v = a \cdot t \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (25)$$

kde

a - je zrychlení tělesa $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$

t - je doba trvání zrychleného pohybu $[\text{s}]$.

Úpravou a dosazením příslušných hodnot do rovnice (25) je proveden výpočet času rovnoměrně zrychleného pohybu laserové skupiny



$$t_{zrlk} = \frac{v_p}{a_r} \quad (26)$$

$$t_{zrlk} = \frac{v_p}{a_r} = \frac{2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{33,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 0,06 \text{ s}.$$

Dráha rovnoměrně zrychleného pohybu při působení zrychlení a po dobu t je dána vztahem

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \text{ [m]}. \quad (27)$$

Podle vztahu (27) je vypočtena dráha zrychleného pohybu laserové skupiny

$$s_{zrlk} = \frac{1}{2} \cdot a_r \cdot t_{zrlk}^2 = \frac{1}{2} \cdot 33,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot (0,06 \text{ s})^2 = 0,061 \text{ m} = 61 \text{ mm}.$$

Jedním podélným pracovním cyklem laserového ukazovátka je myšlen přejezd z jedné krajní polohy v klidu po délce pracovního rozsahu laseru $l_{pDp} = 3060 \text{ mm} = 3,06 \text{ m}$ do druhé krajní polohy v klidu. Tento pohyb je uvažován do tří částí: rozběh na požadovanou rychlost, rovnoměrný pohyb požadovanou rychlostí a doběh (brždění) do klidové polohy.

Doběh je v našem případě uvažován jako rovnoměrně zpomalený pohyb se zpomalením resp. zrychlením shodným pro rozběh. Hodnota zpomalení následně činí $a_{zp} = -a_r = -33,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Čas doběhu je vypočten stejně jako u rozběhu podle rovnice (26). Hodnota času doběhu do klidové polohy tedy činí $t_{zplk} = t_{zrlk} = 0,06 \text{ s}$. Z toho vyplývá i dráha doběhu, která je tudíž shodná s rozběhem, a má hodnotu $s_{zplk} = s_{zrlk} = 0,061 \text{ m}$.

Dráha rovnoměrného pohybu s_{rplk} je uvažována jako rozdíl délkového pracovního dosahu laseru l_{pDp} a součtu drah potřebných na rozběh a doběh. To je vyjádřeno dle rovnice

$$s_{rplk} = l_{pDp} - (s_{zrlk} + s_{zplk}) \text{ [m]}. \quad (28)$$

Po dosazení příslušných hodnot je vypočtena dráha rovnoměrného pohybu dle (28)

$$s_{rplk} = l_{pDp} - (s_{zrlk} + s_{zplk}) = 3,06 \text{ m} - (0,061 \text{ m} + 0,061 \text{ m}) = 2,938 \text{ m} = 2938 \text{ mm}.$$

Výpočet rychlosti rovnoměrného pohybu je dán vztahem

$$v_{rp} = \frac{s_{rp}}{t_{rp}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (29)$$

kde

s_{rp} - je dráha rovnoměrného pohybu [m]

t_{rp} - je čas rovnoměrného pohybu [s].

Úpravou a dosazením patřičných hodnot do rovnice (29) je proveden výpočet času rovnoměrného pohybu



$$t_{rplk} = \frac{s_{rplk}}{v_p} \quad (30)$$

$$t_{rplk} = \frac{s_{rplk}}{v_p} = \frac{2,938 \text{ m}}{2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} = 1,47 \text{ s}.$$

Celková doba jednoho pracovního cyklu laserového ukazovátka je dána součtem dílčích časů pro rozběh, doběh a rovnoměrný pohyb.

$$t_{PC} = t_{zrlk} + t_{rplk} + t_{zplk} \quad (31)$$

$$t_{PC} = t_{zrlk} + t_{rplk} + t_{zplk} = 0,06 \text{ s} + 1,47 \text{ s} + 0,06 \text{ s} = 1,59 \text{ s} \cong 1,6 \text{ s}$$

Tabulka č. 5. Přehled uživatelských parametrů – časy pohybů

Pojezd [m · s ⁻¹]	Zrychlení [m · s ⁻²]	Rozběh [s]	Rovn. pohyb [s]	Doběh [s]	Prac. cyklus [s]
2	33,6	0,06	1,47	0,06	1,6

Tabulka č. 6. Přehled uživatelských parametrů – dráhy pohybů

Pojezd [m · s ⁻¹]	Zrychlení [m · s ⁻²]	Rozběh [mm]	Rovn. pohyb [mm]	Doběh [mm]	Prac. cyklus [mm]
2	33,6	61	2938	61	3060



11 VÝPOČET PRŮHYBU KOLEJNICE COMPACT

Kolejnice je na obou koncích ukotvena pomocí šroubů - při dostatečném utažení šroubů předpoklad vazby vetknutí. Při práci pohnutí může však vlivem rázů způsobených rozběhem a bržděním dojít k uvolnění kotvicích šroubů. Uvolnění může následně vést ke změně statických vazeb vetknutí. Úloha je uvažována zjednodušeně:

- vetknutí na jedné straně nahrazeno rotační vazbou - mírné uvolnění šroubu (rotace)
- vetknutí na druhé straně nahrazeno podporou - značné uvolnění šroubů (posuv)

Úloha je tímto řešena jako prostý nosník na dvou podporách (Obr. 44). Zatížení kolejnice je uvažováno od vlastní tíhy kolejnice a od pohybující se síly, která je dána jako tíha laserové skupiny F_{GLASC} . Zatížení od vlastní tíhy je promítnuto jako spojitě zatížení po délce podepřené části kolejnice $l_{cp} = 3166 \text{ mm}$. Podepřená délka kolejnice je dána ukotvením kolejnice ke spojovací části SSI Logimat - podrobněji posáno dále v práci. Do výpočtu průhybu od uvedeného zatížení je uvažován pouze vliv ohybového momentu. Výpočet průhybu je proveden pomocí tzv. silové metody.

Výsledkem výpočtu je grafická závislost průhybu kolejnice na poloze laserové skupiny a nalezení místa největšího průhybu.

Deformace prutu (průhyb pod silou) způsobená ohybovým momentem od vnějšího zatížení (síla, spojitě zatížení, moment) je dle Maxwell – Mohrovy věty (variance Castiglianovy věty pro prizmatické pruty) dána vztahem

$$\delta = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{l_i} M_{oi}(x) \cdot \frac{\partial M_{oi}(x)}{\partial F_{Moi}} \cdot dx \quad [mm], \quad (32)$$

kde

E - je Youngův modul pružnosti v tahu $[MPa]$

I - je kvadratický moment průřezu $[mm^4]$

$M_{oi}(x)$ - je funkce ohybového momentu při působení síly F_{Moi} $[N \cdot m]$

$\frac{\partial M_{oi}(x)}{\partial F_{Moi}}$ - je parciální derivace funkce ohybového momentu podle síly F_{Moi}

l_i - je část prutu ohraničená jednotlivými zatíženími např. počátek prutu $\rightarrow$ síla, část mezi silami, síla $\rightarrow$ spojitě zatížení. Prut je tak rozdělen polohou jednotlivých zatížení.

Uvedený vztah (32) lze přepsat jako integrál součinu dvou funkcí

$$\delta = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int_0^{l_i} M_{oi}(x) \cdot \bar{M}_{oi}(x) \cdot dx \quad [mm]. \quad (33)$$

Integrál součinu dvou funkcí ve vztahu (33) je řešen užitím tzv. Vereščaginova pravidla pro prizmatické pruty. Řešení je dáno vztahem

$$\int f(x) \cdot g(x) \cdot dx = S_{f(x)} \cdot y_{Tg(x)} = S_{g(x)} \cdot y_{Tf(x)}, \quad (34)$$

kde

$f(x)$ - je funkce ohybového momentu

$g(x)$ - je funkce parciální derivace ohybového momentu

$S_{f(x)}$ - je plocha obrazce ohybového momentu na části prutu l_i od vnějšího zatížení $[mm^2]$



$y_{Tg(x)}$ - je pořadnice bodu v obrazci ohybového momentu od fiktivního zatížení X_i na části prutu l_i odpovídající x -ové složce těžiště obrazce ohybového momentu od vnějšího zatížení (přenesená x -ová složka těžiště obrazce momentu vnějšího zatížení do obrazce momentu fiktivního zatížení a k ní odpovídající funkční hodnota) $[mm]$.

$S_{g(x)}$ - je plocha obrazce ohybového momentu na části prutu l_i od fiktivního zatížení $[mm^2]$

$y_{Tf(x)}$ - analogie k $y_{Tg(x)}$ $[mm]$.

Obecně lze tedy rovnici (33) za použití vztahu (34) přepsat ve tvaru

$$\delta = \frac{1}{E \cdot I} \cdot S_{f(x)} \cdot y_{Tg(x)} = S_{g(x)} \cdot y_{Tf(x)} \quad [mm]. \quad (35)$$

11.1 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU HYBRIDNÍHO NOSNÍKU

Jak již bylo uvedeno, kolejnice Compact je vyrobena jako hybridní nosník. Nosná část je tvořena profilem z eloxovaného hliníku a vodící část je tvořena nalisovanými ocelovými tyčemi.

V důsledku různorodosti materiálů je nutné provést přepočet plochy průřezu zaujímaný ocelí na plochu, kterou by teoreticky zaujímal hliník. Nejprve je nutné určit poměr Youngových modulů pružnosti jednotlivých materiálů, který je dán vztahem

$$\rho = \frac{E_{ocel}}{E_{Al}} \quad [-], \quad (36)$$

kde

E_{ocel} - je Youngův modul pružnosti oceli v tahu $[MPa]$. $E_{ocel} = 210 \cdot 10^3 \text{ MPa}$

E_{Al} - je Youngův modul pružnosti hliníku v tahu $[MPa]$. $E_{Al} = 70 \cdot 10^3 \text{ MPa}$. Tato hodnota je zvolena jako nejvíce nepříznivá pro výpočet. Přesného určení Youngova modulu pružnosti dané slitiny nelze dosáhnout.

Výpočet plochy průřezu tyče je proveden podle vztahu na výpočet plochy kruhu.

$$S = \pi \cdot r_k^2 \quad [mm^2], \quad (37)$$

kde

π - je Ludolfovo číslo $[-]$

r_k - je poloměr kruhu $[mm]$.

Vstupní parametry:

- Poloměr vodící tyče: $r_{Cocel} = 3,1 \text{ mm}$

Dosazením příslušných hodnot do rovnice (37) je spočtena plocha průřezu ocelové tyče kolejnice Compact

$$S_{Cocel} = \pi \cdot r_{Cocel}^2 = 3,14 \cdot (3,1 \text{ mm})^2 = 30,17 \approx 30,2 \text{ mm}^2$$



Podle rovnice (36) je spočten poměr modulů pružnosti

$$\rho = \frac{E_{ocel}}{E_{Al}} = \frac{210 \cdot 10^3 \text{ MPa}}{70 \cdot 10^3 \text{ MPa}} = 3.$$

Plocha průřezu tyče, kterou by teoreticky zaujímal hliník je dána vztahem

$$S_{Alt} = S_{Cocel} \cdot \rho \quad (38)$$

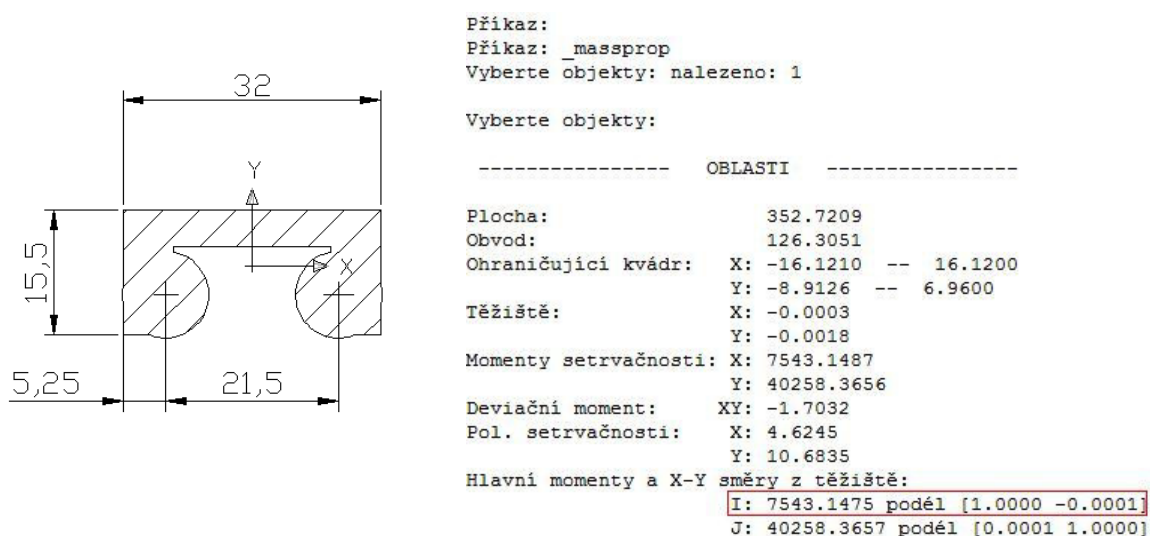
$$S_{Alt} = S_{Cocel} \cdot \rho = 30,2 \text{ mm}^2 \cdot 3 = 90,6 \text{ mm}^2.$$

Poloměr teoretické hliníkové tyče je vypočten úpravou a dosazením do vztahu (37)

$$r_{Alt} = \sqrt{\frac{S_{Alt}}{\pi}} \quad (39)$$

$$r_{Alt} = \sqrt{\frac{S_{Alt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{90,6 \text{ mm}^2}{3,14}} = 5,37 \text{ mm}.$$

Pomocí aplikace Autodesk Autocad je proveden náčrtek přepočteného průřezu kolejnice a pomocí funkce Hmotové vlastnosti je určen kvadratický moment průřezu a ostatní vlastnosti průřezu (Obr. 43).



Obr. 43 Přepočtený průřez + hmotové vlastnosti

Z (Obr. 43) vyplývá hodnota kvadratického momentu průřezu $I_{Cx} = 7543,1475 \text{ mm}^4$.

11.2 ZATÍŽENÍ KOLEJNICE COMPACT

Jak již bylo uvedeno, je kolejnice Compact zatížena tíhou laserové skupiny a vlastní tíhou kolejnice.

Parametry zatížení:

- Tíha laserové skupiny: $F_{GLASc} = 2,5 \text{ N}$
- Měrná hmotnost kolejnice: $m_{CL32} = 1,08 \text{ kg / m}$



- Podepřená délka: $l_{Cp} = 3166 \text{ mm} = 3,166 \text{ m}$
- Hmotnost kolejnice: $m_{Cp} = m_{CL32} \cdot l_{Cp} = 1,08 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 3,166 \text{ m} = 3,42 \text{ kg}$
- Tíha kolejnice: dle (21) $Q_{Cp} = m_{Cp} \cdot g = 3,42 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 33,55 \text{ N}$

Měrné spojité zatížení je dáno vztahem

$$q = \frac{Q}{l} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-1}\text{]}, \quad (40)$$

kde

Q - tíha tvořící spojité zatížení [N]

l - je délka rozložení spojitěho zatížení [m].

Dosazením do (40) je spočteno měrné spojité zatížení od tíhy kolejnice Compact

$$q_C = \frac{Q_{Cp}}{l_{Cp}} = \frac{33,55 \text{ N}}{3,166 \text{ m}} = 10,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}.$$

11.3 VÝPOČET SILOVOU METODOU

Deformační podmínka pro náš případ dle (Obr. 44) je dána vztahem

$$\delta_1 = \delta_{11} \cdot \bar{X}_1 + \delta_{10F} + \delta_{10q} \text{ [mm]}, \quad (41)$$

kde

δ_1 - je celková deformace (průhyb) v místě 1 [mm]

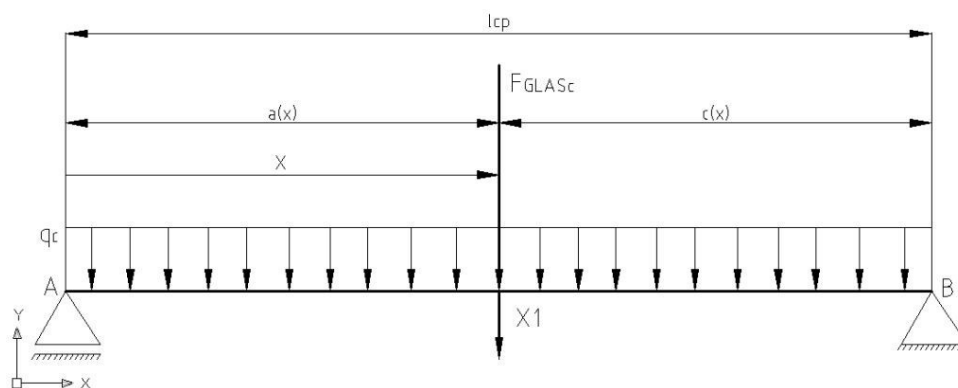
δ_{10F} - je deformace v místě 1 od vnějšího zatížení F_{GLASc} [mm]

δ_{10q} - je deformace v místě 1 od vnějšího zatížení Q_C [mm]

X_1 - je fiktivní zatížení v místě 1 – jednotková síla [–]

δ_{11} - je deformace od fiktivního zatížení v místě 1 [mm]

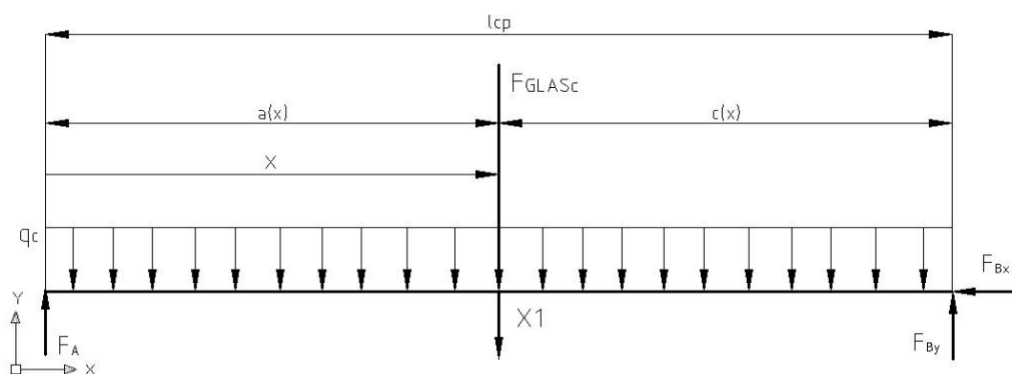
Pozn. Místo 1 (právě polovina prutu) je myšleno jako místo působení fiktivního zatížení. Podle (Obr. 44) při pohybu laserové skupiny je tohle místo stále uvažováno jako místo totožné s působištěm síly F_{GLASc} . V tomto místě jsou rovněž provedeny průběhy ohybových momentů jednotlivých zatížení.



Obr. 44 Zatížení kolejnice Compact

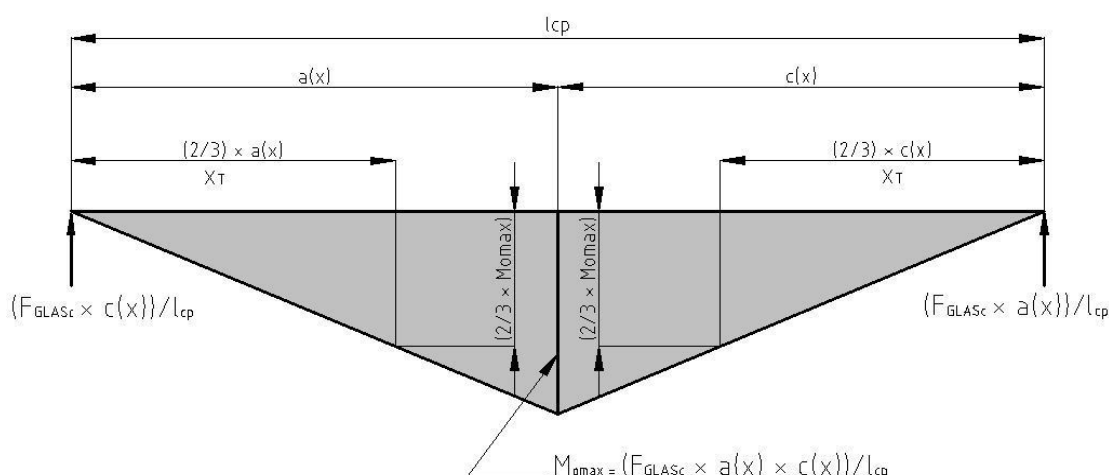


Na (Obr. 45) je zobrazeno úplné uvolnění soustavy zobrazené na (Obr. 44).



Obr. 45 Úplné uvolnění soustavy

Silová rovnováha v ose x je dána vztahem $\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{Bx} = 0$. Dále jsou provedeny průběhy ohybových momentů od jednotlivých zatížení. Jak již bylo uvedeno, pro zjednodušení vykreslení obrazců jsou působíště vnější síly F_{GLASc} a fiktivního zatížení X_1 uvažovány uprostřed nosníku. Průběh ohybového momentu od vnější síly F_{GLASc} je zobrazen na (Obr. 46).



Obr. 46 Průběh ohybového momentu od vnější síly F_{GLASc}

Fiktivní zatížení je dáno vztahem.

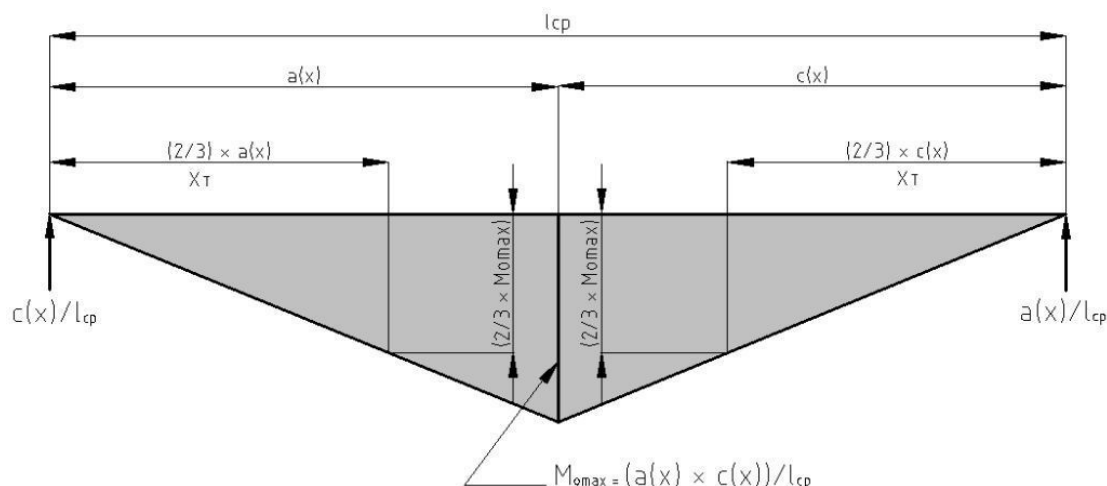
$$\vec{X}_1 = x_1 \cdot \vec{j} \text{ [mm]}, \quad (42)$$

kde

x_1 - je hodnota fiktivního zatížení $[-]$. $x_1 = 0$

$\vec{j}$ - je jednotkový vektor ve směru osy y $[-]$

Z uvedeného vyplývá, že hodnota fiktivního zatížení je rovna $\vec{X}_1 = 0$. Průběh ohybového momentu je dán pouze od jednotkového vektoru $1\vec{j}$ (Obr. 47).

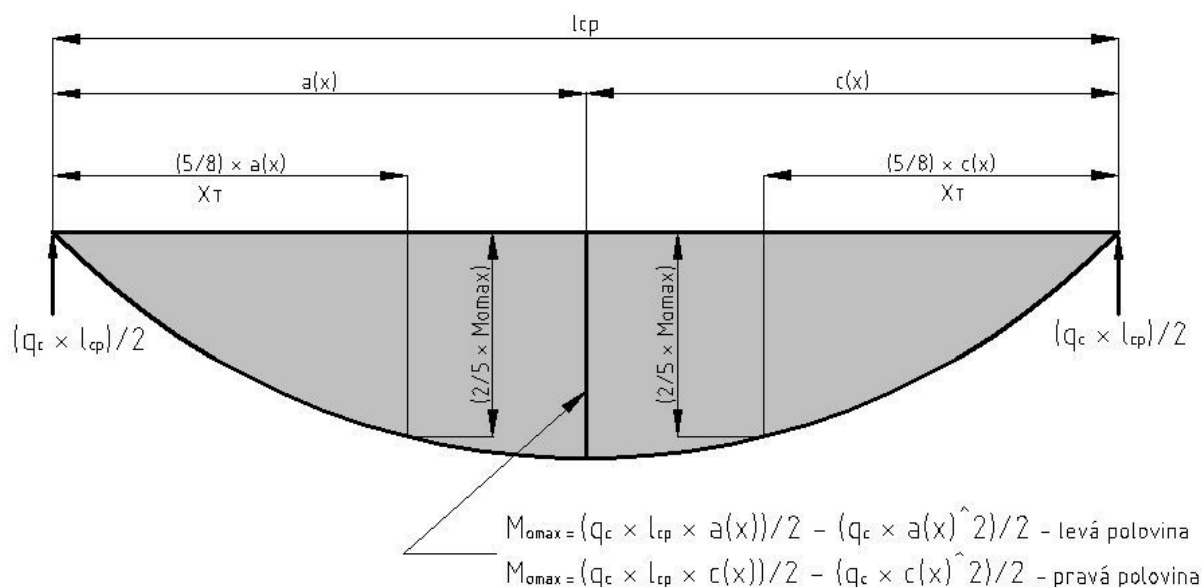
Obr. 47 Průběh ohybového momentu od fiktivního zatížení X_1

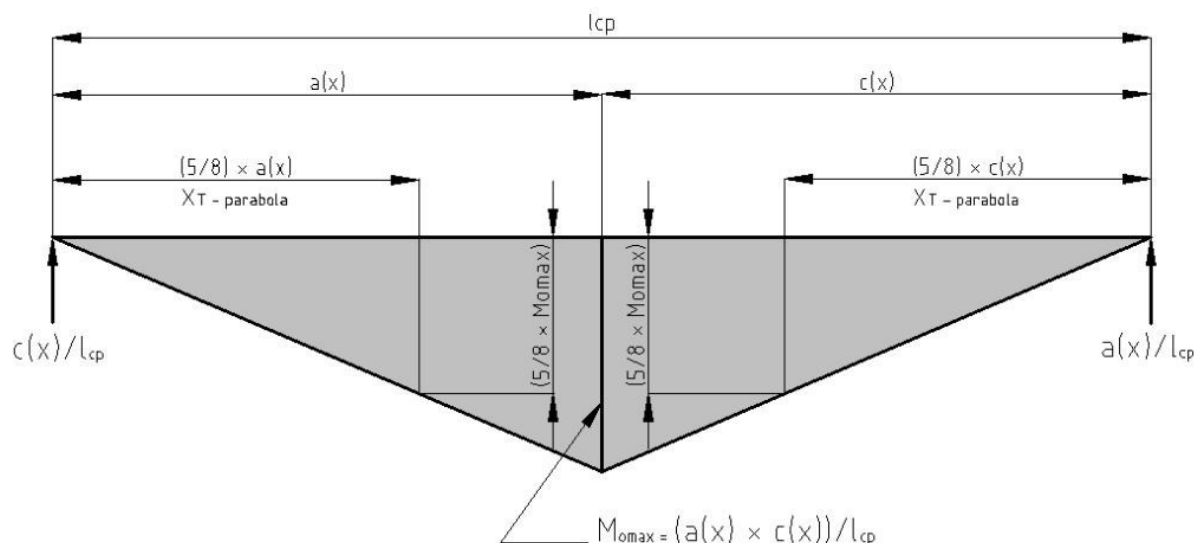
Užitím rovnice (35) je vypočtena deformace nosníku od vnějšího zatížení F_{GLASC} , resp. funkce průhybu v závislosti na poloze daného zatížení. Funkce je určena pomocí obrazců ohybových momentů od daného zatížení a fiktivního zatížení (Obr. 46) a (Obr. 47).

$$\delta_{10F} = \frac{1}{E_{AI} \cdot I_{Cx}} \cdot \left(\frac{F_{GLASC} \cdot a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \cdot \frac{a(x)}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \right) +$$

$$+ \frac{1}{E_{AI} \cdot I_{Cx}} \cdot \left(\frac{F_{GLASC} \cdot a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \cdot \frac{c(x)}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \right)$$

Průběh deformace (průhybu) od vnějšího spojitého zatížení je proveden opět pomocí rovnice (35) a za použití obrazců ohybových momentů daného zatížení a fiktivního zatížení. Průběh ohybového momentu od spojitého zatížení je q_c na (Obr. 48). Průběh ohybového momentu od fiktivního zatížení X_1 s vyznačením pořadnice těžiště paraboly je na (Obr. 49).

Obr. 48 Průběh ohybového momentu od spojitého zatížení vlastní tíhy q_c



Obr. 49 Průběh ohybového momentu od fiktivního zatížení X_1 - určení pořadnice

$$\delta_{10q} = \frac{1}{E_{Al} \cdot I_{Cx}} \cdot \left[\left(\frac{2}{3} \cdot \left(\frac{q_C \cdot l_{cp} \cdot a(x)}{2} - \frac{q_C \cdot a(x)^2}{2} \right) \cdot a(x) \cdot \frac{5}{8} \cdot \frac{a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \right) \right] +$$

$$+ \left[\left(\frac{2}{3} \cdot \left(\frac{q_C \cdot l_{cp} \cdot c(x)}{2} - \frac{q_C \cdot c(x)^2}{2} \right) \cdot c(x) \cdot \frac{5}{8} \cdot \frac{a(x) \cdot c(x)}{l_{cp}} \right) \right]$$

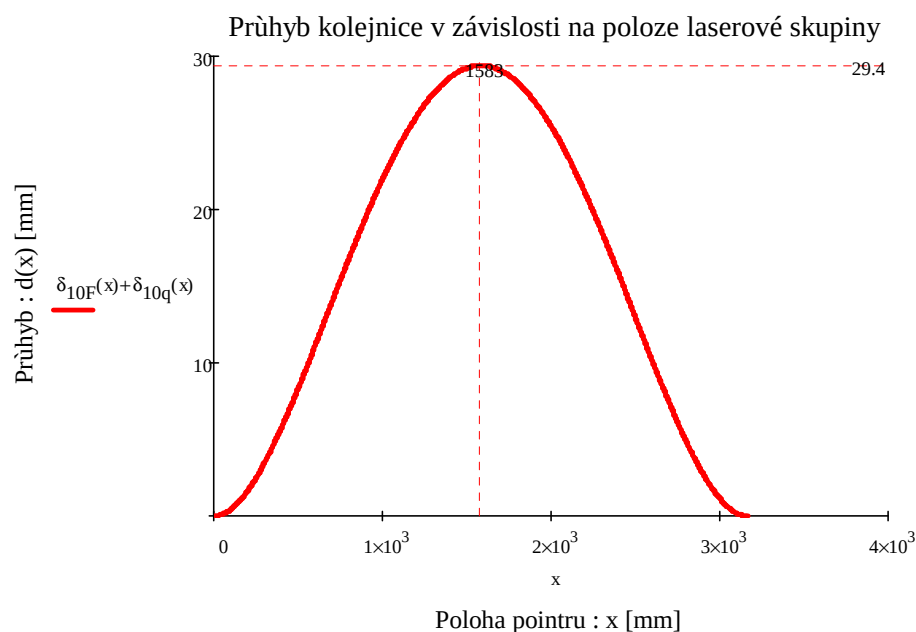
Dle rovnice (41) je deformace nosníku od všech zatížení dána ve tvaru $\delta_1 = \delta_{11} \cdot \vec{X}_1 + \delta_{10F} + \delta_{10q}$, kde δ_1 představuje funkci průhybu od všech zatížení v závislosti na poloze laserové skupiny.

Za předpokladu užití rovnice (41) a rovnice (42) je součin $\delta_{11} \cdot \vec{X}_1$ nulový, tímto tento člen odpadá. Celkový průběh deformace je následně určen vztahem

$$\delta_1 = \delta_{10F} + \delta_{10q} \text{ [mm]}. \quad (43)$$

11.3.1 GRAF DEFORMACE KOLEJNICE NA POLOZE LASEROVÉ SKUPINY

Výše uvedený výpočet (43) je matematicky zpracován pomocí aplikace Mathcad. Na (Obr. 50) je znázorněn průběh kolejnice dle výpočtu.



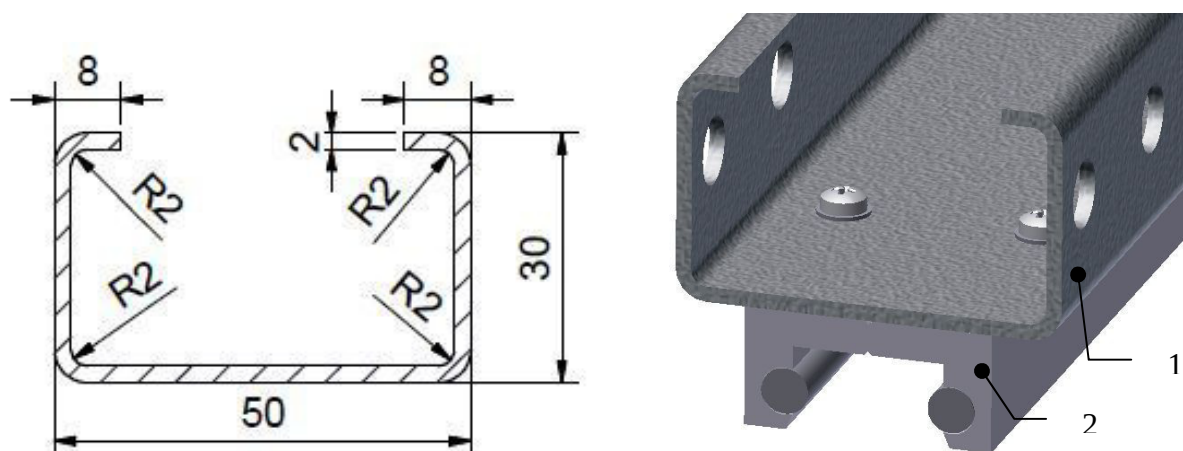
Obr. 50 Průhyb kolejnice po délce

Z výsledku průběhu průhybu je patrné, že maximální průhyb je stanoven pro polohu laserové skupiny právě v polovině kolejnice. Hodnota maximálního průhybu je odečtena z grafu a činí $\delta_{1\max} = 29,4 \text{ mm}$. V důsledku značného průhybu je nutné provést vyztužení kolejnice.

11.4 NÁVRH VYZTUŽENÍ KOLEJNICE

Vyztužení kolejnice je provedeno pomocí tzv. „C“ profilu (Obr. 51). Tento profil je vyroben válcováním za studena. Jako polotovar je zvolen plech P 2 x 112,1 x 3261 ČSN EN 485 - 4. Materiálem je zvolena slitina hliníku EN AW-5754 H22 [AlMg3] dle EN 573-3.

Uvedený C profil je přišroubován ke kolejnici po délce šrouby M3 x 8 – H DIN 7985. Počet šroubů po délce je zvolen 17 na každé straně kolejnice $\Rightarrow$ celkem 34 šroubů. Pod každý šroub je navržena podložka 3 – DIN 125 – 1 A. Výrobní výkres C profilu příloha (DP-13-V-012).

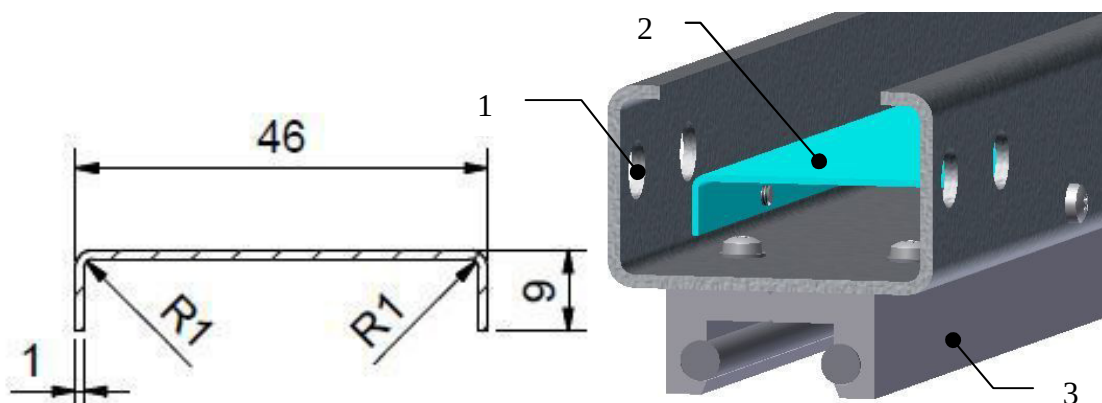


Obr. 51 Průřez hliníkového C profilu; C profil v sestavě: 1) C profil, 2) kolejnice Compact



Do uvedeného C profilu jsou dále přišroubovány tzv. „U“ profily – dva za sebou. Oba profily jsou rozměrově stejné v důsledku zjednodušení výroby. U profily jsou navíc navrženy jako podpůrné profily pro energetický řetěz. Navíc jsou tyto profily uvažovány také jako výztuhy C profilu, a tím i kolejnice Compact (Obr. 52).

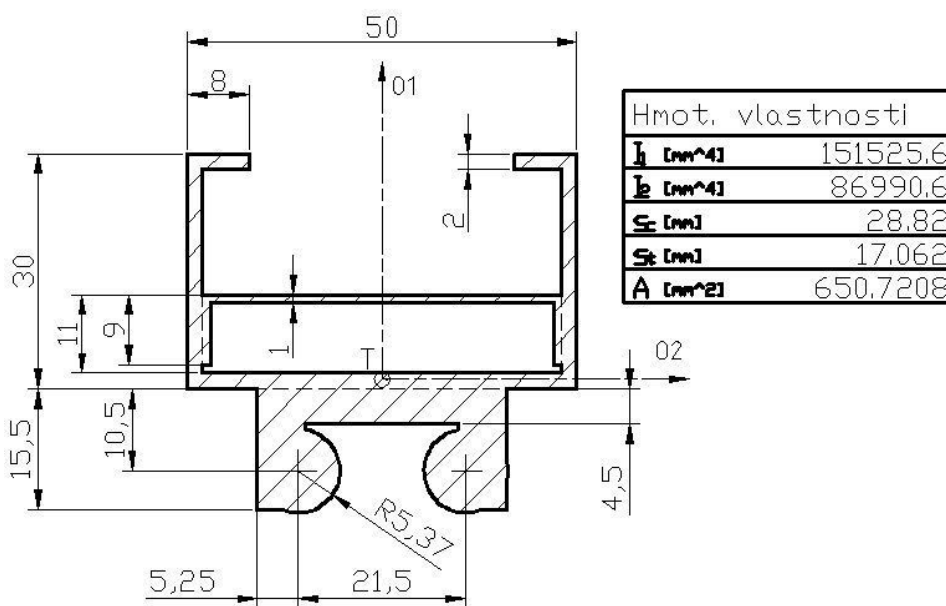
U profil (1 ks) je opět vyroben válcováním za studena. Polotovár je zvolen jako plech P 1 x 60,6 x 1566 ČSN EN 485 – 4. Materiál je opět zvolen jako slitina hliníku EN AW-5754 H22 [AlMg3] dle EN 573-3. U profily jsou vloženy do C profilu a přišroubovány po délce z každé strany šrouby M3 x 4 – H DIN 7985. 1 strana = 9 šroubů. Celkem 36 šroubů pro oba profily. Výrobní výkres příloha (DP-13-V-013).



Obr. 52 Průřez hliníkového U profilu; U profil v sestavě: 1) C profil, 2) podpůrný U profil, 3) kolejnice Compact

11.4.1 KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU VYZTUŽENÉ KOLEJNICE

Nákres průřezu vyztužené kolejnice (Obr. 53) je opět proveden pomocí aplikace Autodesk Autocad. Kvadratický moment průřezu je spočten pomocí funkce hmotové vlastnosti.



Obr. 53 Průřez vyztužené kolejnice

Dle (Obr. 53) je kvadratický moment průřezu roven $I_{Cvz} = 86990,6 \text{ mm}^4$.



11.5 PRŮHYB VYZTUŽENÉ KOLEJNICE

Průběh deformace vyztužené kolejnice pomocí uvedených profilů je spočten stejným způsobem jako průběh samostatné kolejnice, tedy podle (35). Zatížení kolejnice je opět uvažováno od pohybující se síly (tíha laserové skupiny), vlastní tíhy kolejnice, vlastní tíhy C profilu a vlastní tíhy U profilu. Tíha C profilu a tíha U profilu je promítnuta do zatížení opět jako spojité zatížení. Úloha řešena jako prostý nosník na dvou podporách.

Průběhy ohybových momentů jsou totožné jako v předchozím výpočtu s výjimkou průběhu ohybového momentu od spojitěho zatížení, kde je zvětšena hodnota maximálního ohybového momentu v důsledku navýšení spojitěho zatížení. Hodnoty hmotností C a U profilů jsou určeny pomocí funkce iVlastnosti aplikace Autodesk Inventor pro zvolený typ materiálu.

Parametry profilů:

- Hmotnost C profilu: $m_{CCpr} = 1,951 \text{ kg}$
- Hmotnost U profilu: $m_{CUpr} = 2 \cdot 0,253 \text{ kg} = 0,506 \text{ kg}$

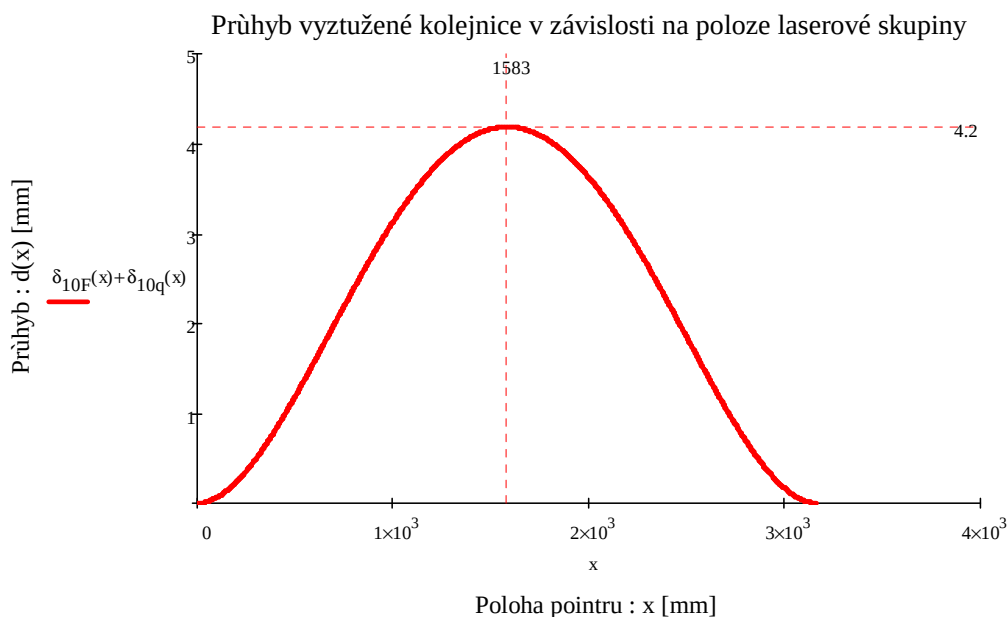
Parametry zatížení:

- Podepřená délka: $l_{Cp} = 3166 \text{ mm} = 3,166 \text{ m}$
- Tíha laserové skupiny: $F_{GLASc} = 2,5 \text{ N}$
- Tíha C profilu: dle (21): $Q_{CCpr} = m_{CCpr} \cdot g = 1,951 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 19,14 \text{ N}$
- Tíha U profilu: dle (21): $Q_{CUpr} = m_{CUpr} \cdot g = 0,506 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 4,96 \text{ N}$
- Spojité zatížení:
kolejnice: $q_C = 10,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
- C profil: dle (40): $q_{CCpr} = \frac{Q_{CCpr}}{l_{Cp}} = \frac{19,14 \text{ N}}{3,166 \text{ m}} = 6,05 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
- U profil: dle (40): $q_{CUpr} = \frac{Q_{CUpr}}{l_{Cp}} = \frac{4,96 \text{ N}}{3,166 \text{ m}} = 1,57 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
- Celkové: dle (40): $q_{Ccelk} = q_{CCpr} + q_{CUpr} + q_C$
 $q_{Ccelk} = 6,05 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} + 1,57 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} + 10,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
 $q_{Ccelk} = 18,22 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$

Celkový průběh deformace je opět určen vztahem (43). Matematický výpočet je opět proveden v aplikaci Mathcad.



11.5.1 GRAF DEFORMACE VYZTUŽENÉ KOLEJNICE



Obr. 54 Průhyb vyztužené kolejnice po délce

Z výsledku průběhu průhybu (Obr. 54) je patrné, že maximální průhyb je stanoven opět pro polohu laserové skupiny právě v polovině kolejnice. Hodnota maximálního průhybu je odečtena z grafu a činí $\delta_{1\max} = 4,2 \text{ mm}$. Navržené vyztužení je zvoleno jako vhodné, jelikož je splněna tolerance maximálního průhybu $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$.

V případě vzniku vibrací způsobených pohybem laserové skupiny je možnost provést dodatečné ukotvení vedení ke konstrukci skladovací věže SSI Logimat, a to uprostřed délky vedení.

11.6 NÁVRH SPOJOVACÍ ČÁSTI SSI LOGIMAT – VEDENÍ POINTRU

Jako propojovací prvek konstrukce vedení pointru a konstrukce SSI Logimat je navržen U profil. Tento profil je vyroben válcováním za studena. Polotovarem je zvolen pozinkovaný plech P 2,5 x 110,3 x 165 EN 10029. Materiálem profilu je zvolen DX51D+Z. Tento profil je použit pro připojení na obou koncích vedení, tudíž je zjednodušena výroba i montáž.

Připojení ke konstrukci vedení je provedeno přes vyztužující C profil za použití dvou šroubů M8 x 18 DIN 933 z každé strany C profilu. Ke šroubům jsou navrženy odpovídající matice M8 DIN 934. Na straně šroubu a matice jsou navrženy podložky A8 DIN 125 - A.

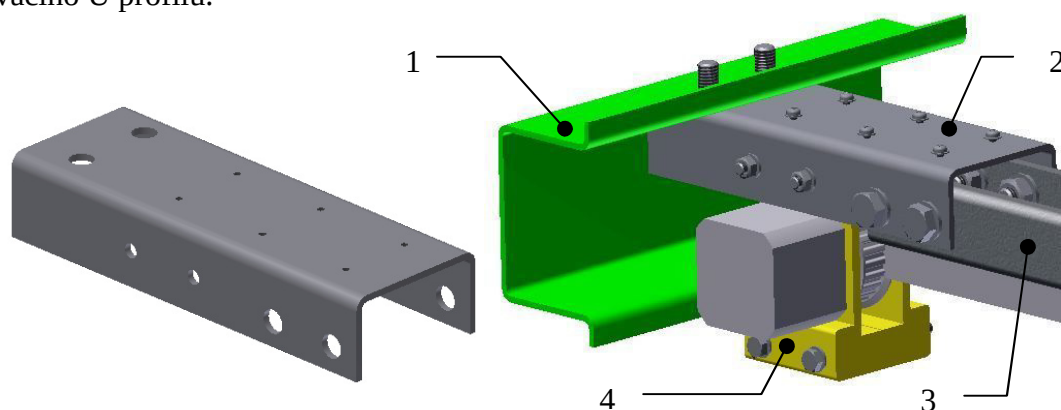
Do zvoleného U profilu jsou připevněny konzoly hnací a hnané řemenice (na druhé straně vedení) za použití dvou šroubů M5 x 65 DIN 933 pro každou konzolu. Pro každý spoj jsou navrženy příslušné matice M5 DIN 934 a podložky A5,3 DIN 125 - 1 A ze strany šroubu i matice.

U profil je do stávající konstrukce SSI Logimat připevněn za použití dvou šroubů M8 x 18 DIN 933. Rovněž jsou navrženy příslušné matice M8 DIN 934 a podložky A8 DIN 125 - A pro každý spoj.

Do U profilu jsou navíc vyvrtány otvory pro připevnění krycího plechu celé konstrukce vedení. Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkres, příloha (DP-13-V-014).



Na (Obr. 55) je zobrazeno napojení vedení pointru na konstrukci SSI Logimat pomocí spojovacího U profilu.



Obr. 55 U profil; U profil v sestavě: 1) stávající profil, 2) U profil, 3 C profil, 4) konzole hnací řemenice + krokový motor



12 NÁVRH VEDENÍ KABELÁŽE

Při práci laserového ukazovátka (posuv + natáčení) je nutné zajistit stálý přívod elektrické energie v každém místě pracovního rozsahu. Je tedy potřebné umožnit plynulý chod kabeláže bez případných kolizí s konstrukcí vedení pointru. Vedení kabeláže je provedeno pomocí tzv. energetického řetězu. Tento typ vedení a ochrany kabeláže je běžně používán v dopravní a manipulační technice, jelikož poskytuje optimální podmínky pro chod kabeláže. Hlavní předností energetického řetězu je jeho ohebnost, tudíž lze patřičnou kabeláž vést i v nepříznivých částech konstrukce.

Volba základních parametrů energetického řetězu je ovlivněna počtem vodičů laseru a krokového motorku, průřezem jednotlivých vodičů a pracovní délkou pointru.

Parametry pro volbu:

- počet vodičů laseru: $n_{DLAS} = 2$
- počet vodičů pohonu: $n_{DKLas} = 4$
- průřez vodičů laseru: $S_{DLAS} = 2 \cdot 0,14 \text{ mm}^2 = 0,28 \text{ mm}^2$
- průřez vodičů pohonu: $S_{DKLas} = 4 \cdot 1,13 \text{ mm}^2 = 4,52 \text{ mm}^2$
- pracovní posuv: $l_{PDp} = 3060 \text{ mm}$

V důsledky uvedených parametrů a pomocí výpočtu společnosti IGUS je zvolen energetický řetěz ozn. IGUS E-Chain® série 04. Číslo dílu: 04.07.015.0 [30].

Energetický řetěz je připevněn na jednom konci k vodícímu plechu pomocí 2 šroubů M3 x 4 – H DIN 7985. Na druhém konci je připevněn k C profilu pomocí 2 šroubů M3 x 6-H DIN 7985. Plynulý posuv řetězu při pohybu pointru je zajištěn podpůrným U profilem, na kterém je řetěz volně položen. Kupevnění na vodící plech a na C profil je navržena příslušná upevňovací objímka IGUS. Číslo dílu: 040.07.12. Ilustrační foto řetězu je zobrazeno na (Obr. 56).

Parametry řetězu:

- délka řetězu: $l_{IGr} = 1620 \text{ mm}$
- poloměr ohybu: $R_{IGr} = 15 \text{ mm}$
- vnitřní šířka: $B_{IGri} = 7 \text{ mm}$
- počet článků: $n_{IGr} = 97$

Další potřebné parametry viz [30].



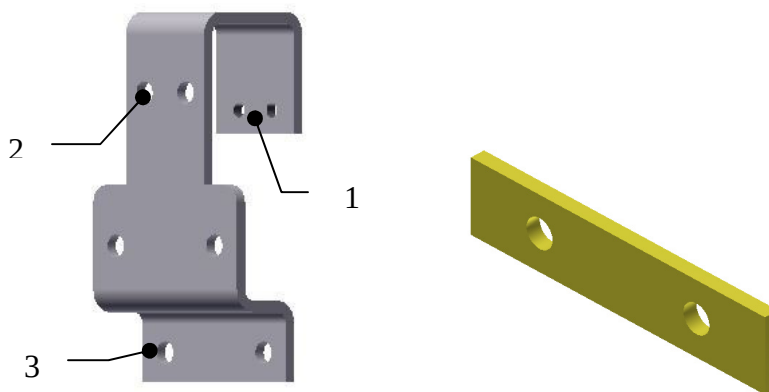
Obr. 56 Energetický řetěz [48]



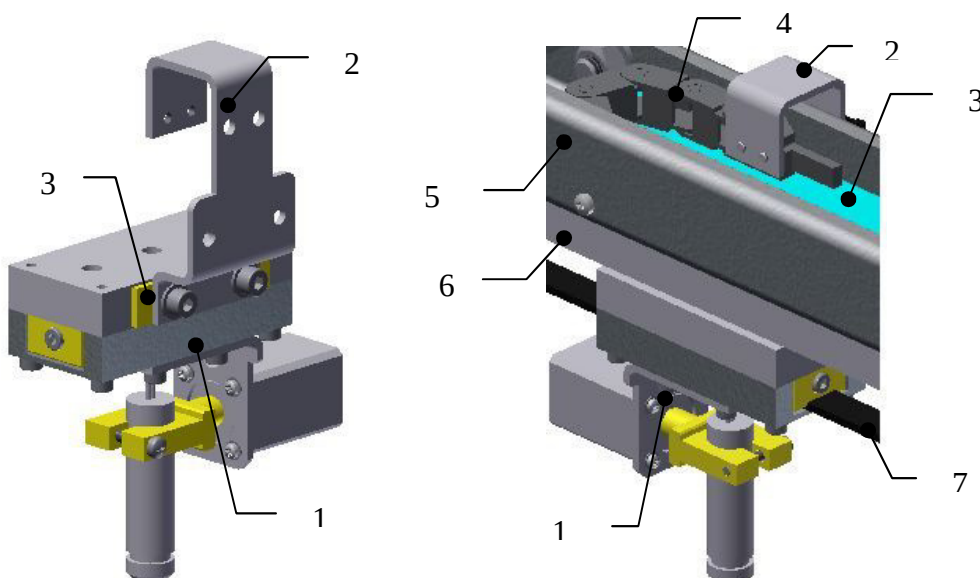
12.1 NÁVRH VODÍCÍHO PLECHU

Na (Obr. 57) je navržen vodící plech pro unášení energetického řetězu při pohybu laserové skupiny podél vedení. Tento plech je navržen jako ohýbaná součást vyrobená ohýbáním polotovaru plechu P 2 x 35 x 111,1 ČSN EN 485 - 4. Jako materiál plechu je navržena slitina hliníku EN AW-5754 H22 [AlMg3] dle EN 573-3. Vodící plech je připevněn k funkčním bočním otvorům vozíku Compact dvěma šrouby M4 x 12 DIN EN ISO 4762. Pod šrouby je navržena podložka A4,3 DIN 125 – 1 A. Pro zvýšení mezery mezi vodícím plechem a C profilem pro vyztužení kolejnice, je mezi vodící plech a vozík Compact vložena distanční destička (Obr. 57).

Vodící plech je dále opatřen otvory se závity pro připevnění svorky energetického řetězu a otvory pro uchycení tzv. stahovací elektrikářské pásky sloužící pro uchycení kabeláže laseru a krokového motoru vedoucí do energetického řetězu. Podrobnější rozměrové informace viz výrobní výkresy, příloha (DP-13-V-015) a (DP-13-V-016). Na (Obr. 58) je zobrazeno upevnění vodícího plechu a distanční destičky k vozíku Compact.



Obr. 57 Plech vodítka – 3D: 1) otvory pro uchycení energetického řetězu, 2) otvory pro stahovací pásku, 3) otvory pro připevnění k vozíku Compact; distanční destička – 3D

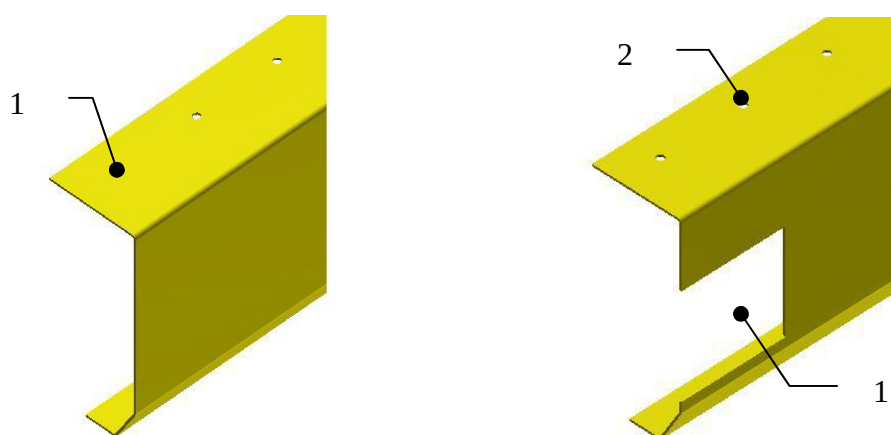


Obr. 58 Plech vodítka + distanční destička v sestavě: 1) laserová skupina, 2) plech vodítka, 3) distanční destička; detail uchycení energetického řetězu: 1) laserová skupina, 2) plech vodítka, 3) podpurný U profil, 4) energetický řetěz, 5) C profil, 6) kolejnice Compact, 7) řemen



13 NÁVRH ZAKRYTOVÁNÍ

Úkolem zakrytování je poskytnout ochranu pojezdovému mechanismu proti poškození a splnění designového efektu. Krypt je zhotoven ze dvou ohýbaných částí. Jako polotovar je zvolen plech P1 x 160,2 x 3400 ČSN EN 485 – 4. Materiálem je zvolena slitina hliníku EN AW-5754 H22 [AlMg3] dle EN 573-3. Ohnuté profily jsou připevněny ke spojovacímu U profilu třemi šrouby M3 x 5 – 4.8 – H DIN EN ISO 7045 H pro každý profil. Pod šrouby jsou navrženy podložky A3,2 DIN 125 -1 A. Levý profil je opatřen výřezem pro krokový motor pohonu mechanického převodu. 3D pohled krytů (Obr. 59). Výrobní výkresy obou krytů viz přílohy (DP-13-V-017) a (DP-13-V-018).



Obr. 59 Kryt pravý – 3D: 1) otvory pro uchycení ke spojovacímu U profilu;
kryt levý s výřezem – 3D: 1) výřez krokového motoru, 2) otvory pro uchycení ke
spojovacímu U profilu



ZÁVĚR

Dle požadovaných parametrů uvedených v zadání práce byl zpracován konstrukční návrh vedení a pohonu laserového ukazovátka. Volba vedení pojezdu byla provedena s úvahou nízké hmotnosti a jednoduchosti konstrukce, ovšem za podmínky splnění určité přesnosti vedení a možnosti regulace vůle ve vedení. Dalším faktorem pro volbu vedení byly rovněž nízké pořizovací náklady.

Zvolené pohony (krokové motory) laseru a mechanického převodu, které byly ověřeny výpočtem, lze považovat jako vhodné, jelikož vypočtené časy pracovních cyklů pro daný režim dosahují optimálních hodnot. Tímto bylo dosaženo zefektivnění vychystávání skladovací věže SSI Logimat.

Vypočtená hodnota maximálního průhybu kolejnice Compact dosáhla hodnoty $\delta_{1\max} = 29,4 \text{ mm}$. Navržením příslušného vyztužení bylo dosaženo snížení hodnoty maximálního průhybu na hodnotu $\delta_{1\max} = 4,2 \text{ mm}$. Z uvedeného lze konstatovat, že zvolené vyztužení bylo navrženo jako optimální. V případě vzniku možných vibrací způsobených pohybem laserové skupiny je konstrukčně možné provést dodatečné vyztužení v podobě ukotvení vedení ke konstrukci SSI Logimat v místě maximálního průhybu.

Užitím laserového ukazovátka jako doplňku skladovací věže SSI Logimat bylo dosaženo zefektivnění vychystávání uskladněného zboží. Aplikací obdobných doplňků ve skladovém hospodářství lze dosáhnout zvýšení efektivity i kvality skladování. Jelikož trend vývoje nových produktů je orientován hlavně na splnění ergonomických požadavků, hrají tyto doplňky zásadní roli pro zařazení produktu do programu produktů tzv. ergonomického pracoviště.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LAMBERT M. D.; STOCK R. J.; ELLRAM M. L. *Logistika (řízení zásob, přeprava a skladování, balení zboží, příkladové studie)*. První vydání. Praha: Vydavatelství a nakladatelství Computer Press, 2000. 589 s. ISBN 80-7226-221-1
- [2] VANĚČEK, D.; KALÁB D. *Logistika (1. díl: Úvod, řízení zásob a skladování)*. První vydání. České Budějovice: Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Zemědělská fakulta, 2003. 146 s. ISBN 80-7040-652-6.
- [3] SCHULTE CH. *Logistika*. První vydání. Praha: Victoria publishing, 1994. 301s. ISBN 80-85605-87-2
- [4] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Nakladatelství VITIUM, 2010. 1160 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] MIČKAL, K. *Strojnictví; Části strojů*. První vydání. Praha 1: Nakladatelství Sobotáles, 1995. 220s. ISBN 80-85920-01-8.
- [6] KAŠPÁREK, J. *Dopravní a manipulační zařízení – pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2002. 126 s. Garant předmětu Doc. Ing. Břetislav Mynář, DrSc.
- [7] LEINVEBER J.; VÁVRA P. *Strojnické tabulky*. Čtvrté vydání. Úvaly: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [8] *Československá státní norma ČSN 26 9004: Manipulační jednotky. Názvosloví*. Český normalizační institut, Praha, 2s.
- [9] *Česká technická norma ČSN EN 60825 - 1: Bezpečnost laserových zařízení – Část 1: Klasifikace zařízení a požadavky*. Český normalizační institut, 2008. 80s.
- [10] SSI SCHÄFER s.r.o.: *Automatizované systémy skladování drobných dílů* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: <<http://www.ssi-schaefer.cz/skladovani-a-dopravniky/skladovani-drobnych-dilu/automatizovane-systemy-skladovani-drobnych-dilu.html>>
- [11] SSI SCHÄFER s.r.o.: *Automatizované systémy – katalog* [online]. 2013. [cit. 2013 -05 - 20]. Dostupné z: <http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/main_brochures/englisch/image_automation_eng.pdf>
- [12] SSI SCHÄFER s.r.o.: *Schäfer Carousel systém* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: <<http://www.ssi-schaefer.cz/logisticke-systemy/manipulacni-systemy-a-roboti/schaefer-carousel-system.html>>
- [13] SSI SCHÄFER s.r.o.: *Schäfer Carousel systém - katalog* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: <http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/navigationssystem/logistiksysteme/vollautomatische_systeme/kleinteilelager/scs/carousel_system_en.pdf>



- [14] *SSI SCHÄFER s.r.o. Skladovací věž Logimat* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.ssi-schaefer.cz/skladovani-a-dopravniky/skladovani-drobnych-dilu/skladovaci-vez-logimat.html>>
- [15] *SSI SCHÄFER s.r.o.: Skladovací věž Logimat - katalog* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<http://media.ssi-schaefer.de/fileadmin/ssi/documents/media/brochure/cz/logimat_cz.pdf>
- [16] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Vertikální karuselový sklad* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.kardex-remstar.cz/cz/produkty/vertikalni-karuselovy-sklad.html>>
- [17] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Megamat RS - katalog* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<http://www.kardex-remstar.cz/index.php?eID=tx_nawsecuredl&u=0&file=fileadmin/user_upload/kardex-remstar/pdf-new/cz/Kardex_Remstar_MegamatRS_CZ.pdf&t=1368545265&hash=8f00539ff5199fd00ff026ff257fde751eea0db9>
- [18] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XP* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.kardex-remstar.cz/cz/produkty/vertikalni-vytahove-systemy/shuttle-xp.html>>
- [19] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XP - katalog* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<http://www.kardex-remstar.cz/index.php?eID=tx_nawsecuredl&u=0&file=fileadmin/user_upload/kardex-remstar/pdf-new-03-2012/en/Kardex_Remstar_ShuttleXP_EN_low.pdf&t=1368545936&hash=a3ec067402937ef522f8ecbfcfee496cef383b53>
- [20] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XPlus* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.kardex-remstar.cz/cz/produkty/vertikalni-vytahove-systemy/shuttle-xplus.html>>
- [21] *KARDEX REMSTAR s.r.o.: Kardex Schuttle XPmultiple* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.kardex-remstar.cz/cz/produkty/vertikalni-vytahove-systemy/shuttle-xpmultiple.html>>
- [22] *T.E.A. Technik s.r.o.: Lineární vedení Compact* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.teatechnik.cz/compact/>>
- [23] *MORAVIAN CHAINS s.r.o.: Válečkové řetězy* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy>>
- [24] *HABERKORN ULMER s.r.o.: Ozubené řemeny* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z:
<<http://www.haberkorn.cz/ozubene-remeny/>>



- [25] *HABERKORN ULMER s.r.o.: Pohonné elementy 2013.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: [<http://www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-pohony-katalog.pdf//>](http://www.haberkorn.cz/dyndoc/download/se-pohony-katalog.pdf//>)
- [26] *SNH EUROPE GmbH: Technischer katalog - Rillenkugellager.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: [<http://www.snh-europe.com/cms/index.php?id=22&no_cache=1&L=-1%20UNION%20SELECT%20--&tx_snhtableview_pi1%5BpId%5D=1686>](http://www.snh-europe.com/cms/index.php?id=22&no_cache=1&L=-1%20UNION%20SELECT%20--&tx_snhtableview_pi1%5BpId%5D=1686>)
- [27] *DP MOTORS Ltd.: Stepper motors.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: [<http://www.dpmotor.com/content/products_Stepper_Motors.asp?P=42SH38-4A>](http://www.dpmotor.com/content/products_Stepper_Motors.asp?P=42SH38-4A>)
- [28] *DP MOTORS Ltd.: Stepper motors.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: http://www.dpmotor.com/content/products_Stepper_Motors.asp?P=20SH33-0604A >
- [29] *PICOTRONIC GmbH: Lasermodule.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: [<http://www.picotronic.de/picopage/de/product/detail/category/1/id/105448>](http://www.picotronic.de/picopage/de/product/detail/category/1/id/105448>)
- [30] *IGUS: Energetické řetězy.* [online]. 2013. [cit. 2013 - 05 - 20]. Dostupné z: [<http://www.igus.cz/iPro/iPro_01_0002_0007_CZcs.htm?c=CZ&l=cs>](http://www.igus.cz/iPro/iPro_01_0002_0007_CZcs.htm?c=CZ&l=cs>)
- [31] URL: <http://www.handling.de/thema/kleinteilelager.htm> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [32] URL: <http://www.ssi-schaefer.cz/skladovani-a-dopravniky/prepravky-a-kontejnery/nase-vyrobky/prepravky-v-euro-rozmerech.html> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [33] URL: <http://www.ssi-schaefer.cz/skladovani-a-dopravniky/prepravky-a-kontejnery/nase-vyrobky/regalove-prepravky.html> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [34] URL: <http://www.remstarparts.com> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [35] URL: <http://www.servo-pohony.cz/wp-content/uploads/KOLEKTOR-linearni-jednotka-HIWIN-KK.jpg> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [36] URL: <http://www.teatechnik.cz/kulickove-srouby-ekonomicke-1/> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [37] URL: <http://www.teatechnik.cz/obeh-kulickami-mg/> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [38] URL: <http://www.hepcomotion.com/en/utilitrak-lightweight-u-channel-guideway-pg-14-get-8> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [39] URL: http://www.contra.cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html > [cit. 2013 - 05 - 20]
- [40] URL: <http://www.tyma.cz/produkty/remeny/ploche/polyflat >> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [41] URL: <http://www.teatechnik.cz/remeny-t-at/> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [42] URL: <http://www.haberkorn.cz/ozubene-remeny/> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [43] URL: <http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/SNH/lozisko-snh/625-2RS-NEREZ-5/>> [cit. 2013 - 05 - 20]



- [44] URL: <http://www.pslib.cz/pe/skola/studijni_materialy/prezentace/elektricke_stroje/4_rocnik/Servopohony.pps> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [45] URL: <<http://www.cncshop.cz/dcm50207-dc-servomotor-120w>> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [46] URL: <http://www.pslib.cz/pe/skola/studijni_materialy/prezentace/elektricke_stroje/4_rocnik/krok_motor.pps> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [47] URL: <<http://www.cncshop.cz/57sth76-krokovy-2-fazovy-motor-1-9nm>> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [48] URL: <<http://uk.farnell.com/jsp/search/browse.jsp?N=101694+2031+204068>> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [49] URL: <<http://www.pf.jcu.cz/stru/katedry/fyzika/prof/Svadlenkova/Princip%20laseru.pdf>> [cit. 2013 - 05 - 20]
- [50] URL: <<http://www.cez.cz/edee/content/microsites/laser/k22.htm>>. [cit. 2013 - 05 - 20]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení tělesa
a_r	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení laserové skupiny
a_s	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení s-tého členu
$a_{\tilde{R}}$	$[mm]$	výška zubu řemene
a_{zp}	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení laserové skupiny
$b_{\tilde{R}}$	$[mm]$	šířka řemene
B_{IGri}	$[mm]$	vnitřní šířka článku energetického řetězu
B_{Lhn}	$[mm]$	šířka ložiska
d_e	$[mm]$	hlavový průměr řemenice
d_{Lhn}	$[mm]$	vnitřní průměr ložiska
d_p	$[mm]$	roztečný průměr řemenice
d_t	$[-]$	diferenciál času
d_{vs}	$[-]$	diferenciál rychlosti
D_f	$[mm]$	průměr řemenice přes bočnice
D_{Lhn}	$[mm]$	vnější průměr ložiska
e	$[mm]$	rameno valivého odporu
E	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti v tahu
E_{Al}	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti hliníku v tahu
E_K	$[J]$	kinetická energie soustavy
E_{ocel}	$[MPa]$	Youngův modul pružnosti oceli v tahu
$f(x)$	$[-]$	nahrazená funkce ohybového momentu
F	$[N]$	síla působící na těleso
F_{Bx}	$[N]$	reakce v bodě B
F_e	$[N]$	ekvivalentní síla na s-tém členu
F_G	$[N]$	tíha tělesa
F_{GLASc}	$[N]$	tíha laserové skupiny
F_i	$[N]$	vnější síla působící na těleso i při translačním pohybu
F_V	$[N]$	síla pro překonání valivého odporu
F_{VAL}	$[N]$	síla pro překonání valivého odporu
F_{Vg}	$[N]$	síla valivého odporu
F_x	$[N]$	síla v ose x
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$g(x)$	$[-]$	funkce parciální derivace funkce ohybu
h_{LAS}	$[mm]$	dosah laseru
$h_{\tilde{R}}$	$[mm]$	výška hřbetu řemene
i	$[-]$	převodový poměr
i	$[-]$	index členu



I	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu
I_{Cvz}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu vyztužené kolejnice
I_{Cx}	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu přepočtené kolejnice
J	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti
J_{Dr}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti držáku laseru
J_i	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti i -tého tělesa
J_{Khnc}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti rotoru pohonu převodu
J_{KLas}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti rotoru pohonu laseru
J_{KLC}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti klece rolničky
J_{KUL}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti kuliček rolničky
J_{LAS}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti laseru
J_{LASc}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti laseru vůči ose otáčení
J_{LSk}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti (laser + držák + pohon)
J_{ROL}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti obvodové části rolničky
J_{REMhc}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti hnací řemenice
J_{REMhn}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti hnané řemenice
J_{VAL}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti plného válce
J_x	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti vůči ose x
J_{xT}	$[kg \cdot m^2]$	hmotnostní moment setrvačnosti tělesa vůči těžišti
$\vec{j}$	$[-]$	jednotkový vektor osy y
k_{Hnc}	$[^\circ / krok]$	velikost kroku hnacího krokového motoru
k_{LAS}	$[^\circ / krok]$	velikost kroku krokového motorku laseru
l	$[mm]$	délka rozložení spojitého zatížení
l_{Cp}	$[mm]$	podepřená délka vedení
l_{IGr}	$[mm]$	délka energetického řetězu
l_{laser}	$[mm]$	délka laseru
l_{PDp}	$[mm]$	podélný dosah laseru - pracovní dosah
$l_{\dot{r}}$	$[mm]$	délka řemene
m	$[kg]$	hmotnost tělesa
m_{CCpr}	$[kg]$	hmotnost C profilu
m_{CL32}	$[kg \cdot m^{-1}]$	měrná hmotnost kolejnice Compact
m_{Cp}	$[kg]$	hmotnost kolejnice Compact
m_{CUpr}	$[kg]$	hmotnost U profilu
m_{Dr}	$[kg]$	hmotnost držáku laseru
m_e	$[kg]$	hmotnost ekvivalentní soustavy
m_i	$[kg]$	hmotnost i -tého členu konající translační pohyb
m_{KLas}	$[kg]$	hmotnost krokového motoru laseru



m_{Krot}	[kg]	hmotnost rotoru krokového motoru převodu
m_{LAS}	[kg]	hmotnost laseru
m_{LASc}	[kg]	hmotnost laserové skupiny
m_{NAPc}	[kg]	hmotnost napínacích desek
m_{Plas}	[kg]	hmotnost plechu laseru
m_{Ppod}	[kg]	hmotnost distanční destičky
m_{Pvod}	[kg]	hmotnost vodícího plechu
m_{ROLc}	[kg]	hmotnost celé rolničky
m_{SPOJ}	[kg]	hmotnost spojovacího materiálu laserové skupiny
m_{Udes}	[kg]	hmotnost upínací desky
m_{VAL}	[kg]	hmotnost plného válce
m_{VOZ}	[kg]	hmotnost vozíku Compact
M	[N · m]	točivý moment působící na těleso při rotačním pohybu
M_i	[N · m]	vnější moment působící i -té těleso při rotačním pohybu
M_{Khnc}	[N · m]	rozběhový moment krokového motorku převodu
M_{KLas}	[N · m]	rozběhový moment krokového motorku laseru
$M_{oi}(x)$	[-]	funkce ohybového momentu
n	[-]	počet členů konajících patřičný druh pohybu
n_{DLAS}	[-]	počet vodičů laseru
n_{DKLas}	[-]	počet vodičů krokového motorku laseru
n_{IGr}	[-]	počet článků energetického řetězu
P	[W]	výkon vnějších sil
P_o	[W]	optický výkon
q_C	[N · m ⁻¹]	měrné spojitě zatížení od tíhy kolejnice
q_{Ccelk}	[N · m ⁻¹]	celkové měrné spojitě zatížení vyztužené kolejnice Compact
q_{CCpr}	[N · m ⁻¹]	měrné spojitě zatížení od tíhy C profilu
q_{CUpr}	[N · m ⁻¹]	měrné spojitě zatížení od tíhy U profilu
Q	[N]	tíha tvořící spojitě zatížení
Q_{CCpr}	[N]	tíha C profilu
Q_{CUpr}	[N]	tíha U profilu
Q_{Cp}	[N]	tíha kolejnice Compact
r	[mm]	excentricita těžiště tělesa vůči ose otáčení
r_{Alt}	[mm]	poloměr teoretické hliníkové vodící tyče
r_{Cocel}	[mm]	poloměr vodící tyče kolejnice Compact
r_k	[mm]	poloměr kruhu
r_{VAL}	[mm]	poloměr plného válce
R_{IGr}	[mm]	poloměr ohybu energetického řetězu
R_{KLC}	[mm]	poloměr klece rolničky



R_{KUL}	[mm]	roztečný poloměr kuliček rolničky
R_{Krot}	[mm]	poloměr rotoru krokového motoru převodu
R_{ROL}	[mm]	poloměr vnější obvodové části rolničky
$R_{ŘEM}$	[mm]	poloměr řemenice
s	[mm]	dráha rovnoměrně zrychleného pohybu
s_{rp}	[mm]	dráha rovnoměrného pohybu
s_{rplk}	[mm]	dráha rovnoměrného pohybu laserové skupiny
s_{zplk}	[mm]	dráha doběhu laserové skupiny
s_{zrlk}	[mm]	dráha rozběhu laserové skupiny
S	[mm ²]	plocha kruhu
S_{Alt}	[mm ²]	teoretická plocha průřezu vodící tyče z hliníku
S_{Cocel}	[mm ²]	plocha průřezu vodící tyče Compact
S_{DKlas}	[mm ²]	plocha průřezu vodičů krokového motorku laseru
S_{DLAS}	[mm ²]	plocha průřezu vodičů laseru
$S_{f(x)}$	[mm ²]	plocha pod křivkou funkce $f(x)$
$S_{g(x)}$	[mm ²]	plocha pod křivkou funkce $g(x)$
$S_{\tilde{R}}$	[mm]	tloušťka bočnice řemenice
t	[s]	doba trvání rovnoměrně zrychleného pohybu
t_{Kc}	[s]	doba trvání konstantního pohybu laseru
t_{LAS}	[s]	doba trvání příčného pracovního cyklu
t_{PC}	[s]	doba trvání podélného pracovního cyklu
t_{rp}	[s]	doba trvání rovnoměrného pohybu
t_{rplk}	[s]	doba trvání rovnoměrného pohybu laserové skupiny
t_{zpl}	[s]	doba trvání doběhu laseru
t_{zplk}	[s]	doba trvání doběhu laserové skupiny
t_{zrl}	[s]	doba trvání rozběhu laseru
t_{zrlk}	[s]	doba trvání rozběhu laserové skupiny
T	[mm]	rozteč zubů řemene a řemenice
v	[m · s ⁻¹]	rychlost rovnoměrně zrychleného pohybu
v_i	[m · s ⁻¹]	rychlost i -tého členu translačního pohybu
v_{rp}	[m · s ⁻¹]	rychlost rovnoměrného pohybu
v_s	[m · s ⁻¹]	rychlost s -tého členu
v_p	[m · s ⁻¹]	požadovaná rychlost pojezdu
x_1	[-]	hodnota fiktivního zatížení
$\vec{X}_1$	[-]	fiktivní zatížení v místě 1
$\dot{x}$	[m · s ⁻¹]	požadovaná rychlost pojezdu
$\ddot{x}$	[m · s ⁻²]	zrychlení s -tého členu



$y_{Tf(x)}$	[-]	pořadnice těžiště
$y_{Tg(x)}$	[-]	pořadnice těžiště
z	[-]	počet zubů řemenice
α	[°]	pracovní úhel laseru
δ	[mm]	deformace prutu
δ_{LAS}	[rad]	rozptyl paprsku
δ_{max}	[mm]	maximální dovolený průhyb
δ_{1max}	[mm]	maximální průhyb vedení
δ_1	[mm]	celková deformace vedení
δ_{11}	[mm]	deformace prutu v místě 1 od fiktivního zatížení
δ_{10F}	[mm]	deformace prutu v místě 1 od tíhy laserové skupiny
δ_{10q}	[mm]	deformace prutu v místě 1 od spojitého zatížení
ε	[rad · s ⁻²]	úhlové zrychlení
ε_{las}	[rad · s ⁻²]	úhlové zrychlení laseru
ϕ_{Hhn}	[mm]	průměr hřídele hnané řemenice
ϕ_{Khnc}	[mm]	průměr hřídele krokového motoru převodu
ϕ_{KLas}	[mm]	průměr hřídele krokového motorku laseru
ϕ_{LAS}	[mm]	průměr laseru
φ	[°]	dráha zrychleného pohybu po kružnici
φ_{Kc}	[°]	dráha konstantního pohybu laseru
φ_{rp}	[°]	dráha rovnoměrného pohybu po kružnici
φ_{zp}	[°]	dráha doběhu laseru
φ_{zr}	[°]	dráha rozběhu laseru
$\dot{\varphi}_i$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost i -tého členu rotačního pohybu
$\dot{\varphi}_{Khnc}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost rotoru krokového motoru převodu
$\dot{\varphi}_{KLC}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost klece rolničky
$\dot{\varphi}_{KUL}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost kuliček rolničky
$\dot{\varphi}_{ROL}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost obvodové části rolničky
$\dot{\varphi}_{REMhc}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost hnací řemenice
$\dot{\varphi}_{REMhn}$	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost hnané řemenice
λ	[nm]	vlnová délka laseru
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[-]	poměr modulů pružnosti
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_i	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost i -tého členu rotačního pohybu
ω_{LAS}	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost laseru
ω_{rp}	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost rovnoměrného pohybu po kružnici



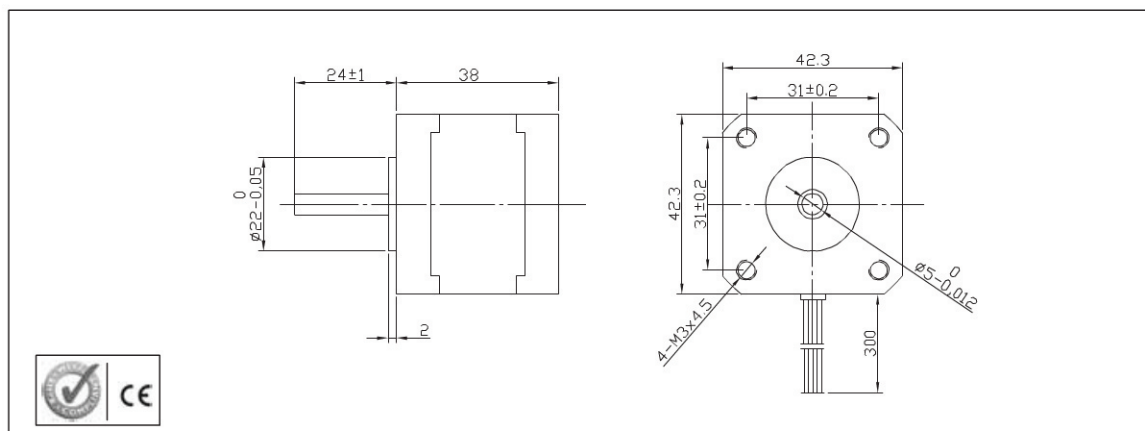
SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Technická specifikace krokového motoru DP Motors Ltd. s ozn. 42 SH38 – 4A.
- P2 Technická specifikace laseru DDI635-1-24(12x45)-C500 Picotronic GmbH, Germany.
- P3 Technická specifikace krokového motoru DP Motors Ltd. s ozn. 20 SH33 – 0604A.
- P4 Kinematický náčrt

Seznam výkresové dokumentace

- DP-13-V-001 Hnací řemenice
- DP-13-V-002 Hnaná řemenice
- DP-13-V-003 Hřídel
- DP-13-V-004 Konzole - řemenice hnaná
- DP-13-V-005 Konzole - řemenice hnací_L
- DP-13-V-006 Konzole - řemenice hnací_R
- DP-13-V-007 Napínací kostka
- DP-13-V-008 Upínací deska
- DP-13-V-009 Napínací deska
- DP-13-V-010 Držák laseru
- DP-13-V-011 Plech laseru
- DP-13-V-012 C profil
- DP-13-V-013 U profil
- DP-13-V-014 U profil spojovací
- DP-13-V-015 Plech vodičko
- DP-13-V-016 Distanční destička
- DP-13-V-017 Kryt_L
- DP-13-V-018 Kryt_R
- DP-13-V-019 Kolečnice Compact
- DP-13-S-001 Laserová skupina
- DP-13-S-002 Pointer gesammt

42SH38 High Torque Hybrid Stepper Motor



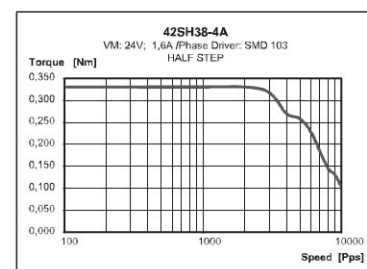
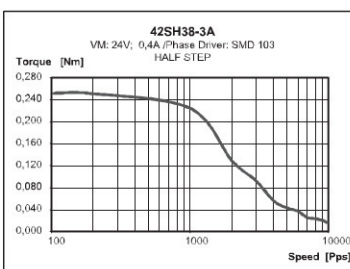
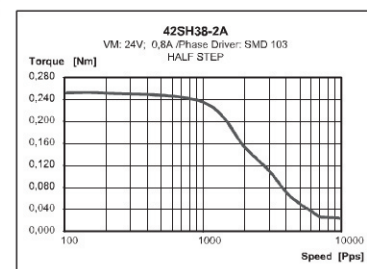
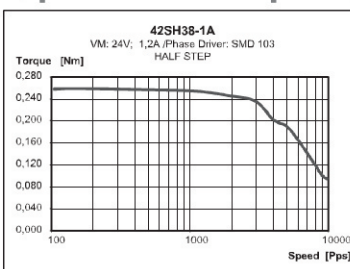
Characteristics

STEP ANGLE
1,8°
STEP ANGLE ACCURACY
± 5%
INSULATION CLASS
B
AMBIENT TEMPERATURE
-20°C +50°C
TEMP. RISE
80°C MAX (RATED CURRENT, 2 PHASE ON)
INSULATION RESISTANCE
100 M OHM MIN. 500 VDC
DIELECTRIC STRENGTH
500 VAC FOR ONE MINUTE
SHAFT RADIAL PLAY
0,02 MAX (450 G LOAD)
SHAFT AXIAL PLAY
0,08 MAX. (450 G LOAD)
MAX RADIAL FORCE
28 N (20 MM FROM FRONT FLANGE)
MAX AXIAL FORCE
10 N

Specification

Model		42SH38-1A	42SH38-2A	42SH38-3A	42SH38-4A	
1	RATED VOLTAGE	V	4	6	12	2,8
2	CURRENT/PHASE	A	1,2	0,8	0,4	1,68
3	RESISTANCE/PHASE	Ω	3,3	7,5	30	1,65
4	INDUCTANCE/PHASE	mH	3,4	6,7	30	3,2
5	HOLDING TORQUE	Nm	0,259	0,259	0,259	0,36
6	ROTOR INERTIA	g-cm ²	54	54	54	54
7	WEIGHT	Kg	0,28	0,28	0,28	0,28
8	NUMBER OF LEADS	N°	6	6	6	4

Speed vs. Torque Characteristics



Connection

LEAD N°	COLOR	GAUGE	FUNCTION
1	BLACK	UL1430 AWG26	PHASE A
2	GREEN	UL1430 AWG26	PHASE A-
3	RED	UL1430 AWG26	PHASE B
4	BLUE	UL1430 AWG26	PHASE B-
UNIPOLAR MOTOR			
5	YELLOW	UL1430 AWG26	COM PHASE A
6	WHITE	UL1430 AWG26	COM PHASE B

Red Dot Lasermodule

DDI635-1-24(12x45)-C500

Order Number: 70113204

Parameter	min	typ	max	Unit
Wavelength		635		nm
Optical Output Power		1		mW
Operating Voltage	21.6	24	26.4	V DC
Operating Current	10	15	25	mA

Parameter	Value
Beam Shape	Dot
Laser Class	2
Divergence	0.5mrad
Optics	glass lens AR coated
Focus	adjustable
Beam Diameter	5mm
Operating Distance	10m
Potential of Housing	isolated
Material	Aluminium
Output Aperature	5mm
Size	Ø12x45mm
Weight	15g
Cable length	500mm
Wire type	26AWG, 0,14mm ²
Operating Temperature	-20 °C - 50 °C
Storage Temperature	-40 °C - 80 °C
RoHS	yes
Lifetime	>5000h

Features



- Glas lenses anti reflex coated
- Isolated housing
- Laser Class 2
- Operating Voltage 24V DC
- Small package

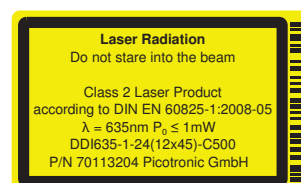
Picture



Cable Colors

Ground		black	GND
Positive		red	+24 V DC

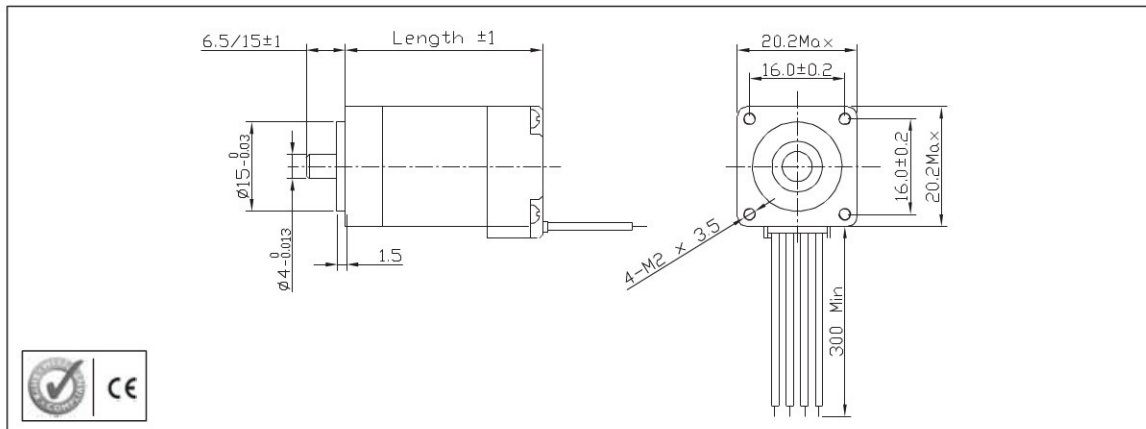
Safety Label



Revision

REV 3

Stepper Motor 20SH High Torque Hybrid



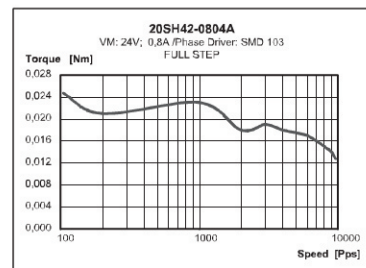
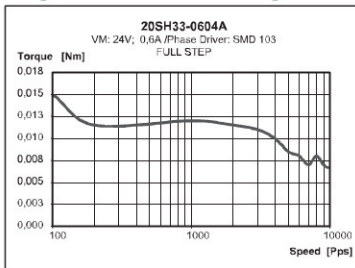
Characteristics

STEP ANGLE 1,8°
STEP ANGLE ACCURACY ± 5%
INSULATION CLASS B
AMBIENT TEMPERATURE -20°C +50°C
TEMP. RISE 80°C MAX (RATED CURRENT, 2 PHASE ON)
INSULATION RESISTANCE 100 M OHM MIN. 500 VDC
DIELECTRIC STRENGTH 500 VAC FOR ONE MINUTE
SHAFT RADIAL PLAY 0,02 MAX (450 G LOAD)
SHAFT AXIAL PLAY 0,08 MAX. (450 G LOAD)
MAX RADIAL FORCE 20 N (20 MM FROM FRONT FLANGE)
MAX AXIAL FORCE 2 N

Specification

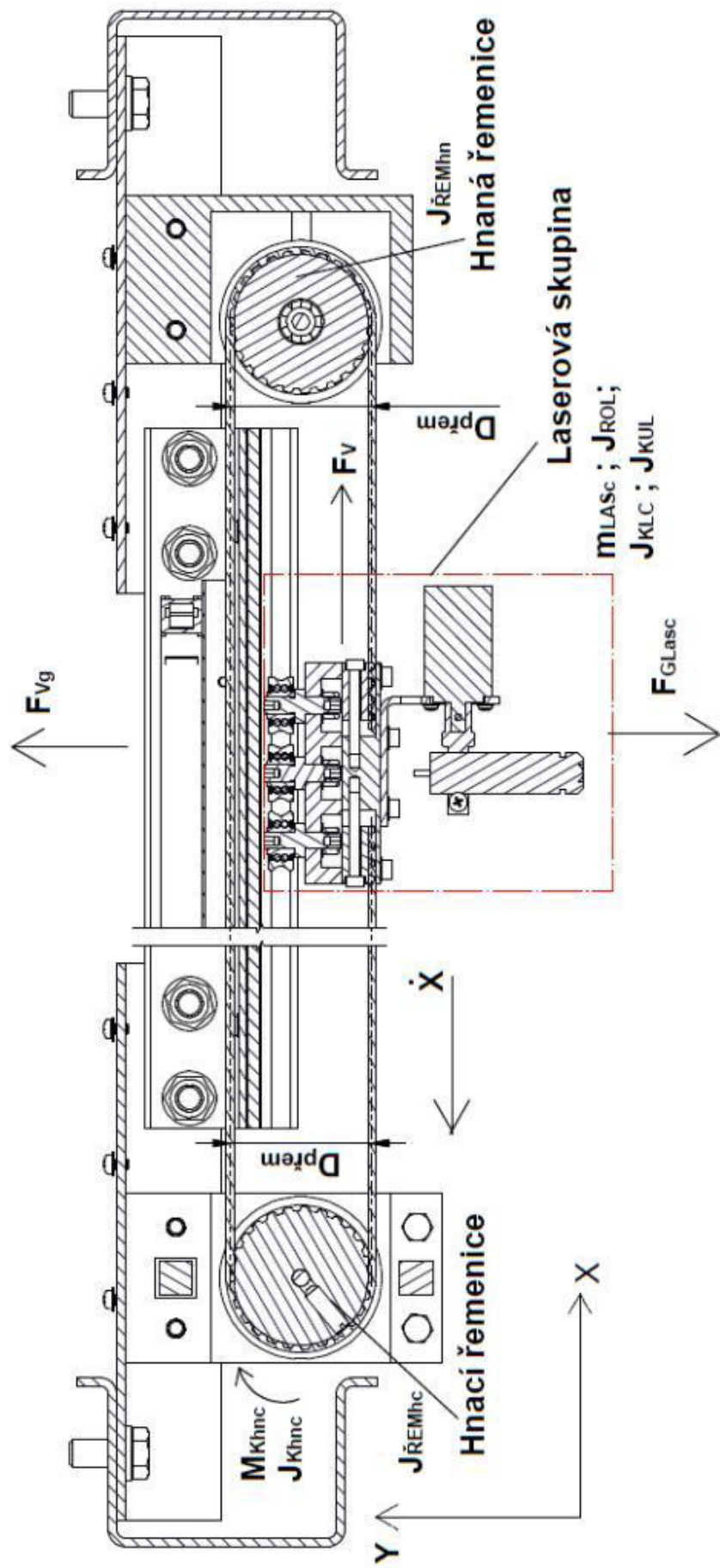
	Model	20SH33-0604A	20SH42-0804A
1	RATED VOLTAGE V	3,96	4,32
2	CURRENT/PHASE A	0,6	0,8
3	RESISTANCE/PHASE Ω	6,5	5,4
4	INDUCTANCE/PHASE mH	1,7	1,5
5	HOLDING TORQUE Nm	0,0175	0,03
6	ROTOR INERTIA g-CM2	2	3,6
7	WEIGHT Kg	0,06	0,08
8	NUMBER OF LEADS N°	4	4
9	LENGHT MM	33	42

Speed vs. Torque Characteristics



Connection

LEAD N°	COLOR	GAUGE	FUNCTION
1	BLACK	UL1430 AWG28	PHASE A
2	GREEN	UL1430 AWG28	PHASE A-
3	RED	UL1430 AWG28	PHASE B
4	BLUE	UL1430 AWG28	PHASE B-
UNIPOLAR MOTOR			
5	YELLOW	UL1430 AWG28	COM PHASE A
6	WHITE	UL1430 AWG28	COM PHASE B



P4: Kinematický náčrt