



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

AUTONOMNÍ VOZIDLO PRO MATERIÁLOVÝ TOK

AUTONOMOUS VEHICLE FOR A MATERIAL FLOW

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Ryza

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Vojtěch Ryza**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Autonomní vozidlo pro materiálový tok

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh autonomního dopravního vozíku pro zajištění materiálového toku ve výrobní nebo montážní hale. Autonomní dopravní vozík zajišťuje přepravu jednoho formovacího zařízení typu bedny nebo palety, která je přepravována na horní části – hřbetu vozíku. Návrh zahrnuje kolové pojezdové ústrojí, mechanismu řízení, trakční pohon s převodem a návrh trakční baterie.

Technické parametry a požadavky:

Nosnost autonomního vozidla 500 kg.

Rozměrové parametry EUR palety.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných autonomních dopravních vozíků.

Koncepční návrh autonomního dopravního vozíku.

Rozměrové, silové a výkonové výpočty.

Upřesnění konstrukce autonomního dopravního vozíku s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy autonomního dopravního vozíku.

Podsestava rámu vozíku.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlč, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).
Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady
vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

ZEIGLER, Bernard P. Theory of modelling and simulation. New York: Wiley, c1976, xxii, 435 p. ISBN
04-719-8152-4.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Hlavní náplní práce je konstrukční návrh autonomního vozíku pro přepravu EU palet o stanovené hmotnosti nákladu. Koncept vychází z kritické rešerše obdobných autonomních vozíků. Návrh je vytvořen v programu SolidWorks 2019 na základě výpočtů. Jedná se o montovanou hliníkovou konstrukci. Na hřbetní část vozíku je navrženo přídavné zařízení v podobě válečkové trati.

KLÍČOVÁ SLOVA

AGV, AMR, autonomní vozík, EU paleta, senzory, rám, hliníkový profil, válečková trať, elektro váleček

ABSTRACT

The focus of this bachelor thesis is a construction plan of autonomous truck for transporting EU pallets, which has a specified load weight. The concept is based on critical searches of similar autonomous trucks. Design is created in program SolidWorks 2019 and it is based on my calculations. The truck has prefabricated aluminium construction. Another device in the form of a roller track is offered on the back of the trolley.

KEYWORDS

AGV, AMR, autonomous vehicle, EU pallet, sensors, frame, aluminium profiles, roller track, drive roller

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RYZA, Vojtěch. *Autonomní vozidlo pro materiálový tok*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124398>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 56 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 18. června 2020

.....

Vojtěch Ryza

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho obětavost, čas, věcné připomínky a cenné rady, které mi během psaní poskytl. Dále bych chtěl poděkovat svým přátelům a kamarádům za podporu.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni, kteří mi byli velkou oporou.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Kritická rešerše	12
1.1 Rozdíly mezi AGV a AMR.....	13
1.1.1 AGV vs. AMR – Základní rozdíl	13
1.1.2 AGV vs. AMR – Obchodní stránka a náklady	14
1.1.3 AGV vs. AMR – Budoucnost.....	14
1.2 Obdobné koncepty	14
1.2.1 Mobile Industrial Robots (MiR)	15
1.2.2 OPPENT.....	15
1.2.3 Fetch Robotics	16
1.2.4 OTTO Motors.....	17
2 Návrh konceptu	19
2.1 Zástavba nápravy	19
2.2 Varianty nakládání palety na hřbet vozíku.....	20
2.2.1 Válečková trať	20
2.2.2 Paletový zvedák.....	20
2.2.3 Nakládka přímo na vozík	21
2.3 Návrh bezpečnostních senzorů a prvků	21
2.3.1 Bezpečnostní skener microScan3 Core.....	21
2.3.2 3D kamera basler – time-of-flight	22
2.3.3 Tlačítko E-STOP	23
2.3.4 Světelná a akustická signalizace.....	23
2.4 Návrh automatického nabíjení akumulátorů	23
2.5 Návrh nosné plošiny na hřbetu vozíku.....	24
3 Návrhy a výpočty.....	25
3.1 Návrh mechanismu řízení.....	25
3.1.1 Způsob řízení	25
3.2 Trakční pohon.....	26
3.2.1 Návrh trakčního pohonu.....	27
3.2.2 Volba trakčních akumulátorů	30
3.2.3 Volba a uložení hnaných kol	32
3.2.4 Volba a uložení hnacích kol	33
3.3 Návrh rámu vozíku	33
3.3.1 Materiál rámu	33
3.3.2 Prvky rámu	33
3.4 Pevnostní kontrola rámu	34
4 Návrh válečkové tratě	37
4.1 Stanovení základních parametrů.....	37
4.1.1 Stanovení šířky tratě	37
4.1.2 Stanovení nosnosti tratě	37
4.1.3 Síla působící na jeden váleček.....	37
4.1.4 Stanovení nosnosti válečku	38
4.1.5 Stanovení průměru válečku.....	38

4.1.6	Stanovení rozteče válečků.....	38
4.1.7	Stanovení délky trati	38
4.2	Volba gravitačního válečku.....	38
4.3	Volba hnacího válečku.....	39
4.4	Odpory na jednom zatíženém válečku	40
4.4.1	Složka vlastní tíhy předmětu	40
4.4.2	Složka vlivu valivého tření.....	40
4.4.3	Složka vlivu výrobních a montážních nepřesností	41
4.5	Odpory na jednom nezatíženém válečku	41
4.5.1	Složka vlivu valivého tření spolu s montážními a výrobními nepřesnostmi.....	41
4.6	Celkový odpor válečků na trati.....	42
4.7	Výpočet potřebného výkonu na úsek tratě	42
4.8	Výpočet potřebného výkonu od zastavené palety	42
4.9	Výpočet celkového potřebného výkonu.....	43
4.10	Volba a následná realizace počtu hnacích a hnaných válečků.....	43
4.11	Volba uchycení válečků.....	44
5	Souhrn technických parametrů vozíku	45
	Závěr.....	46
	Seznam použitých zkratk a symbolů	51
	Seznam příloh.....	54

ÚVOD

Automatizace logistických procesů ve výrobních firmách je stále více žádanější. Důkazem jsou statistiky vydané organizací IFR (International Federation of Robotics), které ukazují, že v roce 2017 obslužné roboty v odvětví logistiky zaznamenaly nárůst 162 % oproti předchozímu roku. Nadále konstatuje, že průměrný meziroční růst v letech 2019 až 2021 je odhadován na 18 %, což znamená dodání až 485 000 jednotek během těchto tří let [1].

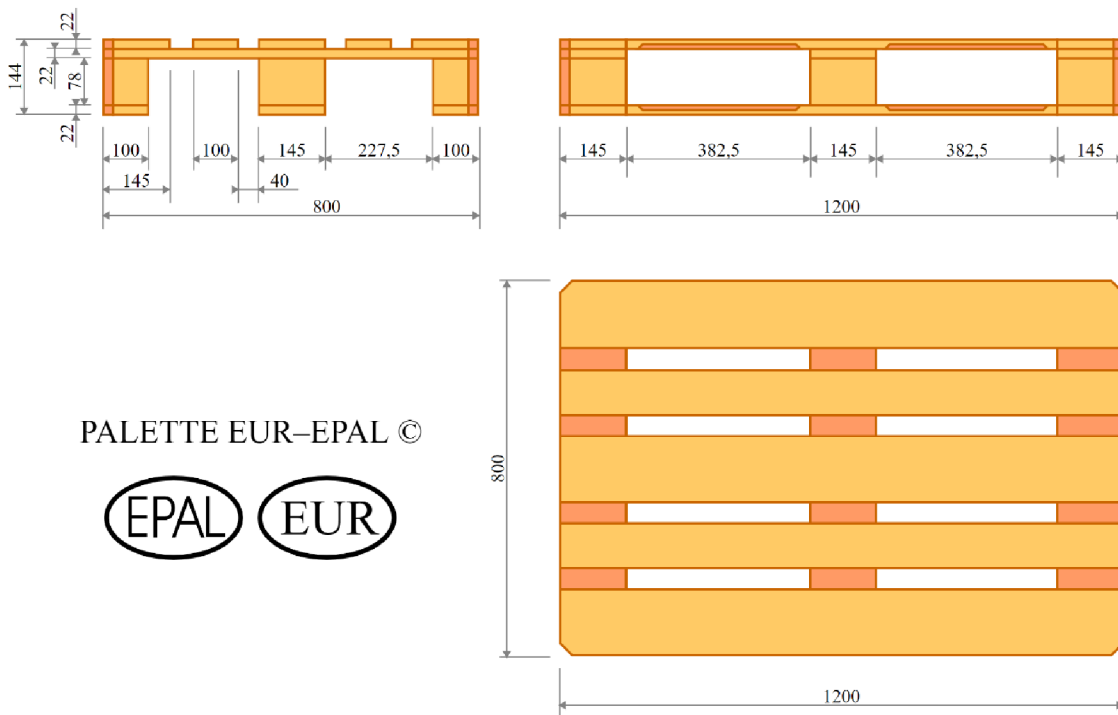
Hlavním důvodem zakomponování automatizační techniky je především zefektivnění a zrychlení materiálového toku ve výrobních halách pro interní logistiku. Donedávna byla tradiční automatická řízená vozidla (AGV) považována jako jediný způsob automatizace pro plnění interních přepravních úkolů. Použití AGV je známé ve velkých výrobních i skladovacích společnostech, kde je zapotřebí stálého a pravidelného dodávání materiálu. Při aplikování AGV do výrobních hal a skladů musí být počítáno s velkými počátečními náklady. Návratnost investic (ROI) je v tomto případě poměrně dlouhá. V současnosti je však AGV zastíňováno sofistikovanější, nákladově efektivnější a flexibilnější technologií autonomních mobilních robotů (AMR). Prakticky jedinou společnou podobností je fakt, že AGV i AMR přesouvají materiál z jednoho místa na druhé. V ostatních věcech se výrazně liší. Velkou výhodou AMR je velmi rychlá nákladová návratnost (někdy už po 6 měsících od uvedení do provozu). Ovládání je zprostředkováno pomocí aplikace, která může být stažena do mobilního zařízení, případně do počítače [8].

Cílem této práce je provedení kritické analýzy trhu obdobných AMR vozíků od různých výrobců. Uvést výhody a bližší specifikace jednotlivých zařízení. Poté na základě výchozích parametrů a získaných informací zpracovat návrh konceptu vozíku tak, aby byly splněny veškeré požadavky a byla zajištěna funkčnost navržené konstrukce. Následně vytvořit výkresovou dokumentaci.

1 KRITICKÁ REŠERŠE

Tato kapitola je zaměřena na přiblížení hlavních rozdílů mezi vozíky AGV (Automated Guided Vehicle) a vozíky AMR (Autonomous Mobile Robot). Dalším bodem této části je přehled obdobných vozíků, používajících se pro paletovou, případně bednovou dopravu, od předních výrobců autonomní dopravní techniky. Jedním z hlavních bodů je zmínit co nejvíce výrobců a přiblížit konstrukční řešení u jednotlivých konceptů. Dále se zaměřit na přednosti a výhody, které AMR nabízí v praxi. AMR se může také vyskytovat pod zkratkou SDV (Self-Driving Vehicle)

Ze zadaných vstupních parametrů – manipulace nákladu umístěného na europaletě (obr. 1). Maximální celková hmotnost nákladu je stanovena na 500 kg.



Obr. 1 Europaleta [3]

1.1 ROZDÍLY MEZI AGV A AMR

System AGV vozíků zajišťuje tok materiálu téměř půl století. Stal se nedílnou součástí ve výrobních halách, a také v místech kde je za potřebí pravidelná materiálová doprava. V posledních letech se ale objevil nový fenomén interních logistických systémů, který postupně začíná nahrazovat AGV. Tímto fenoménem je systém AMR.

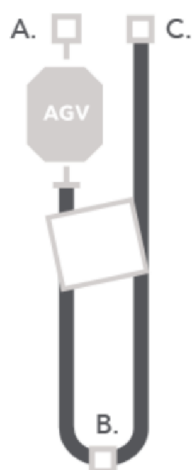
Na první pohled můžeme oba systémy vnímat jako rovnocenné roboty, které přemísťují předměty z místa A na místo B. AMR roboty ovšem fungují na základě nových technologií, které je činí rychlejšími, chytřejšími a účinnějšími na rozdíl od AGV konceptů. AMR je lehce nastavitelný, jednoduchý k používání a disponuje velmi dobrou cenovou dostupností, což jsou hlavní důvody, proč tento systém postupně nahrazuje systém AGV [8].

1.1.1 AGV vs. AMR – ZÁKLADNÍ ROZDÍL

AGV se pohybuje po předem naprogramované trase, která je vyznačena pomocí magnetické pásky, drátu zafrézovaného do podlahy, případně po předem nadefinované laserové trase. Při výskytu překážky, kterou AGV detekuje pomocí senzorů, vozík automaticky zastaví a zvukovým signálem signalizuje vzniklý problém. Vozík musí počkat na odstranění překážky, jinak není schopen dál pokračovat ve své cestě.

AMR se nepohybuje po předem stanovené trase. System je plný senzorů a disponuje výkonným palubním počítačem, který pomáhá porozumět prostředí, ve kterém vozík operuje. Dokáže zmapovat pracovní oblast a následně zvolit nejlepší cestu ke stanovenému místu. Vozidlo je natolik inteligentní, že dokáže vyřešit nové nebo nečekané situace vzniklé na trase. Příkladem může být objetí překážky nebo vyhledání alternativní cesty vedoucí k cílové pozici (obr. 2). Dále je schopen rozeznat lidi, vysokozdvizné vozíky, auta a další objekty. Vozík je schopen bezpečně vykonávat práci za každého provozu [14].

Automated Guided Vehicle (AGV):



Self-Driving Vehicle (SDV):



Obr. 2 Překážka na trase [14]

1.1.2 AGV vs. AMR – OBCHODNÍ STRÁNKA A NÁKLADY

Na základě zmíněných výhod a možnostech AMR by se mohlo zdát, že cena bude daleko vyšší než aplikování AGV. Opak je však pravdou. Přestože AMR disponuje pokročilou a moderní technologií je stále cenově výhodnější než AGV, a to až o 40 procent. Důvodem je především fakt, že zde nejsou zapotřebí žádné infrastrukturní náklady (zafrézované dráty, magnetové pásky a podobně). AMR dokáže operovat velice rychle a nezávisle, což vede k velké úspoře času a peněz.

Hlavním rozdílem mezi těmito dvěma systémy je fakt, že AGV je představitelem prvotní generace automatizace, která nemůže držet krok s flexibilními a cenově dostupnými autonomními mobilními roboty [15].

1.1.3 AGV vs. AMR – BUDOUCNOST

Dnešní moderní výrobní prostředí je založeno na flexibilitě, automatizaci a konektivitě. V případě změny sortimentu výrobků nebo výrobního procesu, musí být výrobci schopni reagovat na požadavky trhu a přizpůsobit se. V případě pevně stanovené nebo fixované vnitřní dopravy na trasách, je flexibilita značně omezena. AMR může být přeprogramováno na místě nebo i na dálku, když dojde ke změně rozvržení tras nebo dodávek. AMR lze jednoduše škálovat, a do již zaběhlého provozu lze přidat další mobilní roboty, připravené se okamžitě zapojit do procesu díky předem definované mapy a tras.

Kvůli dnešnímu stále nestabilnějšímu podnikatelskému prostředí, ve kterém je zapotřebí především flexibilita a efektivita, je nutné aplikovat technologii, která je schopná se přizpůsobit v reálném čase. Může se jednat o změny krátkodobé nebo dlouhodobé. Na rozdíl od AGV jsou AMR vhodné pro výrobce, kteří potřebují měnit cílová místa dopravy, proměnlivou frekvenci nebo disponují nepředvídatelnými pracovními postupy.

Adaptabilita je zásadní pro všechny podniky, které chtějí být na trhu konkurence schopné, a to nejen v průmyslu. Autonomní mobilní roboty snižují nadměrné náklady na pracovní sílu a umožňují soustředit se na důležitější věci, jako je třeba kvalita produktu nebo služby [16].

1.2 OBDOBNÉ KONCEPTY

Tato část práce je zaměřena na obdobné koncepty AMR vozíků vyskytujících se na trhu. Hlavním požadavkem na výběr vhodných zařízení je především možnost paletové přepravy s maximální únosností 500 kg. Následně na základě zjištěných informací vybrat nejvhodnější vozík pro návrh konceptu a jeho následné konstrukční řešení.

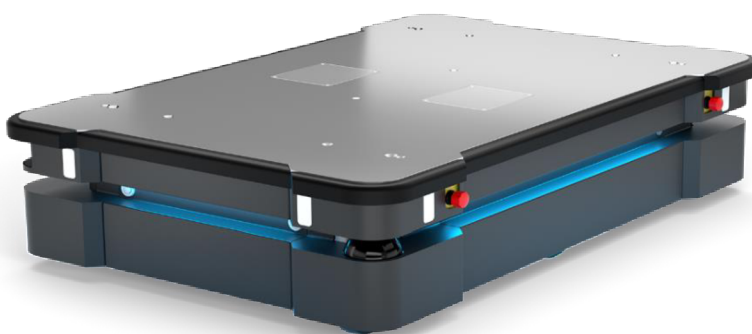
1.2.1 MOBILE INDUSTRIAL ROBOTS (MiR)

Společnost MiR je předním výrobcem autonomních mobilních robotů (AMR). Tyto roboty jsou určeny zejména pro logistické operace v rámci výrobních procesů. Pro pohyb těchto vozíků není za potřeby drátů, magnetické pásky ani jiné nákladné modifikace stavební infrastruktury, což umožňuje velkou flexibilitu použití. Samotná implementace je levnější, rychlejší a nedochází k narušení procesů ve výrobě. Díky těmto vlastnostem je návratnost investice velice rychlá. [2].

Z nabídky konceptů značky MiR byl vybrán model MIR 500 (obr. 3), který je vhodný pro přepravu palet a těžkých nákladů. Je vybaven 3D kamerami s rozsahem až 2000 mm nad úroveň podlahy k detekci palet. Disponuje 360stupňovou vizuální ochranou zajištěnou senzory a skenery pro detekci průhledných objektů. Jeho technické parametry uvádí tabulka č. 1.

Tab. 1 Technické parametry MIR500 [4]

Model		MIR500
V x Š x D	mm	320 x 920 x 1350
Hmotnost	kg	250
Nosnost	kg	500
Maximální rychlost	m·s ⁻¹	2
Výdrž baterie	h	8



Obr. 3 Model MIR500 [4]

1.2.2 OPPENT

OPPENT (Organizzazione posta pneumatica e nastri trasportatori) je italská společnost působící na fungující od roku 1960. Jejím hlavním cílem je snaha zefektivnit a zjednodušit systém pro optimalizaci logistiky. Výsledkem této snahy je vznik robotů řady EVO [5].

Z jejich nabídky byl vybrán automatický paletový vozík EVOpallet (obr. 4). Hlavní předností tohoto konceptu je rychlá a precizní přeprava nákladu uloženého na paletě. Tento systém je snadno aplikovatelný od samotné produkce až po využití ve skladu. Další výhodou je možnost otáčení kolem své osy a obousměrný pohyb. Bezpečnost zajišťují 2 laserové scannery PL-D, Sensitive board a E-stop. Zařízení se pohybuje pomocí přirozené navigace (natural navigation), která spočívá v mapování prostředí a následném vyhodnocení časově nejvýhodnější cesty na požadované místo [6]. Jeho technické parametry uvádí tabulka č. 2.

Tab. 2 Technické parametry EVOpallet [7]

Model	EVOpallet	
V x Š x D	mm	460 x 660 x 1550
Hmotnost	kg	250
Nosnost	kg	500
Maximální rychlost	m·s ⁻¹	1
Výdrž baterie	h	7 - 12



Obr. 4 Model EVOpallet [7]

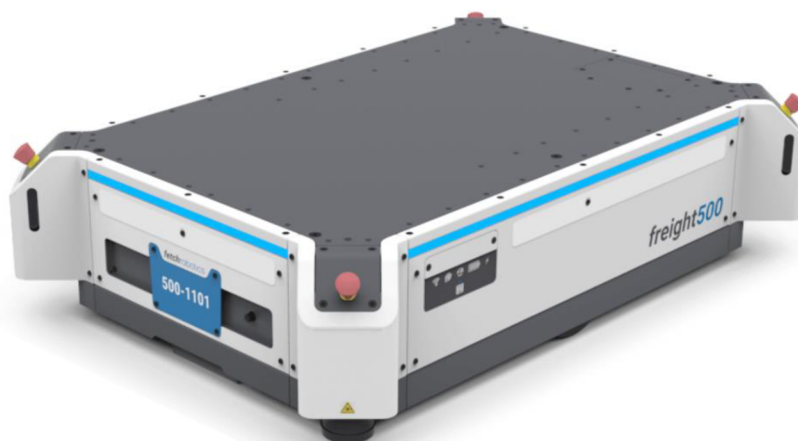
1.2.3 FETCH ROBOTICS

Společnost fetch robotics je jedna z nejznámějších firem v odvětví interní autonomní dopravy s bohatou historií plnou ocenění. Jejich produkty mají široké využití ve skladech, továrnách i distribučních centrech. Účelem je přesun materiálu, přičemž musí být zajištěna bezpečnost práce vedle lidí, vysokozdvihných vozíků a dalších manipulačních zařízení. Příkladem použití AMR Fetch Robotics VirtualConveyor je jejich implementace do skladů dopravní firmy DHL, kde převzali více než 30kilometrovou denní pěší vzdálenost, což vedlo k produktivnějšímu a bezpečnějšímu pracovnímu prostředí skladu [9].

Z jejich nabídky byl vybrán model Freight500 (obr. 5). Jeho předností autonomní přesouvání zboží a menších paletových nákladů. Nahrazuje klasický vysokozdvihový vozík a paleták, což vede k urychlení manipulačního času s nákladem. Dokáže manévrovat i v zúžených prostorech, a přitom stále zvládat zatížení až 500 kg. Dále disponuje funkcí rychlého nabíjení, díky které zvládá až 9 hodin nepřetržitého provozu s hodinovým nabíjením. Bezpečnost je zajištěna osmi 3D kamerami a dvěma LiDAR senzory. Jeho technické parametry uvádí tabulka č. 3.

Tab. 3 Technické parametry Freight500 [10]

Model		Freight500
V x Š x D	mm	400 x 838 x 1265
Hmotnost	kg	280
Nosnost	kg	500
Maximální rychlost	m·s ⁻¹	1
Výdrž baterie	h	9



Obr. 5 Model Freight500 [10]

1.2.4 OTTO MOTORS

Společnost se zabývá vývojem a výrobou SDV (self driving vehicle) pro interní logistiku ve firmách. Snaží se pro své zákazníky navrhnout nejefektivnější řešení pro tok materiálu v jejich objektech. Jejich produkty jsou zaměřeny primárně na paletovou a bednovou přepravu. Jsou ovšem schopni aplikovat na standartní koncepty řadu přídatných zařízení. Tato zařízení přináší nové možnosti do logistického procesu. Příkladem je přídatná plošina s válečkovou tratí [12].

Z jejich nabídky byl vybrán model OTTO 750 (obr. 6). Zařízení disponuje softwarem, který je schopný plně ovládat jedno vozidlo, popřípadě celou podnikovou flotilu jednoduše a bezpečně. Zařízení nepotřebuje k navigaci dráty, magnetické vodiče ani infrastrukturu. Je dostatečně bezpečné pro práci po boku lidí. OTTO manipuluje s materiálem napříč celým objektem rychle a efektivně. Jeho technické parametry uvádí tabulka č. 4.

Tab. 4 Technické parametry OTTO 750 [12]

Model		OTTO 750
V x Š x D	mm	351 x 1190 x 1810
Hmotnost	kg	525
Nosnost	kg	750
Maximální rychlost	m·s ⁻¹	2
Výdrž baterie	h	24

*Obr. 6 Model OTTO 750 [12]*

2 NÁVRH KONCEPTU

Návrh konceptu AMR vozíku vychází z informací získaných z vypracované kritické rešerše obdobných zařízení. Dále musí být splněny základní požadavky definované v zadání bakalářské práce:

- maximální hmotnost nákladu vezeného je stanovena na 500 kg,
- uvažovaný přepravovaný náklad na hřebu vozíku je na EURO paletách nebo v bednách

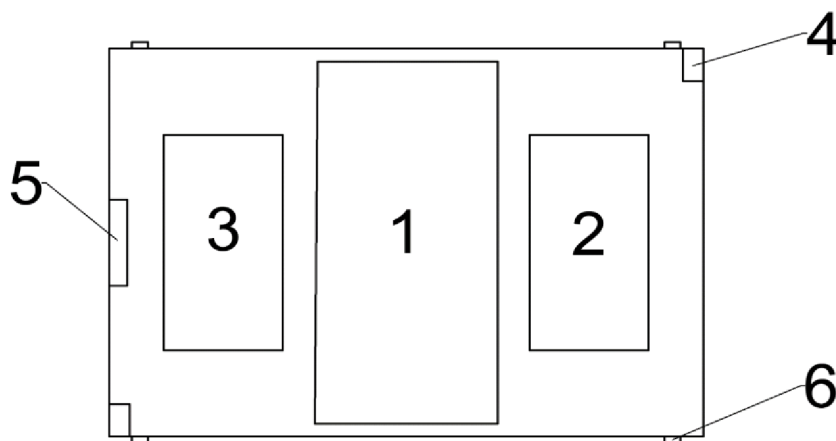
Rozměry vozíku byly stanoveny v závislosti na rozměrech EURO palety. Podvozek se skládá ze dvou řízených a zároveň poháněných kol umístěných uprostřed vozíku a ze 4 pomocných opěrných kol. Zdroj pohonu AMR vozíku je zajištěn pomocí akumulátorové baterie z důvodu vysoké mobility a flexibility při práci. Dobíjení baterie probíhá tzv. mezi dobíjením, což znamená, že pokud je vozík neaktivní nebo vybitý, přesune se do nabíjecí stanice, kde je automaticky dobíjen. Baterie vozíku je uložena v zadní části konstrukce. Přístup kvůli případnému servisu je zajištěn pomocí výsuvného systému.

2.1 ZÁSTAVBA NÁPRAVY

Cílem této části je navržení optimálního uložení primárních komponent (pohonné ústrojí, baterie, řídicí panel, a další) tak, aby jejich pozice byla snadno přístupná kvůli servisu či výměně. Přístup k jednotlivým částem vozíku je řešen následovně:

- **Trakční baterie** – upevněna v zadní části vozíku k plechové desce opatřené výsuvným zařízením. V případě servisu je baterie vysunuta do pozice, ve které je dobře přístupná ze všech stran.
- **Řídicí panel** – umístěn v přední části vozíku obdobným způsobem jako baterie. Panel je umístěn tak, aby kolem něj byl dostatečný prostor z důvodu vedení kabelů do celého vozíku.
- **Pohonná jednotka** – přístup k pohonné jednotce je z hlediska její rozsáhlosti řešen demontáží horní desky vozíku.
- **Ochranné senzory** – umístěny v levém předním rohu a v pravém zadním rohu vozíku z důvodu pokrytí celé oblasti kolem vozíku při jeho jízdě.
- **3D kamery** – připevněny na přední straně ke konstrukci vozíku.
- **E – STOP tlačítka** – upevněna po stranách vozíku tak, aby byla v případě potřeby snadno dosažitelná.

Pro lepší představu umístění jednotlivých prvků slouží schéma na znázorněné na obrázku 7.



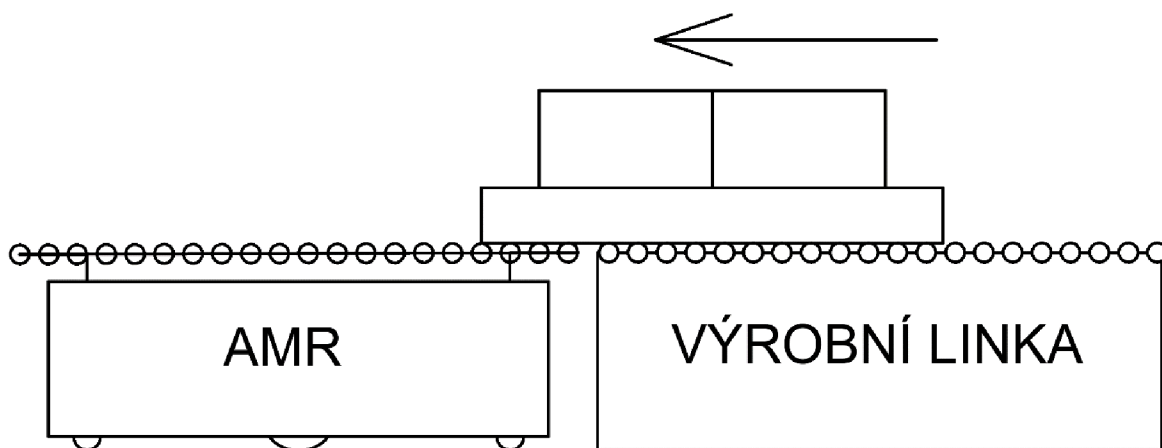
Obr. 7 schéma zástavby AMR vozíku (1 – pohonná jednotka, 2 – baterie, 3 – deska obsahující palubní PC a další elektronické komponenty, 4 – ochranné senzory SICK microScan3, 5 – 3D kamera, 6 – stop tlačítka)

2.2 VARIANTY NAKLÁDÁNÍ PALETY NA HRĚBET VOZÍKU

Nakládání palety na vozík je zajištěno přídatnými zařízeními, která jsou připevněna na hřbetu vozíku. Je zde uvažováno několik variant.

2.2.1 VÁLEČKOVÁ TRATĚ

První variantou je připevnění válečkové trati na hřbet vozíku. Válečková trať je vybavena hnacími a hnanými válečky pro odebrání palety přímo z výrobní linky. Trať je opatřena ocelovými bočnicemi tak, aby nakládaný materiál nemohl spadnout. Použití této varianty je znázorněno na obr. 8.

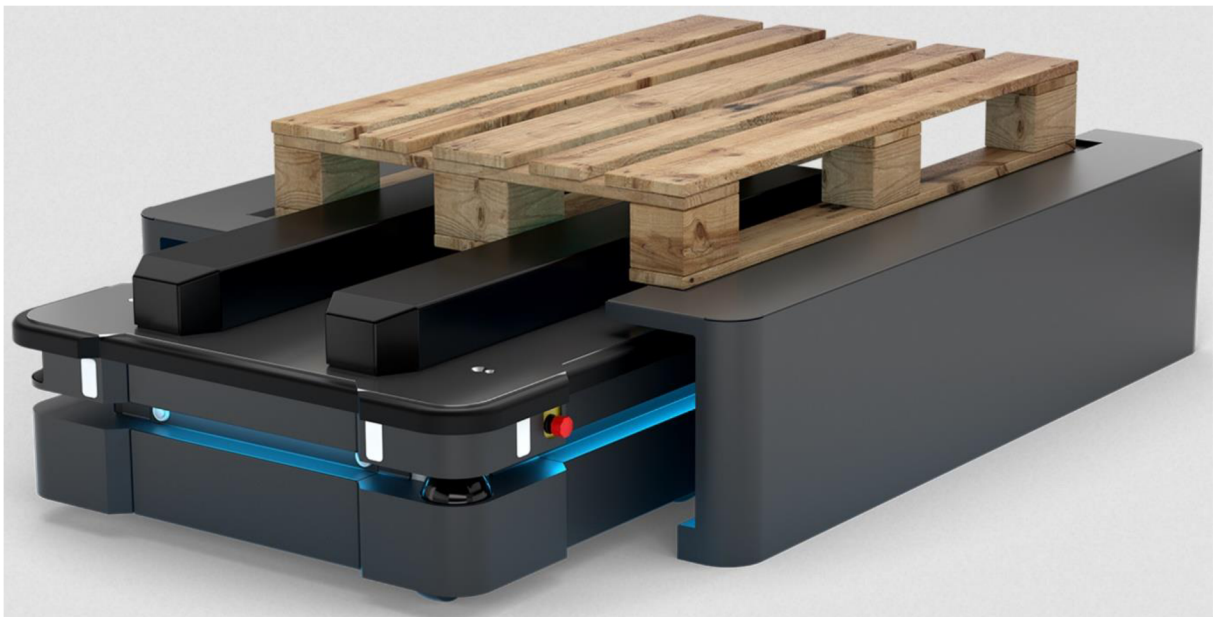


Obr. 8 Způsob automatického nakládání přímo z výrobní linky

2.2.2 PALETOVÝ ZVEDÁK

Druhou variantou je připevnění paletového zvedáku na hřbet vozíku. Principem této varianty je najetí vozíku pod paletu umístěnou na paletovém stojanu (znázorněno na obr. 9). Nosič je zkonstruována tak, aby zařízení mohlo pohodlně a bezpečně najet pod paletu. Následně za

pomocí přídavného zařízení, v podobě paletového zvedáku, nadzvedne paletu, vyjede zpod stojanu a paletu spustí na svůj hřbet. Při nakládání palety vozík dočasně ztlumí prostředky zajišťující detekci personálu. Tlumení se aktivuje asi 1 metr od značky paletového stojanu. Pro upozornění personálu vozík zpomalí a začne blikat. Z důvodu zamezení nebezpečných situací je kolem paletového stojanu vyznačena signalizační páskou plocha, do které se nesmí během nakládacího procesu vstupovat. Rozloha této plochy je zvolena tak, aby vozík měl ke své manipulaci dostatečný prostor [21].



Obr. 9 Paletový stojan [21]

2.2.3 NAKLÁDKA PŘÍMO NA VOZÍK

Další variantou je naložení palety přímo na vozík pomocí jiných manipulačních zařízení. Výhodou této varianty je snížení počtu operací, potřebných pro dopravení palety na samotný AMR vozík. Důvodů pro výběr této formy nakládky může být hned několik:

- Nedostatečný operační prostor v pracovní hale pro zhotovení nakládací rampy.
- Nedostatečný prostor pro skladování palet v daného výrobního sektoru.
- Časová úspora
- Nepřítomnost válečkových tratí
- Speciální požadavky na přepravu materiálu

2.3 NÁVRH BEZPEČNOSTNÍCH SENZORŮ A PRVKŮ

Nedílnou součástí autonomních mobilních robotů jsou senzory a bezpečnostní prvky bez kterých by zařízení nemohlo bezpečně fungovat.

2.3.1 BEZPEČNOSTNÍ SKENER MICROSCAN3 CORE

Tento bezpečnostní laserový skener vyráběný firmou SICK splňuje vysoké mezinárodní bezpečnostní standardy. Firma nabízí tento skener i s uchycením. Pro navrhovaný případ je zvolen skener s ochranným polem o poloměru 4 m (obr. 10). Dosah varovného pole je 40 m. Při zachycení překážky nebo osoby ve varovném poli dochází ke zpomalení vozíku. Při detekci

v ochranném poli vozík většinou zastaví. Úhel snímání je 275°. Napájecí napětí je 24 V DC. Hmotnost skeneru je 1,45 kg. Mezi jeho základní funkce patří [22]:

- blokování opětovného rozběhu (reset)
- vícenásobné vyhodnocení
- přepínání monitorovacích případů
- simultánní sledování
- statické přepínání ochranných polí
- bezpečná detekce kontur
- obrys jako reference
- integrovaná konfigurační paměť
- výstup naměřených dat



Obr. 10 microScan3 core [22]

2.3.2 3D KAMERA BASLER – TIME-OF-FLIGHT

Tyto kamery se u autonomních řízených vozidel používají kvůli navigaci a vyhýbání se překážkám. Jejich funkčnost se zakládá na rychlosti světla a době, za jakou překoná vzdálenost z kamery k objektu zase zpátky. Vzdálenost mezi kamerou a předmětem pořízena a vypočtena na základě obrazových dat. Výhodou je snadná integrace a použití, možnost 3D modelování, optimalizace pro vnitřní použití a další. Jeden z možných typů těchto kamer je znázorněn na obr. 11. Základní parametry [23]:

- Rozlišení: 640 x 480 px
- Snímková frekvence: 20 fps
- Pracovní rozsah: 0–13 m
- Přesnost: +/- 1 cm
- Zorné pole objektivu: 57°h x 43°v
- Rozhraní: Gigabit Ethernet, GigE Vision



Obr. 11 3D kamera BASLER [23]

2.3.3 TLAČÍTKO E-STOP

Tlačítko E-STOP (obr. 12), jinými slovy bezpečnostní nouzové tlačítko, je zcela základním prvkem bezpečnostní ochrany provozu u každého průmyslového zařízení. E-STOP je plně definuje norma ČSN EN 60204-1 ed.2. Podle této normy každý průmyslový stroj musí mít aspoň jedno toto tlačítko. Hlavní funkcí je okamžité zastavení vozíku. Zpětné uvedení do provozu je provedeno manuálně. Umístění tlačítka musí být na dobře viditelném a přístupném místě [24].



Obr. 12 E-STOP tlačítko [24]

2.3.4 SVĚTELNÁ A AKUSTICKÁ SIGNALIZACE

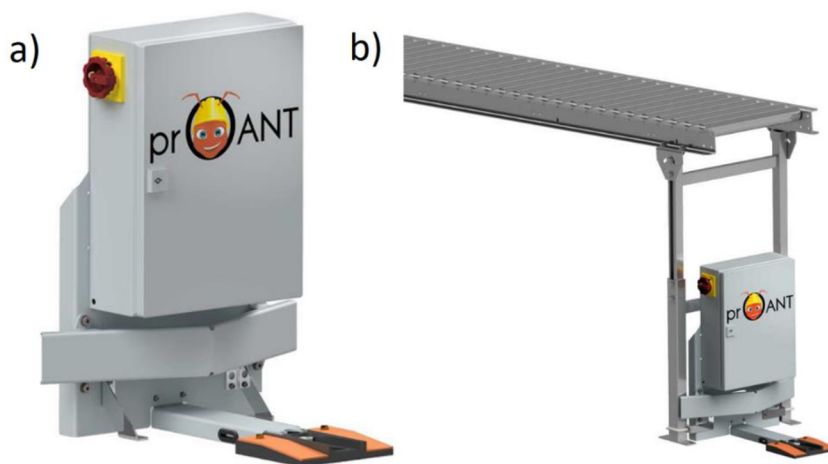
Funkcí těchto bezpečnostních prvků je především upozornění personálu na přítomnost vozidla. Příkladem světelné signalizace jsou směrovky a výstražná světla signalizující zahájení nebezpečné operace (nakládání palety na vozík). Příkladem akustické signalizace, která se aktivuje v případě poruchy vozíku nebo při couvání, je výstražná houkačka.

2.4 NÁVRH AUTOMATICKÉHO NABÍJENÍ AKUMULÁTORŮ

Z hlediska zachování celkové automatizace provozu vozíku, je zapotřebí automatický monitoring stavu baterie, a také automatický proces nabíjení. Tento proces může být realizován za pomoci kontaktního nabíjení. Pro tento způsob nabíjení slouží systém od společnosti proANT (znázorněn na obrázku č. 13a). Stanice je navržena tak, aby zabírala co nejméně

prostoru. Často bývá situována v nákladních oblastech. Důvodem je zajištění dobíjení vozíku při čekání na materiál (obrázek č. 13b).

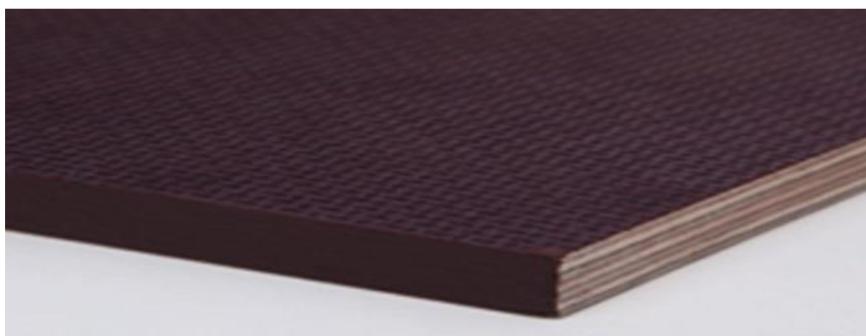
Operační systém posílá vozík k nabíjecí stanici v případě nutnosti nebo kdykoliv, když zrovna nevykonává pracovní operace. Díky tomu zařízení dokáže fungovat i 24 hodin denně. Princip nabíjecího procesu je následující. Vozík přijede k nabíjecí stanici, která obsahuje základovou nabíjecí desku umístěnou na podlaze v požadované výšce. Vozík najede nad desku, kde dochází k propojení desky s vozíkem pomocí kontaktů nainstalovaných na podvozku. Teprve poté, až hardware potvrdí, že je vše na správném místě, začíná nabíjení.



Obr. 13 a) Nabíjecí stanice proANT, b) Možnost umístění stanice

2.5 NÁVRH NOSNÉ PLOŠINY NA HŘBETU VOZÍKU

Na plošinu je použita protiskluzová překližka (obr. 14) o tloušťce 18 mm. Disponuje výbornými vlastnostmi (vysoká pevnost, houževnatost, pružnost při nízké objemové hmotnosti). Největší využití nachází v transportním průmyslu jako podlaha dopravních prostředků. [41]



Obr. 14 Protiskluzová překližka [41]

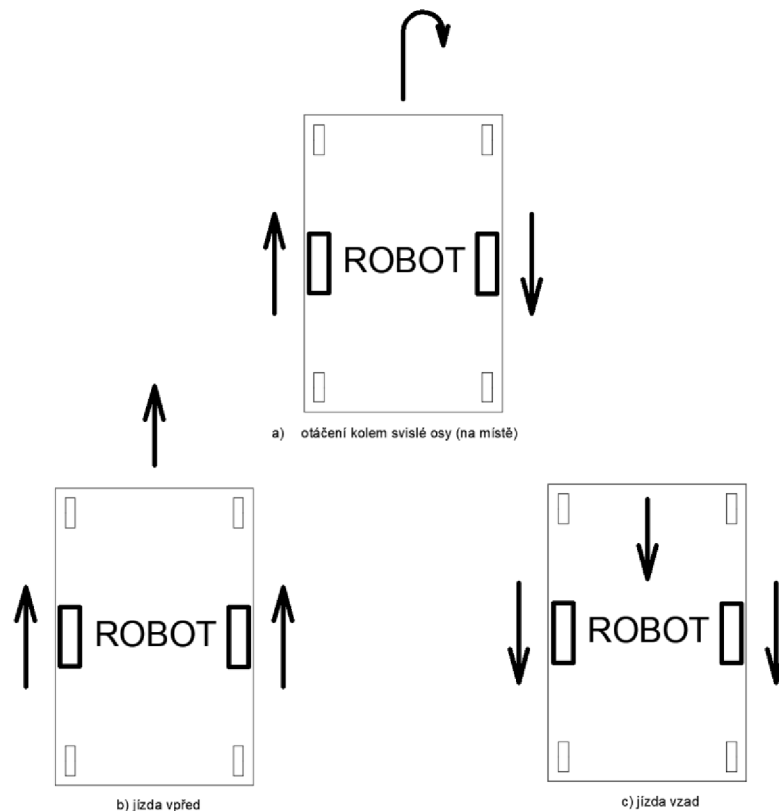
3 NÁVRHY A VÝPOČTY

3.1 NÁVRH MECHANISMU ŘÍZENÍ

V této podkapitole je navržen způsob řízení a následná volba hnacích a hnaných kol.

3.1.1 ZPŮSOB ŘÍZENÍ

Pro zajištění pohybu vozíku je zvolen diferenční způsob řízení. Je to jeden z nejběžnějších způsobů řízení mobilních kolových robotů, včetně AMR [24]. Základem jsou nezávisle poháněná kola a volně otočná neřiditelná směrová kola. Způsob fungování tohoto systému je založen na rozdílu rychlosti otáčení jednotlivých poháněných kol při pohybu. Když se každé z poháněných kol otáčí v opačném smyslu (obr. 15a), tak se robot otáčí kolem svislé osy (nulový rádius). Tato skutečnost je považována za největší přednost tohoto systému. V případě stejného smyslu a stejné úhlové rychlosti hnacích kol se robot pohybuje přímým směrem vpřed (obr. 15b) popřípadě vzad (obr. 15c) [24].



Obr. 15 Diferenční řízení – a) otáčení na místě, b) jízda vpřed, c) jízda vzad

V případě různé rychlosti otáčení hnacích kol a stejného smyslu se AMR vozík pohybuje po křivce (kružnici) [24], [29]. Poloměr této kružnice je dán vztahem [29]:

$$R = \frac{1}{2} \cdot \frac{(v_L + v_R)}{(v_L - v_R)} \cdot b, \quad (1)$$

ve kterém je b vzdálenost kol od sebe a v_L , v_R rychlost levého a pravého kola.

Při pohybu vozíku po kružnici s poloměrem R dochází také ke změně úhlu natočení robotu vůči výchozímu stavu. Když levé kolo urazí vzdálenost dL oproti pravému kolu dR , dochází ke změně orientace o úhel, který je stanoven na základě poměru rozdílu těchto vzdáleností s rozchodem kol [29]:

$$\varepsilon = \frac{(dL - dR)}{b} \quad (2)$$

Výsledný úhel natočení je tedy závislý jen na rozdílu vzdálenosti ujeté jednotlivými koly, a ne na průběhu pohybu. Tento fakt je úspěšně používán při výpočtu směru pohybu robotu [29].

Celková ujetá vzdálenost, uvažovaná ke středu nápravy je stanovena vztahem [29]:

$$d = \frac{(dL + dR)}{b} \quad (3)$$

Mezi hlavní výhody patří jednoduchost mechanické konstrukce a dobrá aplikovatelnost na mobilní roboty. Hlavní nevýhoda tohoto druhu řízení je především obtížné zajištění jízdy v přímém směru. Problém nastává především u stejnosměrných motorů, z důvodu složitého zajištění stejných rychlostí motorů, což se projevuje na otáčkách. Tento problém se následně řeší pomocí různých prvků pro úpravu a snímání otáček [24].

3.2 TRAKČNÍ POHON

Pro zvolení vhodného pohonu bylo zapotřebí dbát jak na požadavky, které jsou pro vozík stanoveny zadáním (celková hmotnost nákladu, povrch trasy apod.), tak i na parametry vyplývající z navržené konstrukce (hmotnost vozíku). U kolových robotů je nejčastěji používán stejnosměrný motor jako pohon. [17] Z hlediska zajištění co nejdelší výdrže při provozu je důležité zbytečně nepředimenzovat pohon.

Trakční pohon byl vybrán v závislosti na výpočtech, které jsou uvedeny v této kapitole. Stěžejní parametry pro tento návrh jsou:

- **Hmotnost vozíku a hmotnost nákladu** – je známa ze zadání, hmotnost samotného vozíku je zapotřebí odhadnout.
- **Maximální úhel stoupání** – jelikož je vozík navrhován pro interní logistiku, nepřepokládá se úhel stoupání vyšší než $0,5^\circ$. Stejnosměrné motory jsou schopny zvládnout krátkodobé přetížení, což umožňuje překonání případné překážky nebo zvládnutí mírného krátkodobého stoupání s vyšším úhlem, než byl stanoven.
- **Maximální rychlost pojezdu** – zvolena na základě rešeršní části obdobných vozíků, tedy $v = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.
- **Maximální zrychlení** – tento parametr byl zvolen tak, aby vozík dosáhl maximální rychlosti za čas 2 s, tedy $a_{max} = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.
- **Dynamický poloměr kola** – pro navrhovaný koncept bylo vybráno kolo o poloměru $r_d = 0,125\text{m}$.

- **Součinitel valivého odporu** – tento parametr je volen v závislosti na povrchu vozovky. Dle tabulky 5 byla zvolena střední hodnota součinitele valivého odporu pro beton, kde $f = 0,02$.

Tab. 5 Součinitel valivého odporu pro dané povrchy vozovky [17]

Povrch	Součinitel valivého odporu f [-]	Povrch	Součinitel valivého odporu f [-]
Asfalt	0,01÷0,02	Travnatý terén	0,08÷0,15
Beton	0,015÷0,025	Hluboký písek	0,15÷0,30
Dlažba	0,02÷0,03	Čerstvý sníh	0,20÷0,30
Makadam	0,03÷0,04	Bahnitá půda	0,20÷0,40
Polní cesta – suchá	0,04÷0,15	Náledí	0,01÷0,025
Polní cesta - mokrá	0,08÷0,20		

Z důvodu co nejpřesnějšího odhadu celkové hmotnosti vozíku byl nejprve vymodelován přibližný CAD model. Model obsahuje zejména rám vozíku a další komponenty, které bylo možné navrhnout bez potřeby samotného pohonu. Dále je zde počítáno s hmotností nakupovaných dílů, které mohou výrazně ovlivnit celkovou hmotnost vozíku (kola, senzory, baterie). Z hlediska průzkumu zaměřeného na obdobné vozíky (kapitola 1) se dá předpokládat, že konečná hmotnost vozíku by se měla pohybovat okolo 250 kg. Z důvodu možnosti připojení přídatných zařízení je odhadovaná hmotnost 300 kg.

Dále bude ovšem počítáno s hmotností naloženého vozíku $m_c = 1000$ kg. Důvodem je především zamezení možného přetížení pohonu.

3.2.1 NÁVRH TRAKČNÍHO POHONU

Pro návrh samotného hlavního pohonu bylo třeba určit výše zmíněné parametry. Nyní je možné pokračovat samotným výpočtem. Pro zajištění pohybu vozíku, je zapotřebí přivedení hnací síly, která se rovná součtu jednotlivých jízdních odporů.

$$F_K = O_f + O_v + O_s + O_z, \quad [\text{N}] \quad (4)$$

Pro získání potřebné hnací síly je tedy nutné spočítat jednotlivé jízdní odpory. Hlavním odporem je zřejmě odpor valení, který se určuje pro jízdu po rovině následovně [17]:

$$O_f = f \cdot G, \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$O_f = f \cdot m_c \cdot g, \quad (6)$$

$$O_f = 0,02 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N},$$

$$O_f = 196,2 \text{ N}.$$

Rovnice (6), dle [17], kde:

$f = 0,02$	součinitel valivého odporu [-], viz tab. 5, volena střední hodnota součinitele valivého odporu pro beton
$m_c = 1000 \text{ kg}$	celková hmotnost naloženého vozíku [kg], volená hodnota v závislosti na parametry ze zadání
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Odpor vzdušný můžeme zanedbat, protože se vozík bude pohybovat pouze rychlostí $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a také proto, že vozík je primárně určen pro indoor aplikace, kde se předpokládá bezvětrí.

Odpor stoupání je popsán vztahem (7), Tento odpor závisí na rovnoběžné složce tíhy vozidla s povrchem vozovky, tedy [17]:

$$O_s = m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha), \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$$O_s = 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin(0,5) = 85,61 \text{ N},$$

$$O_s \doteq 85,6 \text{ N}.$$

Rovnice (7), dle [17], kde:

$m_c = 1000 \text{ kg}$	celková hmotnost naloženého vozíku [kg], volená hodnota v závislosti na parametry ze zadání
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
$\alpha = 0,5^\circ$	úhel stoupání [$^\circ$], volená hodnota

Odpor zrychlení je setrvačná síla působící na vozidlo při zrychlování. Nutnost výpočtu odporu zrychlení posuvných a rotačních částí je především u motorových vozidel. Jelikož se ale jedná o návrh AMR vozíku, kde kola i motor mají významně nižší hmotnost i setrvačný moment, tak odpor zrychlení rotujících částí může být zanedbán. Maximální odpor zrychlení se tedy vypočítá [17]:

$$O_z = m_c \cdot a_{max}, \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$O_z = 1000 \cdot 1 = 1000 \text{ N},$$

$$O_z = 1000 \text{ N}.$$

Rovnice (8), dle [17], kde:

$m_c = 1000 \text{ kg}$	celková hmotnost naloženého vozíku [kg], volená hodnota v závislosti na parametry ze zadání
$a_{max} = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	maximální zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$], zvolený parametr

Po dosazení vypočítaných odporů do rovnice (4) získáme výslednou požadovanou hnací sílu:

$$F_K = 196,2 + 85,6 + 1000 = 1281,8 \text{ N},$$

$$F_K \doteq 1282 \text{ N.}$$

Rovnice (4), dle [17], kde:

$$\begin{aligned} O_f &= 196,2 \text{ N} && \text{odpor valení [N], z rovnice (6)} \\ O_s &= 85,6 \text{ N} && \text{odpor stoupání [N], z rovnice (7)} \\ O_z &= 1000 \text{ N} && \text{odpor zrychlení [N], z rovnice (8)} \end{aligned}$$

Potřebný hnací výkon motoru je [11]:

$$P_K = F_K \cdot v_{max} \cdot \quad \quad \quad [\text{W}] \quad \quad \quad (9)$$

Po dosazení:

$$P_K = 1282 \cdot 2 = 2564 \text{ W,}$$

$$P_K = 2564 \text{ W.}$$

Rovnice (9), dle [11], kde:

$$\begin{aligned} F_K &= 1282 \text{ N} && \text{hnací síla [N], z rovnice (4)} \\ v_{max} &= 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} && \text{maximální rychlost [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{], zvolená hodnota vycházející z kritické rešerše} \end{aligned}$$

Dále je nutné přivést na kola točivý moment, a to pomocí vztahu [17]:

$$M_K = F_K \cdot r_d \cdot \quad \quad \quad [\text{Nm}] \quad \quad \quad (10)$$

Po následném dosazení daných hodnot do vztahu (10):

$$M_K = 1282 \cdot 0,125 = 160,25 \text{ Nm.}$$

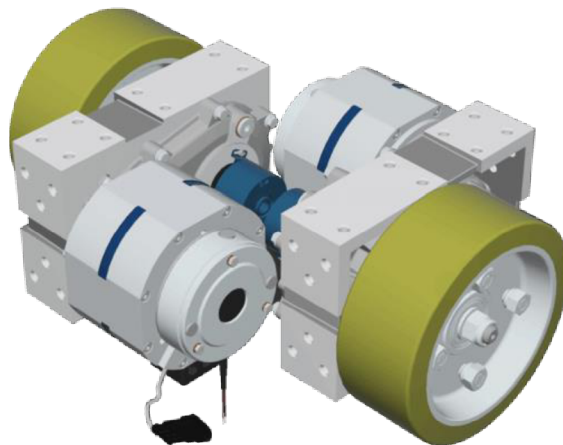
Rovnice (10), dle [17], kde:

$$\begin{aligned} F_K &= 1282 \text{ N} && \text{hnací síla [N], z rovnice (4)} \\ r_d &= 0,125 \text{ m} && \text{poloměr hnacích kol [m], vychází z průměru voleného hnacího kola} \end{aligned}$$

Na základě získaných hodnot je možno přejít k výběru adekvátního motoru pro trakční pohon. Jak již bylo zmíněno, vozík bude opatřen dvěma motory. Potřebný výkon jednoho motoru je 1282 W a kroučící moment 80,125 Nm. Pro AMR vozík byl na základě výpočtů zvolen kompletní pohonný systém DD1 SERIE od firmy benevelli [18]. Jedná se o diferenciální můstkový systém obsahující stejnosměrný elektromotor, kola, převodovku a brzdy. Výhodou tohoto systému je především jeho snadná aplikace právě na AGV a AMR vozíky, což je hlavním důvodem pro zvolení tohoto konceptu. Systém je dodáván spolu s díly pro uchycení na rám AMR. Samotná pohonná jednotka (obr. 16) je sestavena firmou v závislosti na výše provedených výpočtech. V tabulce 6. jsou firmou stanoveny parametry, pro které může být pohonný systém sestaven.

Tab. 6 Hlavní parametry pohonného systému DD1 SERIE [18]

Parametr	Jednotky	Hodnota
Nominální napětí	[V]	24÷120
Výstupní krouticí moment	[Nm]	Max.1000
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	7200
Nominální výkon	[kW]	1,2÷6
Nosnost	[kg]	1000
Účinnost	[%]	95



Obr. 16 Pohonný systém DD1 SERIE [20]

3.2.2 VOLBA TRAKČNÍCH AKUMULÁTORŮ

Primární vlastností trakční baterie je především co nejdelší provozní doba na jedno nabití. Z tohoto důvodu je zvolena baterie s co nejvyšší kapacitou.

Pro správný výběr je také nutné brát ohled jak na jízdu konstantní rychlostí při plném zatížení vozíku, tak i na rozjíždění vozíku, což se vyznačuje významnou energetickou náročností, protože je zapotřebí překonat odpor zrychlení vyššího výkonu, na rozdíl od jízdy konstantní rychlostí. Z tohoto důvodu bude pro rozjezd vozíku vyhrazena čtvrtina doby provozu. Odebíraný výkon při konstantním pohybu vozíku je vypočítán dle vztahu:

$$P_{v_{konst}} = (O_f + O_s) \cdot v_{max}, \quad [\text{W}] \quad (11)$$

$$P_{v_{konst}} = (196,2 + 85,6) \cdot 2 = 563,6 \text{ W}.$$

Rovnice (11), dle [11]:

$O_f = 196,2 \text{ N}$ valivý odpor [N], z rovnice (6)

$O_s = 85,6 \text{ N}$ odpor stoupání [N], z rovnice (7)

$v_{\max} = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ max. rychlost vozíku [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], zvolená hodnota

Pro rozjezd vozíku je odebíraný výkon totožný s maximálním výkonem, tedy 2564 W.

Pro výpočet potřebné kapacity akumulátoru lze použít vztah [19]:

$$C_{AKU} = \frac{A}{U_{AKU} \cdot \eta} \cdot k, \quad [\text{Ah}] \quad (12)$$

Jelikož v každé oblasti, určené pro nakládku vozíku, je počítáno s přítomností dobíjecí stanice formou tzv. mezi dobíjení, je trakční akumulátor navržen tak, aby vozík vydržel při plném zatížení čtyřhodinový provoz mezi jednotlivými dobíjecími procesy. Reálný čas mezi dobíjením bude ovšem výrazně kratší. Následně je provoz rozdělen do dvou částí:

- tříhodinový provoz za plného zatížení a jízdy po rovině za konstantní rychlosti.
- hodinový provoz sloužící pro rozjezd vozíku.

Výsledná spotřebovaná energie je dána vztahem [19]:

$$A = P_{v_konst} \cdot t_j + P_K \cdot t_R, \quad [\text{Wh}] \quad (13)$$

$$A = 563,6 \cdot 3 + 2564 \cdot 1 = 4254,8 \text{ Wh}.$$

Rovnice (13), dle [19], kde:

$t_j = 3 \text{ h}$ doba jízdy maximální rychlosti [h], zvolená hodnota

$t_R = 1 \text{ h}$ doba rozjezdů [h], zvolená hodnota

$P_K = 2564 \text{ W}$ potřebný výkon pro rozjezd [W], dle rovnice (9)

$P_{v_konst} = 563,6 \text{ W}$ potřebný výkon pro jízdu o maximální rychlosti [W], dle rovnice (11)

Konečná potřebná kapacita akumulátorů pro pohon vozíku je:

$$C_{AKU} = \frac{4254,8}{48 \cdot 0,95} \cdot 1,2 = 111,97 \text{ Ah},$$

$$C_{AKU} \doteq 112 \text{ Ah}.$$

Rovnice (12), dle [19], kde:

$A = 4254,8 \text{ Wh}$ výsledná spotřebovaná energie [Wh], dle rovnice (13)

$U_{AKU} = 48 \text{ V}$ jmenovité napětí akumulátoru [V], zvolená hodnota

$\eta = 0,95$ účinnost pohonu [-], dle katalogu [18]

$k = 1,2$ koeficient rezervy [-], dle [19]

Na základně vypočítaných hodnot by pro teoretický čtyřhodinový provoz při plném zatížení vozíku mělo stačit napětí zdroje 48 V a kapacita 112 Ah.

Na základě výpočtů byla zvolena LiFePO₄ baterie (obr. 17). Důvodem je především nižší hmotnost oproti bateriím gelovým a olověným. Základní parametry zvolené baterie:

- napětí zdroje – 48 V
- kapacita akumulátoru – 120 Ah (kapacita je vyšší z důvodu přítomnosti dalších el. zařízení)
- rozměry baterie – 370x230x240 (DxŠxV)
- možnost mezi dobíjení
- hmotnost 58 kg



Obr. 17 Lithium-iontová baterie 48V 120AH [40]

3.2.3 VOLBA A ULOŽENÍ HANÝCH KOL

Hlavním požadavkem na hnané kola je, aby byla plně otočná a měla přijatelnou nosnost. Dále zde byly uvažovány vlastnosti hnaných kol, jako je valivý odpor, jízdní hluk a šetrnost k jízdě na povrchu. Na základě těchto informací byly vybrány čtyři plně otočné kladky L-ALEV 150K od firmy Blickle s průměrem kola 150 mm (obrázek 18). Běhoun kola je z elastické plně gumy odpovídající kvalitě pro lehký chod. Disk kola je vyroben z tlakově litého hliníku a obruč je navulkanizována. Kladka obsahuje kuličkové ložisko. Připevnění kladky na rám je zajištěno pomocí desky a šrouby. Zvolený průměr vychází z předpokladu, že vozík nebude překonávat překážky, které by výrazně vyčnívaly nad podlahou. Nosnost jedné kladky je 400 kg, což je více než dostačující z hlediska rozložení hmotnosti nákladu na celou nápravu. Hmotnost kladky je 2,8 kg. [33] Kola jsou uložena po krajích vozíku a plní funkci spíše podpůrného rázu.



Obr. 18 Otočná kladka L-ALEV 150K [33]

3.2.4 VOLBA A ULOŽENÍ HNACÍCH KOL

Jak již bylo znázorněno na obrázku 16 v podkapitole 3.2.1, hnací kola jsou dodávána jako součást pohonné jednotky firmou benevelli. Průměr kola je 250 mm. Běhoun je z polyuretanu, který zajišťuje dobrý valivý odpor. Z důvodu zamezení možného prokluzu hnacích kol, jsou uložena o 2 mm níže než kola hnaná, což by mělo případnému prokluzu zabránit.

3.3 NÁVRH RÁMU VOZÍKU

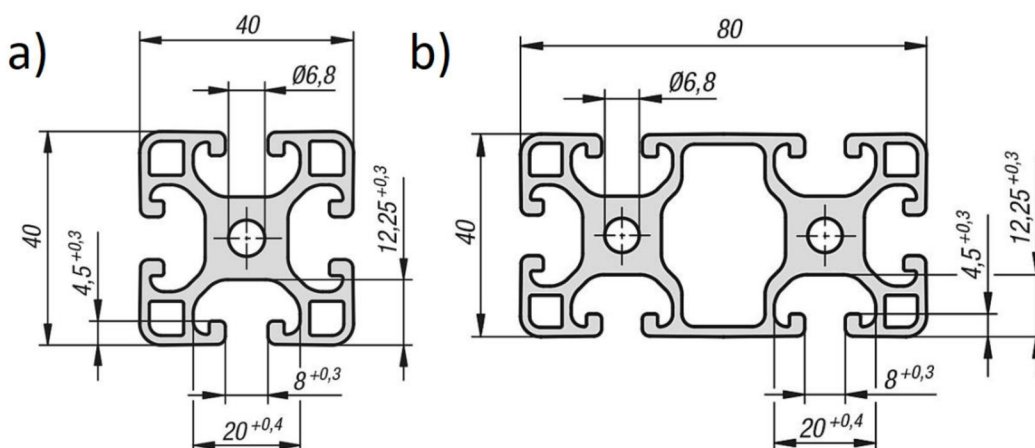
Na základě stanovených požadavků je zvolen koncept plošinového vozíku. Principem je přeprava materiálu na hřbetní části zařízení. Jelikož hlavním požadavkem je manipulace s EU paletou (obr. 1), musí samotný návrh plošiny vycházet z rozměrů samotné palety.

3.3.1 MATERIÁL RÁMU

Vzhledem k tomu, že se jedná o koncepční návrh, je jako výchozí materiál zvolen hliníkový profil od německé společnosti ITEM. Povrch profilu je ošetřen metodou eloxování, která zajišťuje ochranu profilu před oxidací. Profil disponuje podélnými drážkami, které slouží ke spojování jednotlivých profilů, popřípadě uchycování jiných zařízení. Jedná se tedy o stavebnicový systém, který umožňuje velkou variabilitu při kompletaci jednotlivých konstrukcí. Mezi hlavní výhody těchto profilů patří především malá hmotnost, přesnost, snadná spojitelnost a široká škála jednotlivých typů profilů a komponentů, které jsou mezi sebou kompatibilní. [31] Nevýhodou tohoto materiálu je vysoká cena. Primárním důvodem této volby je především snadná přestavitelnost celého rámu. Do budoucna, po maximálním zdokonalení konstrukce celého rámu, je počítáno s přechodem z hliníkového profilu na ocelový profil. Hlavním účelem této změny je především snížení ceny rámu vozíku.

3.3.2 PRVKY RÁMU

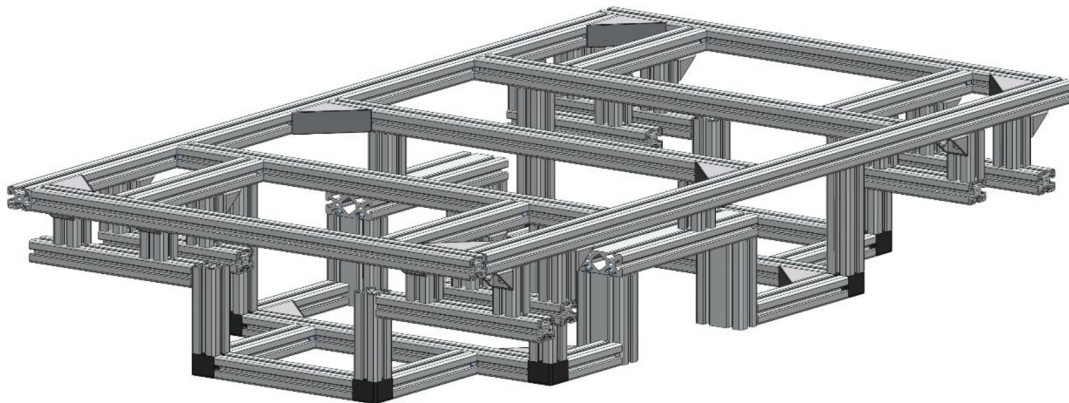
Vzhledem ke zvolenému materiálu je rám zkonstruován na základě stavebnicového systému. Konstrukce je zhotovena z hliníkových profilů řady Profiles 8. Jedná se o konstrukční profily od firmy ITEM. Nejpoužívanější je profil 40x40 (obrázek 19a). Dále je zde použit profil 80x40 (obrázek 19b), který zajišťuje uchycení pohonné jednotky vozíku.



Obr. 19 Použité profily na rám vozíku – a) profil 40x40, b) profil 80x40 [32]

Firma k profilům nabízí celou řadu spojovacích prvků a komponentů, potřebných k samotné kompletaci rámu. Nejpoužívanějším z těchto komponent pro kompletaci rámu je standartní

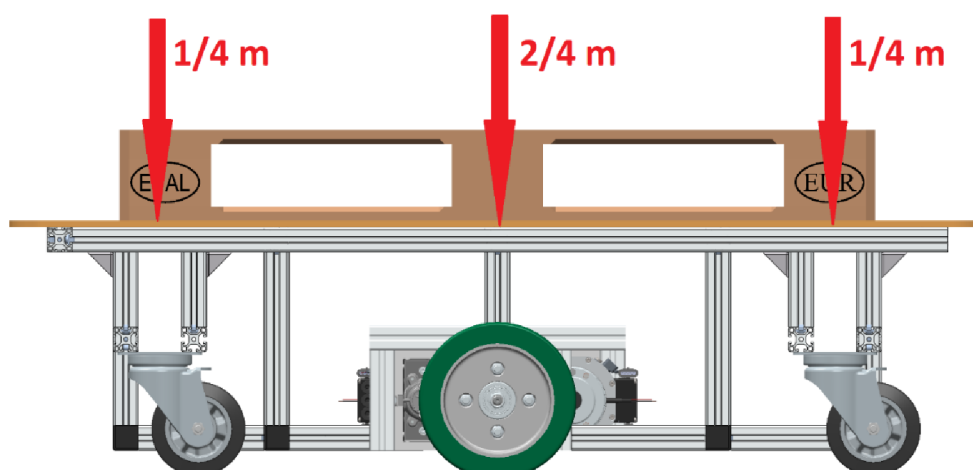
spojovací sada pro pevné spojení profilů, která disponuje vynikající odolností vůči posunutí a kroucení. V kombinaci se zvoleným profilem, spojovací sada vydrží tahové zatížení 2500 N. Její hmotnost je 21 g. Pro zajištění pravých úhlů a celkového zpevnění rámu jsou zde použity úhelníkové sady. Hmotnost jedné sady je 58 g. Dalším prvkem použitým v konstrukci rámu je rohový spojovací set, který složí ke spojení třech profilů stejného typu. Hmotnost komponentu je 136 g. [31] Pro lepší představu o samotné konstrukci rámu je zde obrázek 20. Celková hmotnost rámu včetně spojovacích prvků je 36,7 kg.



Obr. 20 Navržená konstrukce rámu AMR vozíku

3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU

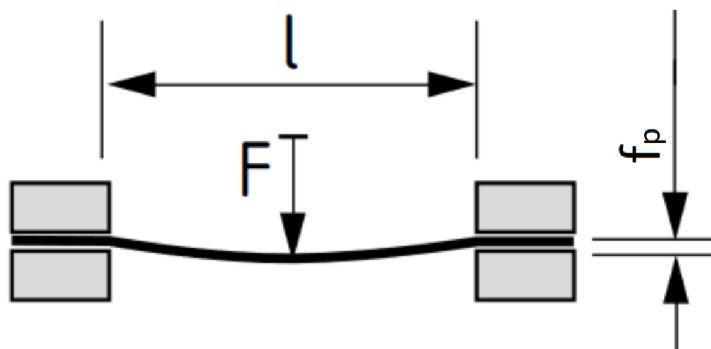
Rám vozíku bude nejvíce namáhán od nákladu naloženého na nákladní ploše a od baterie, která je uložena na profilech ve spodní části vozíku. Na základě předpokládaného rozložení celkové hmotnosti nákladu na vozík (obrázek 21) jsou následně pro pevnostní kontrolu vybrány profily, které budou nejvíce namáhány. Maximální hmotnost nákladu je stanovena na 500 kg. Pro kalkulaci je na základě použité bezpečnosti počítáno s celkovým zatížením 750 kg. Výpočet je proveden ve 2D. Uvažované zatížení na jednu stranu vozíku m_s je tedy 375 kg.



Obr. 21 Rozložení celkové hmotnosti nákladu na jednotlivé prvky rámu

Základní materiálové vlastnosti kontrolovaného profilu a schématické znázornění (obr. 22) [30]:

- Materiál – Al, anodizovaný
- Průřezová plocha – $A_p = 6,46 \text{ cm}^2$
- Moment setrvačnosti na ose x – $I_x = 9 \text{ cm}^4$
- Moment setrvačnosti na ose y – $I_y = 9 \text{ cm}^4$
- Kroutící moment setrvačnosti – $I_t = 1,36 \text{ cm}^4$
- Odporový moment na ose x – $W_x = 4,5 \text{ cm}^3$
- Odporový moment na ose y – $W_y = 4,5 \text{ cm}^3$
- Hmotnost v závislosti na délce – $m_m = 1,74 \text{ kg/m}$
- Namáhaná délka profilu – $l = 1200 \text{ mm}$



Obr. 22 Průhyb hliníkového profilu v nejkritičtějších místě [30]

Zatížení hliníkového profilu F je stanoveno na základě předpokládaného rozložení celkového zatížení (obrázek 18). Vztah:

$$F = \frac{2}{4} \cdot m_s \cdot g, \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$F = \frac{2}{4} \cdot 375 \cdot 9,81 = 1839,375 \text{ N},$$

$$F \doteq 1839,4 \text{ N}.$$

Rovnice (14), kde:

$m_s = 375 \text{ kg}$ předpokládané zatížení na jednu stranu vozíku [kg], zvolená hodnota
 $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Průhyb u vybraných profilů je dán následujícím vztahem [30]:

$$f_p = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}, \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

$$f_p = \frac{1839,4 \cdot 1200^3}{192 \cdot 70000 \cdot 9 \cdot 10^4} = 2,63 \text{ mm},$$

$$f_p \doteq 2,6 \text{ mm}.$$

Rovnice (15), dle [30], kde:

$F = 1839,4 \text{ N}$	zátížení hliníkového profilu [N], z rovnice (14)
$l = 1200 \text{ mm}$	namáhaná délka profilu [mm], dle navržené konstrukce rámu
$E = 70000 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$	modul pružnosti hliníku [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$], dle [30]
$I = 9 \text{ cm}^4$	moment setrvačnosti [cm^4], dle [30]

Průhyb je vzhledem k funkčnosti rámu zanedbatelný, jelikož střed výše počítaného profilu je vyztužen dalším profilem, který spojuje horní část rámu s konstrukcí pro uchycení pohonné jednotky.

4 NÁVRH VÁLEČKOVÉ TRATĚ

4.1 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ

Navržené parametry pro válečkovou trať jsou zvoleny dle normy ČSN 26 4501 Válečkové, kladičkové a kladkové tratě [34], která specifikuje jednotlivé parametry a rozměry válečkových, kladkových a kladičkových tratí.

Potřebné základní rozměry pro tento typ dopravníku jsou:

- šířka tratě
- průměr válečků
- nosnost válečků a nosnost tratě
- rozteč válečků
- délka tratě
- dopravní rychlost

4.1.1 STANOVENÍ ŠÍŘKY TRATĚ

Jelikož se jedná především o přepravu EU palety o rozměrech 1200 mm × 800 mm, přičemž je uvažován pohyb palety rovnoběžně s její delší stranou, je zvolena šířka tratě **B = 900 mm** dle tab. 1 [34].

4.1.2 STANOVENÍ NOSNOSTI TRATĚ

Nosnost tratě je stanovena následujícím vztahem:

$$Q_k = \frac{m_p}{l_p}, \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (16)$$

$$Q_k = \frac{750}{1,2},$$

$$Q_k = 625 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}.$$

Rovnice (16), kde:

$m_p = 750 \text{ kg}$ hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota vycházející ze zadání

$l_p = 1,2 \text{ m}$ délka delší strany palety [m], vychází z rozměrů palety (obr. 1)

4.1.3 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

$$F_p = \frac{Q_k}{k_p} \cdot g, \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F_p = \frac{625}{12} \cdot 9,81,$$

$$F_p \doteq 511 \text{ N}.$$

Rovnice (17), kde:

$$Q_k = 625 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1} \quad \text{Nosnost tratě [kg}\cdot\text{m}^{-1}\text{], z rovnice (16)}$$

$$k_p = 12 \text{ ks} \quad \text{počet válečků pod paletou [ks], zvolená hodnota}$$

$$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2} \quad \text{tíhové zrychlení [m}\cdot\text{s}^{-2}\text{]}$$

4.1.4 STANOVENÍ NOSNOSTI VÁLEČKU

Na základě vypočítaných parametrů tratě a válečků je zvolena minimální nosnost jednoho válečku

$$Q = 55 \text{ kg}$$

4.1.5 STANOVENÍ PRŮMĚRU VÁLEČKU

Průměr byl stanoven na základě tabulky nosností ocelových válečků od zvoleného výrobce, a sice $D = \varnothing 50 \text{ mm}$.

4.1.6 STANOVENÍ ROZTEČE VÁLEČKŮ

Rozteč válečků t je stanovena na základě nerovnice:

$$t > D \quad (18)$$

Vzhledem k této podmínce byla zvolena z normalizované řady [34] rozteč $t = 100 \text{ mm}$.

4.1.7 STANOVENÍ DÉLKY TRATI

Jelikož nejdelší přepravovaný objekt je EU paleta o délce 1200 mm, tak byla délka válečkové trati stanovena na $L = 1400 \text{ mm}$. Konečná délka přídatného válečkového dopravníku včetně dorazových prvků je 1550 mm.

Určení počtu válečků této trati je dáno vztahem:

$$k_l = \frac{L}{t}, \quad [\text{ks}] \quad (19)$$

$$k_l = \frac{1,4}{0,1},$$

$$k_l = 14 \text{ ks.}$$

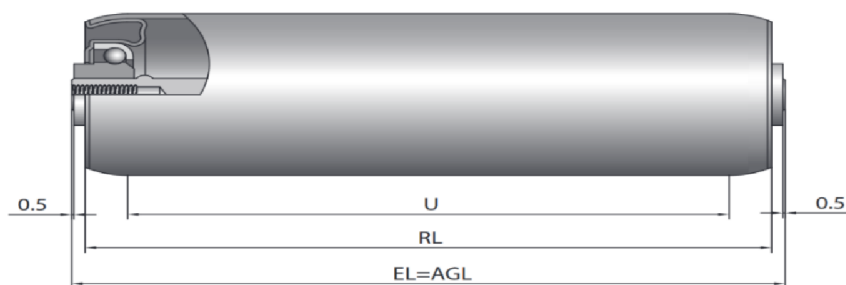
Rovnice (19), kde:

$$L = 1,4 \text{ m} \quad \text{délka válečkové trati [m], zvolená hodnota vzhledem k délce palety}$$

$$t = 0,1 \text{ m} \quad \text{rozteč os válečků [m], zvolena dle normalizované řady [34]}$$

4.2 VOLBA GRAVITAČNÍHO VÁLEČKU

Na základě vypočítaných parametrů je vybrán váleček od firmy INTERROLL, typové řady 1200 (obr. 23).



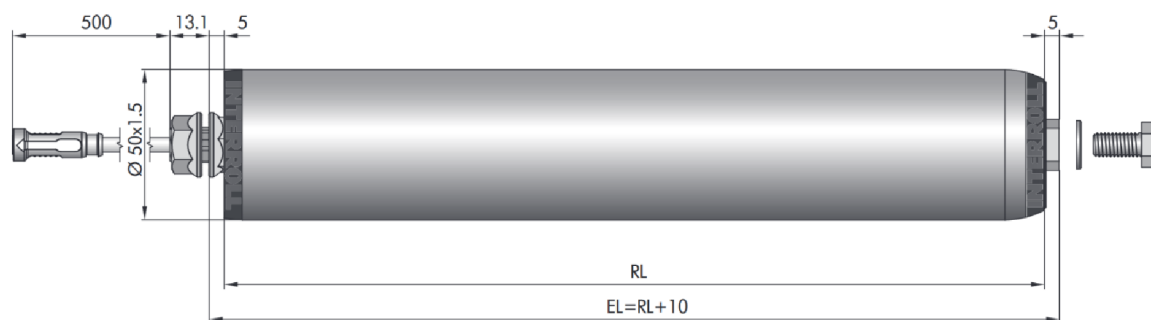
Obr. 23 Rozměrové parametry válečku typové řady 1200 firmy INTERROLL [35]

Hlavní parametry:

průměr válečku:	$D = \varnothing 50 \text{ mm}$
průměr hřídele:	$D_{H1} = \varnothing 12 \text{ mm}$
tloušťka stěny válečku:	$t_s = 1,5 \text{ mm}$
délka hřídele válečku:	$EL = 900 \text{ mm}$
délka válečku:	$RL = 894 \text{ mm}$
funkční délka válečku:	$U = 873 \text{ mm}$
celková délka hřídele:	$AGL = 900 \text{ mm}$
nosnost válečku:	$Q = 120 \text{ kg}$
materiál trubky válečku:	pozinkovaná ocel
typ ložisek:	ocelová kuličková ložiska s běhacími drážkami řady DIN 625
zakončení osy válečků:	vnitřní závit $M8 \times 15 \text{ mm}$

4.3 VOLBA HNACÍHO VÁLEČKU

Na základě vypočítaných parametrů je zvolen váleček od firmy INTERROLL, typové řady EC5000 (obr. 24). Váleček disponuje vnitřními brzdami i korigováním rychlosti otáčení válečku [36].



Obr. 24 Rozměrové parametry elektro válečku typové řady EC5000 firmy INTERROLL [36]

Hlavní parametry [36]:

průměr válečku:	$D = \varnothing 50 \text{ mm}$
průměr hřídele:	$D_{H2} = \varnothing 11 \text{ mm}$
tloušťka stěny válečku:	$t_s = 1,5 \text{ mm}$
délka hřídele válečku:	$EL = 900 \text{ mm}$

délka válečku:	RL = 890 mm
výkon válečku:	P = 50 W
jmenovité napětí:	48 V
maximální rychlost:	$v_v = 0,17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
nosnost válečku:	Q = 110 kg
materiál trubky válečku:	pozinkovaná ocel
zakončení osy válečků:	vnitřní závit M8 × 15 mm

4.4 ODPORY NA JEDNOM ZATÍŽENÉM VÁLEČKU

Výpočty jsou zhotoveny na základě [37] str. 205-207

4.4.1 SLOŽKA VLASTNÍ TÍHY PŘEDMĚTU

$$O_1 = \pm \frac{m_p \cdot g}{k_p} \cdot \sin\beta, \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$O_1 = \frac{750 \cdot 9,81}{12} \cdot \sin 0,$$

$$O_1 = 0 \text{ N.}$$

Rovnice (20), dle [37] str. 205-207, kde:

$m_p = 750 \text{ kg}$	maximální hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota
$k_p = 12 \text{ ks}$	počet válečků pod paletou [ks], zvolená hodnota
$\beta = 0^\circ$	úhel sklonu válečkové tratě [°], zvolená hodnota vzhledem k použití tratě
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Složka vlastní tíhy předmětu je nulová. Důvodem je pohyb po vodorovné ploše.

4.4.2 SLOŽKA VLIVU VALIVÉHO TŘENÍ

Tato složka je dána vztahem přizpůsobenému válečku uloženého ve valivých ložiscích.

$$O_2 = \frac{m_p \cdot g}{k_p} \cdot \cos\beta \cdot \frac{\xi + \mu_l \cdot r_l}{R} + m_v \cdot g \cdot \frac{\mu_l \cdot r_l}{R}, \quad [\text{N}] \quad (21)$$

Poloměr válečku:

$$R = \frac{D}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm.} \quad [\text{mm}] \quad (22)$$

Po dosazení do rovnice (21):

$$O_2 = \frac{750 \cdot 9,81}{12} \cdot \cos 0 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0125}{0,025} + 3,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0015 \cdot 0,0125}{0,025},$$

$$O_2 \doteq 30 \text{ N.}$$

Rovnice (21), dle [37], str. 205-207, kde:

$m_p = 750$ kg	maximální hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota
$k_p = 12$ ks	počet válečků pod paletou [ks], zvolená hodnota
$\beta = 0^\circ$	úhel sklonu válečkové tratě [°], zvolená hodnota vzhledem k použití tratě
$\xi = 1,2 \cdot 10^{-3}$ m	rameno valivého odporu [m], dle [39] str. 161
$\mu_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$	součinitel tření [-], dle [38] str. 88
$r_l = 0,0125$ m	vzdálenost kuliček ložiska od osy rotace hřídele [m], dle [35]
$m_v = 3,2$ kg	hmotnost rotující části válečku [kg], dle [35]
$R = 0,025$ m	poloměr válečku [m], dle [35, 36]
$g = 9,81$ m·s ⁻²	tíhové zrychlení [m·s ⁻²]

4.4.3 SLOŽKA VLIVU VÝROBNÍCH A MONTÁŽNÍCH NEPŘESNOSTÍ

Jelikož se tento odpor nedá matematicky určit, tak je použita hodnota 0,5 % z normálového zatížení válečku. Je dána vztahem [37]:

$$O_3 = 0,005 \cdot \frac{m_p \cdot g}{k_p} \cdot \cos\beta, \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$O_3 = 0,005 \cdot \frac{750 \cdot 9,81}{12} \cdot \cos 0,$$

$$O_3 \doteq 3 \text{ N}.$$

Rovnice (23), dle [37], str. 205-207, kde:

$m_p = 750$ kg	maximální hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota
$k_p = 12$ ks	počet válečků pod paletou [ks], zvolená hodnota
$\beta = 0^\circ$	úhel sklonu válečkové tratě [°], zvolená hodnota vzhledem k použití tratě
$g = 9,81$ m·s ⁻²	tíhové zrychlení [m·s ⁻²]

4.5 ODPORY NA JEDNOM NEZATÍŽENÉM VÁLEČKU

4.5.1 SLOŽKA VLIVU VALIVÉHO TŘENÍ SPOLU S MONTÁŽNÍMI A VÝROBNÍMI NEPŘESNOSTMI

$$O_4 = m_v \cdot g \cdot \frac{\mu_l \cdot r_l}{R} + 0,005 \cdot \frac{m_v \cdot g}{k_p} \cdot \cos\beta, \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$O_4 = 3,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0015 \cdot 0,0125}{0,025} + 0,005 \cdot \frac{3,2 \cdot 9,81}{12} \cdot \cos 0,$$

$$O_4 \doteq 0,04 \text{ N}.$$

Rovnice (24), dle [37], str. 205-207, kde:

$m_p = 750$ kg	maximální hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota
$k_p = 12$ ks	počet válečků pod paletou [ks], zvolená hodnota
$\beta = 0^\circ$	úhel sklonu válečkové tratě [°], zvolená hodnota vzhledem k použití tratě
$\xi = 1,2 \cdot 10^{-3}$ m	rameno valivého odporu [m], dle [39] str. 161
$\mu_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$	součinitel tření [-], dle [38] str. 88

$r_1 = 0,0125 \text{ m}$	vzdálenost kuliček ložiska od osy rotace hřídele [m], dle [35]
$m_v = 3,2 \text{ kg}$	hmotnost rotující části válečku [kg], dle [35]
$R = 0,025 \text{ m}$	poloměr válečku [m], dle [35, 36]
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

4.6 CELKOVÝ ODPOR VÁLEČKŮ NA TRATI

Celá válečková trať obsahuje 14 válečků, přičemž nejvyšší počet zatížených válečků je 12 a nezatížených 2.

$$O = 12 \cdot (O_1 + O_2 + O_3) + 2 \cdot O_4, \quad [\text{N}] \quad (25)$$

$$O = 12 \cdot (0 + 30 + 3) + 2 \cdot 0,04,$$

$$O \doteq 400 \text{ N}.$$

Rovnice (25), dle [37] str. 205-207, kde:

$O_1 = 0 \text{ N}$	složka vlastní tíhy předmětu [N], z rovnice (20)
$O_2 = 30 \text{ N}$	složka vlivu valivého tření [N], z rovnice (21)
$O_3 = 3 \text{ N}$	složka vlivu výrobních a montážních zařízení [N], z rovnice (23)
$O_4 = 0,04 \text{ N}$	složka vlivu valivého tření spolu s montážními a výrobními nepřesnostmi na nezatíženém válečku [N], z rovnice (24)

4.7 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU NA ÚSEK TRATĚ

Potřebný výkon vypočítáme následujícím vztahem:

$$P_1 = O \cdot \frac{v_v}{\eta_v}, \quad [\text{W}] \quad (26)$$

$$P_1 = 400 \cdot \frac{0,17}{0,95},$$

$$P_1 \doteq 72 \text{ W}.$$

Rovnice (26), dle [37] str. 205-207, kde:

$O = 400 \text{ N}$	celkový odpor válečků na trati [N], z rovnice (25)
$v_v = 0,17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	maximální rychlost elektro válečku [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], dle parametrů válečku [36]
$\eta_v = 0,95$	účinnost jednoho elektro válečku [-], dle parametrů válečku [36],

4.8 VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU OD ZASTAVENÉ PALETY

$$P_2 = Z \cdot \frac{v_v}{\eta_v}, \quad [\text{W}] \quad (27)$$

kde Z představuje sílu na zarážku od stojící palety na konci tratě a je dána vztahem:

$$Z = \frac{m_p \cdot g}{k_p} \cdot k_h \cdot f_d, \quad [\text{N}] \quad (28)$$

$$Z = \frac{750 \cdot 9,81}{12} \cdot 2 \cdot 0,35,$$

$$Z \doteq 430 \text{ N}.$$

Rovnice (28), dle [37] str. 205-207, kde:

$m_p = 750 \text{ kg}$	maximální hmotnost materiálu včetně přepravky [kg], zvolená hodnota dle zadání
$k_p = 12 \text{ ks}$	počet válečků pod paletou [ks],
$k_h = 2 \text{ ks}$	počet hnacích válečků pod paletou [ks],
$f_d = 0,35$	součinitel smykového tření dřeva [-], dle [39] str. 161
$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

po dosazení do rovnice (27) získáme:

$$P_2 = 430 \cdot \frac{0,17}{0,95},$$

$$P_2 \doteq 80 \text{ W}.$$

Rovnice (27), dle [37], str. 207, kde:

$Z = 430 \text{ N}$	síla na zarážku od stojící palety na konci tratě [N], z rovnice (28)
$v_v = 0,17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	maximální rychlost elektro válečku [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], dle parametrů válečku [36]
$\eta_v = 0,95$	účinnost jednoho elektro válečku [-], dle parametrů válečku [36],

4.9 VÝPOČET CELKOVÉHO POTŘEBNÉHO VÝKONU

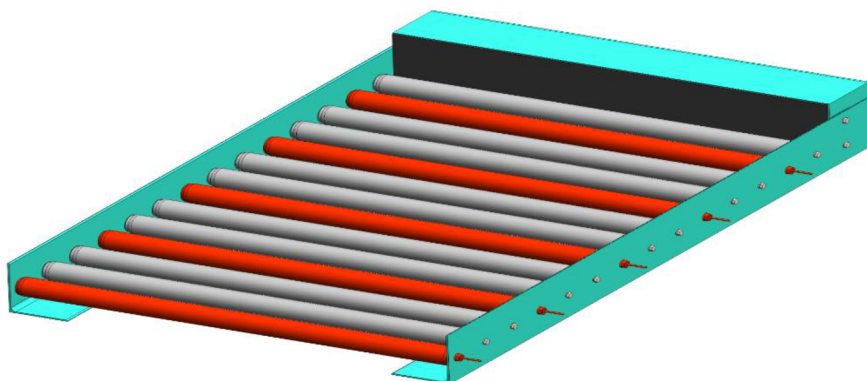
$$P_c = P_1 + P_2 = 72 + 80 = 152 \text{ W} \quad (29)$$

Rovnice (29), dle [37], str. 207, kde

$P_1 = 72 \text{ W}$	potřebný výkon na úsek tratě [W], z rovnice (26)
$P_2 = 80 \text{ W}$	potřebný výkon od zastavené palety [W], z rovnice (27)

4.10 VOLBA A NÁSLEDNÁ REALIZACE POČTU HNACÍCH A HNANÝCH VÁLEČKŮ

Zvolený elektro váleček je schopný přepravit náklad o hmotnosti 250 kg [35]. Jelikož navržená trať má nosnost 750 kg jsou z celkových 12 válečků pod paletou, vždy alespoň 3 elektro válečky. Z důvodu zamezení přetížení, je do tratě zakomponováno celkem 5 elektro válečků. Pro lepší představu slouží obrázek 25. Pohyb válečků je ovládán softwarově. Válečky jsou propojeny se senzory, které určují aktuální polohu palety a korigují rychlost a brzdění válečků.

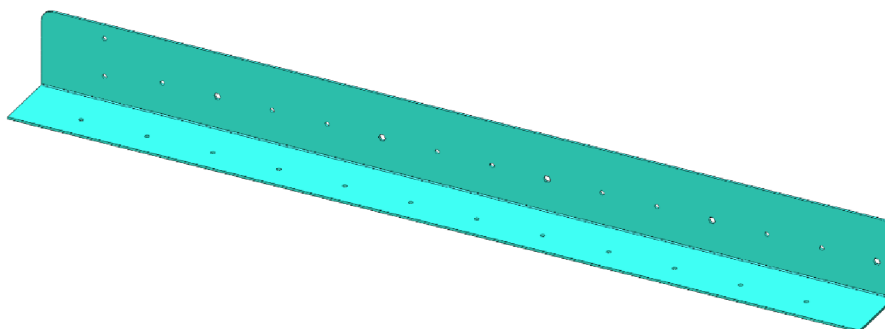


Obr. 25 Navržená přídatná válečková trať pro EU paletu, elektro válečky (červeně)

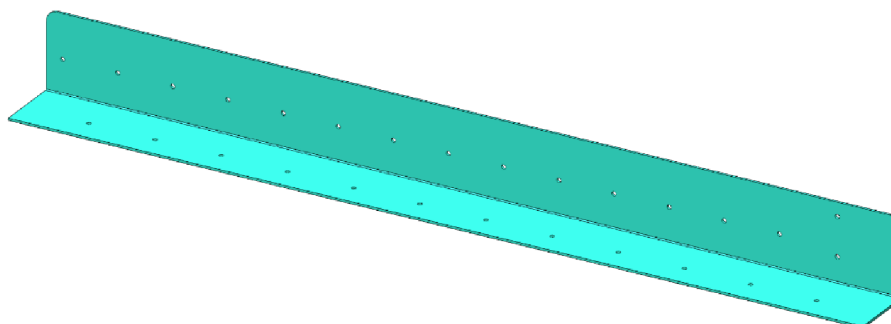
4.11 VOLBA UCHYCENÍ VÁLEČKŮ

Válečky jsou uchyceny na plechových bočních profilech (obr. 26, 27) o tloušťce 4 mm. Parametry profilů:

- Materiál plechu – S235JR
- Tvar po ohnutí – L o rozměrech 140x120 mm
- Délka bočnic – 1550 mm
- Typy děr – pro šrouby M8, na pravé bočnici šestihranné díry o průměru 11 mm pro uchycení elektro válečů



Obr. 26 Pravá bočnice válečkové trati



Obr. 27 Levá bočnice válečkové trati

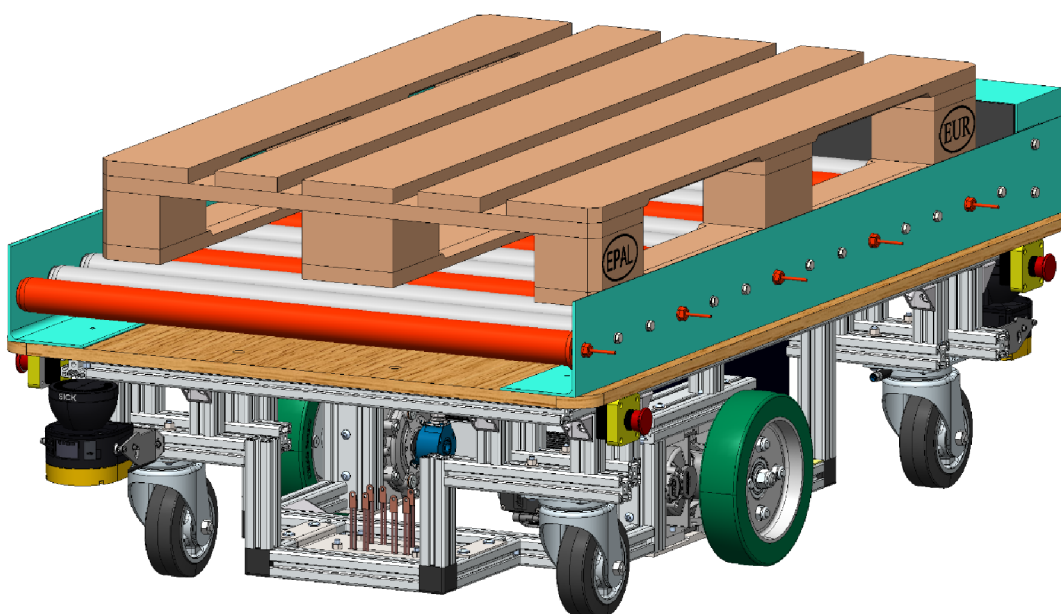
5 SOUHRN TECHNICKÝCH PARAMETRŮ VOZÍKU

Na základě všech výpočtů a zvolených komponent byl navržen vozík s parametry, které jsou uvedeny v tabulce č. 7

Tab. 7 Souhrn technických parametrů vozíku

Parametr	Hodnota
Rychlost pojezdu	$0,1 \div 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální zrychlení	$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
Celkové rozměry	délka: 1550 mm šířka: 1000 mm výška bez válečkové trati: 380 mm výška s válečkovou trati: 550 mm
Světlá výška	40 mm
Rozměry nosné plošiny	1550 x 950 mm
Kapacita akumulátoru	120 Ah
Teoretická výdrž (bez mezi dobíjení)	4 h
Orientační hmotnost vozíku s trati	230 kg
Maximální hmotnost nákladu	500 kg
Nominální výkon hnacích motorů	2x1300 W

Názorný model koncepčního návrhu autonomního vozíku pro přepravu palet je znázorněn na obr. 28.



Obr. 28 Model AMR vozíku včetně navržených komponent.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout autonomní vozík pro manipulaci s EU paletou o maximální hmotnosti nákladu 500 kg. Práce obsahuje teoretickou a praktickou část.

Teoretická část je rozdělena do dvou podkapitol: Rozdíly mezi AGV a AMR a obdobné koncepty. První podkapitola nastiňuje odlišnosti mezi systémem vozíku AGV a AMR. Je zde objasněn princip, na jakém tyto vozíky fungují. Zbytek této podkapitoly je věnován modernějšímu systému AMR. Poukazuje na jeho výhody oproti systému AGV, na použitelnost systému v moderní průmyslové infrastruktuře a snadnou aplikovatelnost v různých výrobních odvětvích (sklady, výrobní linky, nemocnice atd.). Druhá podkapitola se zabývá obdobnými koncepty vozíků od různých výrobců napříč trhem. Základní parametry vybraných vozíků byly předlohou pro vytvoření navrženého konceptu.

Praktická část pojednává o navrženém konceptu autonomního vozíku pro přepravu EU palet, vymodelovaném v programu SolidWorks 2019. Samotný návrh vychází z konceptů uvedených ve druhé podkapitole. Byl proveden obecný výběr jednotlivých senzorů, 3D kamer, E-STOP tlačítek. Jelikož se jedná pouze o orientační volbu, je pro konečnou specifikaci nutná konzultace s danými výrobci. Hlavními částmi navrženého konceptu je pohonný systém, návrh baterie, rám a válečková trať. Jako první byl zvolen typ řízení vozíku, poté v návaznosti na výpočty byl vybrán vhodný diferenční systém vyráběný firmou benevelli a v závislosti na jeho parametrech byl navržen samotný rám vozíku. Konstrukce rámu je zhotovena z hliníkových profilů společnosti item24. Jedná se o tzv. stavebnicový systém. Následně je proveden kontrolní výpočet na průhyb profilu, u kterého je předpokládáno největší zatížení od palety. Dále byl na základě výpočtů vybrán vhodný akumulátor včetně zajištění průběžného dobíjení. Poté bylo nutné vybrat vhodná kola vzhledem k celkové hmotnosti vozíku včetně nákladu. Poslední částí bylo navržení přídatného zařízení v podobě válečkové trati o nosnosti 500 kg pro EU paletu. Byl vybrán koncept hnaných elektro válečků, a to z důvodu zajištění menší zástavné plochy.

Výsledkem práce je koncepční návrh autonomního vozíku pro přepravu EU palet, který vychází z obdobných konceptů, které jsou nyní na trhu. Závěrem práce je použitelnost vozíku jak s válečkovou tratí, tak i bez ní. Součástí práce je i výkresová dokumentace. Všechny stanovené cíle práce byly splněny.

Tento koncepční návrh může být proveden i s jiným typem přídatného zařízení. Jelikož tento vozík slouží jako prototyp, může být dále zdokonalován. Budoucí vize je zefektivnění konstrukce rámu vozíku, aby mohl být nahrazen levnější svařovanou konstrukcí, aniž by to zásadně zvedlo celkovou hmotnost vozíku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MYR COMMUNICATION. Robotizace logistiky podle IFR: 162% nárůst dodávek v oblasti AGV vozidel a AMR robotů. *Technický týdeník* [online]. Business Media CZ, 2018 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/denni-zpravodajstvi/robotizace-logistiky-podle-ifr-162-narust-dodavek-v-oblasti-agv-vozidel-a-amr-robotu_45591.html
- [2] AMTECH. MiR - mobilní kolaborativní roboty. *Amtech* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.amtech.cz/mobile-industrial-robots>
- [3] Europaleta, 2001-. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 15. květen 2010 [cit. 2019-11-27]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Europaleta>
- [4] AMTECH. Mir500. *Amtech* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.amtech.cz/userfiles/products/September2018/72vsN9UGdghx67c0ZuxF.pdf>
- [5] OPPENT S.P.A. The Company. *OPPENT* [online]. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.oppent.com/en/the-company/>
- [6] AGV NETWORK. AGV network. *Natural Navigation Automated Guided Vehicles* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.agvnetwork.com/natural-navigation-automated-guided-vehicles>
- [7] OPPENT S.P.A. Oppent-evo. *EVO Pallet* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://www.oppent-evo.com/wp-content/uploads/2019/03/EVOpallet_scheda-tecnica.pdf
- [8] FETCH ROBOTICS. Fetch Robotics. *AMRs vs. AGVs: The Difference Between a Robot and a Guided Vehicle* [online]. 2018 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://fetchrobotics.com/fetch-robotics-blog/amrs-vs-agvs-whats-the-difference/>
- [9] FETCH ROBOTICS. Products-technology. *Virtual conveyor* [online]. 2018 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://fetchrobotics.com/products-technology/virtualconveyor/>
- [10] HANS SCHOURUP A/S. Fetch-robotics. In: *Freight 500/1500 kg – transport of cartons and pallets* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.hansschourup.dk/en/fetch-robotics/freight-5001500-kg/>
- [11] GIDEON BROTHERS. Deployment-guides. *Logistics robot lingo* [online]. 2019 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://www.gideonbros.ai/deployment-guides/glossary-of-logistics-robotics/>
- [12] CLEARPATH ROBOTICS. OTTO motors. *Sdvs* [online]. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://ottomotors.com/sdvs>
- [13] FRANCIS, SAM. Robotics and automation news. In: *OTTO 750* [online]. 2019 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://roboticsandautomationnews.com/2019/04/08/otto-motors-launches-new-self-driving-vehicle-for-material-handling/21779/>

- [14] CLEARPATH ROBOTICS. AGV vs. SDV: A Comparison of Automated Material Transport. *OTTO motors* [online]. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://ottomotors.com/resources/info/agv-vs-sdv>
- [15] WALKER, Jason. AMR vs AGV: A Clear Choice for Flexible Material Handling. *Waypoint Robotics* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://waypointrobotics.com/blog/amr-vs-agv/>
- [16] MELANSON, Tony. AGVs vs. AMRs: What's the Difference? *Aethon* [online]. 2018 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://aethon.com/agv-vs-amr-whats-the-difference/>
- [17] RIPEL, T. *Návrh a realizace konstrukce kolového mobilního robotu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 61 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.
- [18] BENEVELLI. DD1 SERIE PLUS - AGV WHEELS VERSION. *Benevelli group* [online]. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://benevelli-group.com/docs/DD1-PLUS-Serie-AGV-Wheels-Datasheet.pdf>
- [19] SADÍLEK, O. *Energetická zdrojová soustava pro studentský experimentální elektromobil*. Pardubice, 2013. Diplomová práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce Ondřej Černý.
- [20] EFA FRANCE SAS. DD1 Drive wheels for AGV. *Efa controls* [online]. 2019 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://efa-controls.com/en/project/dd1-drive-wheels-for-agv/>
- [21] MiR500 EU Pallet Lift Operating Guide. *Jugard kuenstner* [online]. 2019 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://www.jugard-kuenstner.de/fileadmin/daten/Downloads/Intralogistik/MiR_Transportsystem/MiR500_MiR1000/Pallet-Lift_Betriebsanleitung.pdf
- [22] SICK AG. MicroScan3 Core. *Sick* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://www.sick.com/cz/cs/optoelektronicka-ochranna-zarizeni/bezpecnostni-laserove-skenery/microscan3-core/mics3-abaz55iz1p01/p/p497845?ff_data=JmZmX2lkPXA0OTc4NDUmZmZfbWFzZdGVySWQ9cDQ5Nzg0NSZmZl90aXRzZT1NSUNTMy1BQkFaNTVjWjFQMDEmZmZfcXVlcnk9JmZmX3Bvcz0xJmZmX29yaWdQb3M9MSZmZl9wYWdlPTEmZmZfcGFnZVNpemU9OCZmZl9vcmlnUGFnZVNpemU9OCZmZl9zaW1pPTk3LjA=
- [23] ATESYSTEM S.R.O. 3D kamery Basler – Time-of-Flight (ToF). *Atesystem* [online]. 2020 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <http://kamery.atesystem.cz/produkty/podle-vyrobce/basler/3d-kamery-basler-time-of-flight/>
- [24] HW SERVER S.R.O. Nouzové zastavení stroje: Volba a použití tlačítek E-STOP. *Automatizace* [online]. 2014 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/bezpecnost-stroju-komponenty/nouzove-zastaveni-stroje-volba-a-pouziti-e-stop-tlacitek.html>
- [25] ROBOT PLATFORM. Wheel Control Theory. *Robot Platform* [online]. 2010 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z:

- http://www.robotplatform.com/knowledge/Classification_of_Robots/wheel_control_theory.html
- [26] KNOFLÍČEK, R. *Roboty a pružné výrobní systémy*. Brno, 2004. Studijní opora. FSI VUT v Brně.
- [27] KÁRNÍK, L., R. KNOFLÍČEK a J. NOVÁK-MARCINČIN. *Mobilní roboty*. První vydání. Opava: Márfy Slezsko, 2000. ISBN 80-902746-2-5
- [28] KNOFLÍČEK, R. *Mobilní roboty pro průmyslové využití*. První vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2005. ISBN 80-7204-387-0
- [29] WINKLER, Zbyněk. Odometrie. *Robotika* [online]. 2005 [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: <https://robotika.cz/guide/odometry/cs>
- [30] ITEM24. Technical Data for Profiles. In: *Cz-katalog item24* [online]. Solingen, 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: https://cz-catalog.item24.com/images/medienelemente/DOK/DATA/DOK_DATA_profil-tech-daten__SEN__AIN__V3.pdf?_ga=2.111196228.153315395.1586239083-1384426300.1586239083
- [31] ITEM24. MB Building Kit System. Item [online]. Solingen, 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://cz-product.item24.com/cs/katalog/products/right-angled-connections-1001012002/>
- [32] NORELEM. Aluminium profiles 40x80 light. In: *Mounting technology* [online]. 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/us/en/Products/Product-overview/Mounting-technology/10000-Aluminium-profiles-Connectors-Covers-Special-elements/Aluminium-profiles/10045-Aluminium-profiles-40x80-light-Type-I.html>
- [33] BLICKLE. Kladky. Plně otočná kladka bez brzdy [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/L-ALEV-150K-633024>
- [34] ČSN 26 4501 Válečkové, kladičkové a kladkové tratě. Základní parametry a rozměry. Český normalizační institut, 1994. 12s.
- [35] INTERROLL. Rollers. In: *Rollers series 1200* [online]. 2018 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597274251.pdf
- [36] INTERROLL. RollerDrive. In: *ROLLERDRIVE SERIES EC5000* [online]. 2018 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: https://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Drives__Controls/D_C_Platform/EC5000_Catalog_PDF/EN/EC5000_60mm_IP54_EN.pdf
- [37] DRAŽAN, F.; JEŘÁBEK, K.: *Teorie a stavba dopravníků*, skripta ČVUT Praha, 1983. 290 s.
- [38] MIKULČÁK a kol.: *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*, SPN Praha, 1988. 208s.

- [39] LEINVEBER J.; VÁVRA P.: Strojnické tabulky, třetí doplněné vydání, ALBRA Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7.
- [40] GLOBAL SOURCES. AGV battery. *48V LiFePo4 battery pack* [online]. Honkong, 2020 [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.globalsources.com/Electric-vehicle/Product-1169272873p.htm#1169272873>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[Wh]	energie potřebná pro jízdu
ADV		automatický dopravní vozík
AGV		Automated Guided Vehicle (automatický řízený vozík)
a_{\max}	[m·s ⁻²]	maximální zrychlení vozíku
AMR		Autonomous Mobile Robot (autonomní mobilní robot)
B	[mm]	šířka tratě
b	[m]	rozchod kol
CAD		Computer-Aided Design (počítačem podporované projektování)
C_{AKU}	[Ah]	celková kapacita akumulátoru
D	[mm]	průměr ocelového válečku
d	[m]	celková ujetá vzdálenost
dL	[m]	ujetá vzdálenost levého kola
dR	[m]	ujetá vzdálenost pravého kola
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
f	[-]	součinitel valivého odporu
F	[N]	zatížení hliníkového profilu
f_d	[-]	součinitel smykového tření dřeva
F_K	[N]	hnací síla
F_p	[N]	síla na působící na jeden váleček
f_p	[mm]	průhyb
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla
GPS		Global Position System (globální polohový systém)
I	[kg·m ²]	moment setrvačnosti
k	[-]	koeficient rezervy
k_h	[ks]	počet hnacích válečků pod paletou
k_l	[ks]	celkový počet válečků na trati
k_p	[ks]	počet válečků pod paletou
L	[mm]	délka válečkové trati
l	[mm]	délka profilu
l_p	[mm]	délka delší strany palety

m_p	[kg]	hmotnost materiálu včetně přepravky
m_s	[kg]	zatížení na jednu stranu vozíku
m_v	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku
O	[N]	celkový odpor válečků na trati
O_1	[N]	vlastní tíha předmětu
O_2	[N]	uložení válečku ve valivých ložiscích
O_f	[N]	odpor valivý
O_s	[N]	odpor stoupání
O_v	[N]	odpor vzdušný
O_z	[N]	odpor zrychlení
P_1	[W]	výkon na úsek tratě
P_2	[W]	výkon od zastavené palety
P_C	[W]	celkový potřebný výkon tratě
P_k	[W]	hnací výkon
P_{v_konst}	[W]	výkon odebíraný při jízdě o konstantní rychlosti $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Q	[kg]	minimální nosnost jednoho válečku
Q_k	[kg]	nosnost tratě
R	[m]	poloměr válečku
r_l	[mm]	vzdálenost kuliček ložiska od osy rotace
t	[mm]	rozteč os válečků
t_j	[s]	doba provozu AMR v režimu jízdy konstantní rychlostí
t_R	[s]	doba provozu AMR v režimu rozjíždění
U_{AKU}	[V]	jmenovité napětí trakčních akumulátorů
v_L	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost levého kola
v_{max}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální rychlost
v_R	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost pravého kola
v_v	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální rychlost elektro válečku
Z	[N]	Síla na zarážku od stojící palety
α	[°]	úhel stoupání
β	[°]	úhel sklonu válečkové tratě
ε	[°]	výsledný úhel natočení kola
ξ	[m]	rameno valivého odporu
η	[%]	účinnost pohonu

η_v	[%]	účinnost elektro válečku
μ_1	[-]	součinitel tření
ξ	[m]	rameno valivého odporu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Dokumentace trakčního pohonu

Příloha 2: Dokumentace hnacího elektro válečku

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Výkres sestavy	SESTAVA VOZÍKU	2-SES-01/01
Seznam položek	KUSOVNÍK VOZÍKU	4-SES-01/01
Výkres sestavy	SESTAVA RÁMU	2-RAM-00/22
Seznam položek	KUSOVNÍK	4-RAM-01/02
Seznam položek	KUSOVNÍK	4-RAM-02/02
Výkres součásti	PRAVÁ BOČNICE	03-PBO-01/09
Výkres součásti	ÚCHYT NAP. KOLEKTORU	03-UNK-01/01

PŘÍLOHA 1 – DOKUMENTACE TRAKČNÍHO POHONU

DD1 SERIE PLUS - AGV WHEELS VERSION



POLYURETHANE WHEELS

INCREMENTAL ENCODER

COMPLETE WATERPROOF DESIGN

ZERO TURNING RADIUS APPLICATIONS

GEARBOX FEATURES		
RATIOS	I	6 - 10 - 12 - 16 - 22 - 24 - 28 - 32
OUTPUT TORQUE	NM	1.000
INPUT SPEED (MAX)	RPM	7.200
STATIC LOAD	KG	1.000
TRACK-WIDTH	MM	498,50 MIN (INCLUDING WHEELS)
GEARBOX FINISHING		GROUND GEARS
EFFICIENCY	%	95
WHEEL DIAMETER (MIN.)	MM	200

MOTOR FEATURES		
MOTOR TYPE		AMAC - SMAC
RATED POWER	KW	1,2 ÷ 6,0
RATED VOLTAGE	V	24 ÷ 120
INSULATION CLASS		F (155°)
PROTECTION DEGREE	IP	54 ÷ 67
SERVICE BRAKING		-
PARKING BRAKING		ELECTROMAGNETIC - NM 12 ÷ 40
MANUAL RELEASE		OPTIONAL

TECHNICAL SUPPORT

3D DRAWING

REQUEST A QUOTE

DRIVING THE FUTURE OF ELECTRIC VEHICLES

2020 Edition v1.2

PŘÍLOHA 2 – DOKUMENTACE HNACÍHO ELEKTRO VÁLEČKU

Technical data

Rated voltage	24 V	24 V	24 V	48 V	48 V	48 V
Power	20 W	35 W	50 W	20 W	35 W	50 W
Rated current	1.4 A	2.4 A	3.4 A	0.7 A	1.2 A	1.7 A
Starting current	3.0 A	5.5 A	7.5 A	1.5 A	2.8 A	3.8 A
Max. noise emission (mounted)	55 dB(A), application-dependent					
Length of motor cable	500 mm					
Max. reference length	1500 mm					
Ambient temperature in operation	0 to 40 °C					
Motor shaft	Stainless steel, 11 mm HEX, thread M12 x 1					
Anti-static version	Yes (< 10 ⁶ Ω)					
Tube wall thickness	ø 50 mm: 1.5 mm ø 51 mm: 2 mm					
Tube material	Zinc-plated steel, stainless steel					
Tube sleeving	PVC sleeve 2 mm, 5 mm PU sleeve 2 mm Lagging 2 to 5 mm					

Maximum load capacity

The maximum load capacity of the RollerDrive EC5000 depends on the drive head and the length of the RollerDrive.

Length of RollerDrive	≤ 1000 mm	1100 mm	1200 mm	1300 mm	1400 mm	1500 mm
Maximum load capacity per RollerDrive without drive head	1100 N	925 N	750 N	650 N	550 N	475 N
Maximum load capacity per RollerDrive with drive head (PolyVee, round or toothed belt)	350 N					

50 W

Gear ratio	Maximum conveying speed [m/s]	Minimum conveying speed [m/s]	Rated torque [Nm]	Acceleration torque [Nm]	Continuous blocking torque [Nm]
9:1	2.01	0.09	0.63	1.58	1.58
13:1	1.39	0.06	0.91	2.29	2.29
18:1	1.00	0.04	1.27	3.17	3.17
21:1	0.86	0.04	1.48	3.70	3.70
30:1	0.60	0.03	2.13	5.34	5.34
42:1	0.43	0.02	2.96	7.40	7.40
49:1	0.37	0.02	3.45	8.63	8.63
78:1	0.23	0.01	5.07	13.00	13.00
108:1	0.17	0.01	7.07	13.00	13.00

Before the run-in, the values may differ up to ±20 %. After a run-in phase, the values vary only in the range of ±10 % for 95 % of all RollerDrive used.

