

Diplomová práce

Podvozek mobilní platformy AGV

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Denis Haloun

Vedoucí práce:

doc. Ing. Marcel Horák, Ph.D.

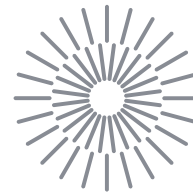
Katedra sklářských strojů a robotiky

Konzultant práce:

Ing. Michal Starý, Ph.D.

Katedra sklářských strojů a robotiky

Liberec 2023



Zadání diplomové práce

Podvozek mobilní platformy AGV

<i>Jméno a příjmení:</i>	Bc. Denis Haloun
<i>Osobní číslo:</i>	S21000236
<i>Studijní program:</i>	N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení
<i>Zadávací katedra:</i>	Katedra sklářských strojů a robotiky
<i>Akademický rok:</i>	2022/2023

Zásady pro vypracování:

Moderním trendem v transportních systémech mezioperační manipulace je aplikace autonomně v prostoru naváděných mobilních robotů (AGV). Výrazným způsobem roste poptávka především po tzv. podjezdových AGV, které umožňují zajistit automatickou přepravu systémových palet mezi skladovacími prostory a výrobní linkou. V teoretické části diplomové práce je cílem realizovat studii současného stavu techniky z pohledu mechaniky (konstrukčního uspořádání), pohonu, bezpečnosti a úrovně řízení. Navazující praktická část bude zahrnovat analýzu technických východisek a provozních parametrů pro následné zpracování koncepce řešení modulární konstrukce podvozku podjezdového systému s funkční nástavbou pro fixaci a uvolňování transportovaných palet.

Úkolem Vaší DP bude:

1. Provést podrobnou rešerši současného stavu techniky v oblasti podjezdových mobilních robotů.
2. Ve variantách realizovat návrh koncepce mechaniky a systému pohonu podvozku mobilní platformy.
3. Pro zvolenou variantu provést dimenzování mechaniky a pohonu, zpracovat 3D počítačový model a výkresovou dokumentaci.
4. Závěrem specifikovat aplikační přínos navrženého řešení.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace
Rozsah pracovní zprávy: 40 – 50 stran textu
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

1. NOVOTNÝ, František a Marcel HORÁK. *Konstrukce robotů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-216-7. Učebnice vysokých škol. Technická univerzita v Liberci.
2. NOVÁK, Petr. *Mobilní roboty: pohony, senzory, řízení*. Praha: BEN – technická literatura, 2005. Robotika. ISBN 80-730-0141-1.
3. HOLLAND, John H. *Designing autonomous mobile robots: [inside the mind of an intelligent machine]*. Amsterdam: Elsevier, 2004. ISBN 0-7506-7683-3.
4. KACHROO, Pushkin a Patricia MELLODGE. *Mobile robotic car design*. New York: McGraw-Hill, 2005. Tab robotics. ISBN 0-07-143870-X.
5. NOVOTNÝ, František a Marcel HORÁK. *Efektory průmyslových robotů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-195-5. Učebnice vysokých škol. Technická univerzita v Liberci.
6. Katalogy renomovaných výrobců pohonů.

Vedoucí práce: doc. Ing. Marcel Horák, Ph.D.
Katedra sklářských strojů a robotiky

Konzultant práce: Ing. Michal Starý, Ph.D.
Katedra sklářských strojů a robotiky

Datum zadání práce: 4. listopadu 2022

Předpokládaný termín odevzdání: 4. května 2024

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Vlastimil Hotař, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 4. listopadu 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Marcelu Horákovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a věcné poznámky týkající se daného tématu. Zároveň bych chtěl poděkovat panu Ing. Michalovi Starému, Ph.D. za ochotu a vstřícnost. Dále mé poděkování patří rodině a kamarádům za podporu během celého studia.

Anotace

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem podvozku mobilní platformy AGV. Teoretická část pojednává o stavu techniky na současném trhu z hlediska řízení, použitých baterií, či navigování vozíku v prostoru a pro příklad jsou uvedeny vybrané modely od předních výrobců AGV. V konstrukční a výpočetní části jsou na základě technického zadání vytvořeny tři konstrukční varianty, kdy nejvhodnější varianta byla vybrána na základě provedené rozhodovací analýzy. Dále je zde proveden návrh pohonu, který je ověřen výpočty. Pro ověření pevnosti navrženého rámu je provedena MKP analýza. Závěr práce obsahuje 3D model sestavy a výkresy vybraných součástí.

Klíčová slova

AGV systémy, AMR, podvozek, mobilní platforma, podjezdový systém, rám

Annotation

The diploma thesis deals with the structural design of the AGV mobile platform chassis. The theoretical part discusses the state of the art on the current market in terms of control, the possibility of used batteries, or the navigation of the cart in space, and selected models from leading AGV manufacturers are presented as an example. In the construction and calculation part, three construction variants are created based on the technical specifications, where the variant was selected based on the decision analysis carried out. Furthermore, the design of the drive is made here, which is verified. An FEM analysis is performed to verify the designed frame. The conclusion of the thesis contains 3D model assemblies and drawings of selected components.

Keywords

AGV systems, AMR, chassis, mobile platform, underpass system, frame.

Obsah

1	Úvod.....	12
2	Automatické dopravní vozíky	13
2.1	Koncepční řešení podvozku.....	14
2.1.1	Podvozek s diferenčním řízením	14
2.1.2	Podvozek řízený smykem.....	15
2.1.3	Ackermannův podvozek.....	16
2.1.4	Podvozek s více stupni volnosti	17
2.1.5	Podvozek s omnikoly	17
2.1.6	Hnací kola	18
2.1.7	Vlečná kola.....	21
2.1.8	Zdvih platformy.....	21
2.2	Bateriové systémy.....	23
2.2.1	AGM akumulátor	23
2.2.2	Gelový akumulátor.....	24
2.2.3	Akumulátor TTPL.....	25
2.2.4	Akumulátor LFP (LiFePO ₄).....	26
2.2.5	Akumulátor LTO.....	27
2.3	Nabíjecí systémy.....	27
2.4	Navádění v prostoru a bezpečnostní prvky.....	31
2.4.1	Shrnutí	36
2.4.2	Bezpečnost AGV	37
3	Výrobci AGV systémů	40
3.1	Asseco CEIT.....	40
3.1.1	Asseco CEIT 1200F	40
3.1.2	Asseco CEIT 1500UDE	41
3.2	MiR.....	42
3.2.1	MiR1350.....	43

3.3	KUKA.....	44
3.3.1	KUKA KMP 1500.....	44
4	Počáteční podmínky	46
5	Konstrukční varianty	47
5.1	Varianta 1 – podvozek s diferenčním řízení	48
5.2	Varianta 2 – podvozek s natáčecími koly	49
5.3	Varianta 3 – podvozek s omni koly	50
5.4	Rozhodovací analýza	51
5.5	Návrh komponent	52
5.5.1	Výpočet pohonu	54
5.5.2	Výpočet akumulátoru	63
5.6	Návrh rámu	64
5.7	Kontrola pevnosti	70
5.7.1	Pevnostní kontrola šroubového spoje.....	70
5.7.2	Pevnostní analýza rámu.....	73
6	Aplikační přínos	75
7	Koncept zakrytování vozíku.....	76
8	Závěr.....	78

Seznam použitých zkratek

Zkratky použité v textu	
AGM	Absorbent Glass Material
AGV	Automaticky naváděný vozík
AMR	Autonomní mobilní robot
BL	Brushless
CAD	Computer Aided Design
CE	Conformité Européenne
DoD	Depth of Discharge
EC	Electronically Commuted
GPS	Global Positioning System
LiDAR	Light Detection and Ranging
LiFePO ₄	Lithium Iron Phosphate
LPR	Local Positioning Radar
LTO	Lithium Titanate
MKP	Metoda konečných prvků
SLAM	Simultaneous Localization And Mapping
TTPL	Thin Plate Pure Lead
VRLA	Valve Regulated Lead Acid

Zkratky použité ve výpočtech		
Výpočet pohonu		
Značka	Název	Jednotka
e	Rameno valivého odporu	[m,mm]
f	součinitel tření	[-]
i	Převodové číslo	[-]
J_a	Moment setrvačnosti pohonu vztažený na výstupní hřídel převodovky	[kg·m ²]
J_H	Moment setrvačnosti hnacího kola	[kg·m ²]
J_L	Moment setrvačnosti zátěže vztažený na výstupní hřídel převodovky	[kg·m ²]
J_M	Moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
$J_{př}$	Moment setrvačnosti převodovky vztažený na vstupní hřídel	[kg·m ²]

m	Hmotnost vozíku	[kg]
M_{k_nom}	Nominální kroutící moment motoru	[Nm]
M_1	Kroutící moment potřebný pro rozjezd	[Nm]
$M_2(M_H)$	Kroutící moment pro překonání pasivních odporů	[Nm]
M_3	Kroutící moment potřebný pro zastavení	[Nm]
$M_{Stř}$	Střední kroutící moment	[Nm]
M_{max}	Maximální kroutící moment bez ztráty trakce	[Nm]
r_H	Poloměr hnacího kola	[m]
r_v	Poloměr vlečného kola	[m]
t_1	Čas rozjezdu	[s]
t_2	Čas rovnoměrného pohybu	[s]
t_3	Čas brždění	[s]
v	Rychlost vozíku	[m/s]
ω	Úhlová rychlost	[rad/s]
Výpočet akumulátoru		
Značka	Název	Jednotka
A	Energie potřebná pro jízdu	[Wh]
C_{aku}	Kapacita akumulátoru	[Ah]
k	Korekční koeficient zahrnující degradaci akumulátoru	[-]
$P_{rozjezd}$	Výkon odebíraný při rozjezdu	[W]
P_{v_konst}	Výkon odebíraný výkon při konstantní rychlosti	[W]
t_j	Čas pohybu	[h]
t_R	Čas rozjezdu a brždění	[h]
U_{aku}	Jmenovité napětí akumulátoru	[V]
η	Účinnost pohonu	[-]
Výpočet šroubového spoje		
Značka	Název	Jednotka
a	Rameno ohybového momentu	[m]
D_p	Střední průměr stykové plochy šroubu a podložky	[m]
d_2	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
f_p	Koeficient tření mezi hlavou šroubu a podložky	[-]
F_1, F_2	Provozní síly vyvolané ve šroubovém spoji	[N]
F_0	Působící síla na šroubový spoj	[N]

F_{OS}	Smyková síla	[N]
F_p	Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	[N]
F_Q	Předpínací síla	[N]
F_{s1}	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	[N]
k_p	Tuhost šroubu	[N/m]
k_s	Tuhost spojovaných součástí	[N/m]
M_O	Ohybový moment	[Nm]
M_u	Utahovací moment	[Nm]
M_{zu}	Odporový moment v závitu	[Nm]
r_1	Vzdálenost síly F_1 od osy x	[m]
r_2	Vzdálenost síly F_2 od osy x	[m]
S_3	Průřez jádra šroubu	[mm ²]
x	Osa relativního otočení	[m]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
ψ	Součinitel přetížitelnosti	[-]
γ	Úhel stoupání střední šroubovice	[°]
φ'_z	Třecí úhel v tečné rovině	[°]
σ_e	Ekvivalentní napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí	[MPa]
τ_k	Smykové napětí	[MPa]

1 Úvod

Skladování materiálu a jeho manipulace dnes představuje velmi komplexní logistický proces s různým stupněm automatizace. V případě, že proces není navržen optimálním způsobem, dochází k provozním komplikacím, které mohou způsobovat výpadky ve výrobě nebo v krajním případě dokonce zastavení výrobní linky.

Automatizace se stále častěji a ve větším měřítku uplatňuje v oblasti mezioperační manipulace. Tento pojem představuje širokou oblast, která představuje manipulaci se zbožím, díly a polotovary ve výrobním podniku v rámci celého technologického procesu. Cílem je zajistit co nejplynulejší tok materiálu skrz celý proces bez nežádoucích prostojů. Dnes se začínají nasazovat tzv. automaticky řízené vozíky, z anglického Automated Guided Vehicle (AGV).

V teoretické části je provedena rešerše současného stavu techniky v oblasti podjezdových mobilních robotů, jako jsou typy používaných kol, způsoby řízení, druhy akumulátorů a způsoby nabíjení akumulátorů. Dále je zde uvedeno několik způsobů navigování vozíku v prostoru a stručně shrnuty bezpečnostní prvky, jakými by měl být vozík vybaven.

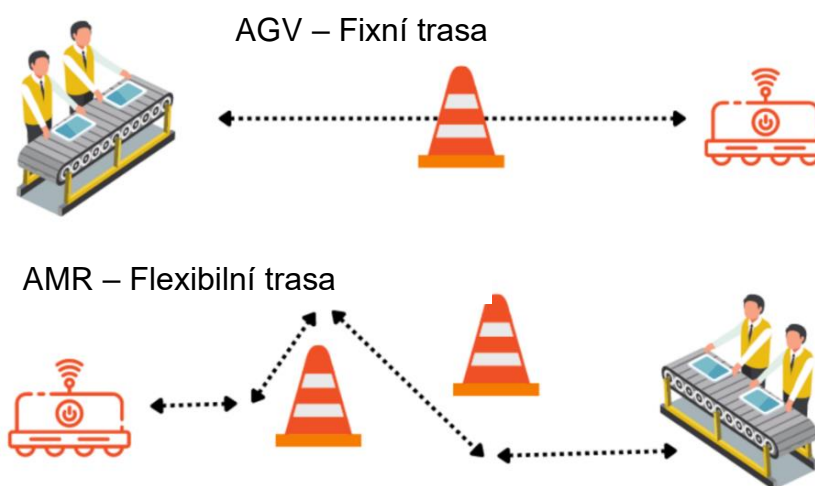
Praktická část se zabývá konstrukcí vozíku. Uvedeno je několik variant lišících se zejména způsobem řízení vozíku a typem použitých hnaných, případně vlečných kol. Následně je provedena rozhodovací analýza, ze které vzešla varianta nejvíce vyhovující vytvořenému technickému zadání. Pro ověření pevnosti navržené konstrukce rámu je provedena MKP analýza. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace vybraných součástí.

V závěru práce je specifikován aplikační přínos navrženého řešení.

2 Automatické dopravní vozíky

Kapitola stručně popisuje rozdíl mezi AGV a AMR, zmiňuje možné způsoby designu podvozků zejména podle typu a počtu použitých kol, popisuje možné způsoby zdvihu platformy podjezdových AGV, zmiňuje typy akumulátorů, jejich výhody a nevýhody. Dále jsou zde popsány možnosti navigování vozíku v prostoru a typy používaných bezpečnostních prvků.

V současné době při výběru vhodného řešení pro automatizaci manipulace s materiálem je možné se rozhodovat mezi dvěma druhy podjezdovými systémy, AGV (Automated Guided Vehicle) a AMR (Autonomous Mobile Robots). Jsou si velmi podobné, systém AMR nabízí vyšší stupeň autonomního řízení. Na obr. 1 je znázorněn rozdíl mezi oběma typy, kdy AMR systém je schopen reagovat na překážku vyskytující se v definované trase, AGV nikoliv. Na první pohled jsou jednotlivé typy od sebe těžko rozeznatelné. [1].



Obr. 1 AGV vs AMR [37]

Porovnání AGV vs AMR [2]:

- AGV je řízeno pevnou trasou, v případě zaznamenání překážky je nutný zásah operátora, kdežto AMR je schopno se řídit flexibilní trasou a pružně reagovat na nečekané překážky (např. je objet), AMR je vybaveno volným navigačním systémem;
- přeprogramování nové trasy je v případě AMR mnohem snazší;
- v případě rozšíření plochy obslužnosti je v případě AGV nutnost určitá investice (velikost záleží na použité navigaci), v případě AMR stačí pouze naskenovat nové prostředí.

Z následujícího porovnání vychází najevo, že AMR systém nabízí větší flexibilitu oproti AGV, pořizovací náklady jsou ale vyšší.

2.1 Konceptní řešení podvozku

V jednotlivých podkapitolách jsou popsány dílčí oblasti. Podkapitoly 2.1.1 až 2.1.5 jsou zaměřeny na typ podvozku a možnosti řízení vozíku, jakým způsobem dochází ke změně směru vozíku, počtu a typu použitých kol a jejich rozmístění. U každé varianty jsou shrnuty výhody a nevýhody daného řešení.

Vývoj probíhá také v oblasti hnacích či vlečných kol, kdy současná řešení umožňují do dané konstrukce vozíku aplikovat např. natáčecí odpružená hnací kola. Podkapitoly 2.1.6 a 2.1.7 shrnují současné možnosti a jaké jsou výhody daného řešení.

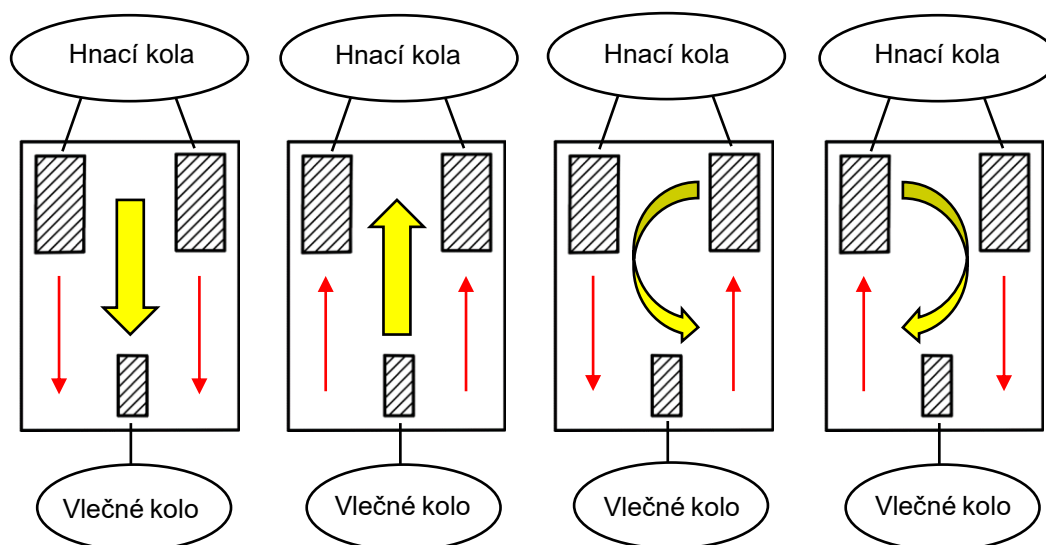
Důležitou komponentou AGV jsou akumulátory. Výběr do značné míry závisí na použitém způsobu nabíjení. V případě nevhodně zvoleného akumulátoru může dojít k nadměrné degradaci akumulátoru způsobené nevhodným nabíjením. Důsledkem je prodloužení nabíjecích časů, což snižuje efektivitu daného systému a obecně je snaha tyto časy co nejvíce zkracovat. Tato tematika je shrnuta v podkapitolách 2.2 až 2.3, kde jsou popsány nejvíce používané typy akumulátorů v AGV a způsoby jejich nabíjení.

V podkapitole 2.4 je stručně popsána problematika navigování vozíku v prostoru. V současné době existuje řada způsobů zajištění optimálního navádění v prostoru. Nejprve je nutné si určit kde bude vozík operovat a následně vybrat vhodný způsob navádění. Systémy disponují různou přesností navádění a v provozech, kde jsou přepravní uličky úzké, může nastat problém. Dále jsou zde zmíněny bezpečnostní prvky, které musí AGV obsahovat.

2.1.1 Podvozek s diferenčním řízením

Jedná se o nejběžnější typ podvozku kolových robotů. Roboty opatřené tímto podvozkem disponují dvěma nezávisle na sobě hnacími koly (na obr. 2 jsou umístěné v zadní části konstrukce) a jedním vlečným, které se může libovolně otáčet do všech směrů. Tyto systémy běžně obsahují až šestici kol, kdy dvě jsou hnací a čtyři vlečná (2A+4P). Princip řízení je založen na rozdílných otáčkách hnacích kol, čímž následně dochází ke změně směru v prostoru [3]. Princip je znázorněn na obr. 2. Pokud mají obě kola stejné obvodové rychlosti a otáčejí se ve stejném smyslu, robot se pohybuje vpřed, anebo vzad. V případě, že se kola otáčejí různou obvodovou rychlostí, ale vůči sobě v opačném směru, otáčí se robot kolem svislé osy, což je jeho hlavní výhoda. Poloměr otáčení je v takovém případě roven nule. Další výhodou je celková jednoduchost konstrukce [4].

Mezi nevýhody patří složitější dosažení jízdy v přímém směru. Vlivem nestejných úhlových rychlostí obou kol (zejména při použití dvou stejnosměrných motorů) dochází k vychýlení vozíku při jízdě v přímém směru. Tento problém je možné vyřešit aplikováním snímače otáček či zpětnovazebného řízení. [4].

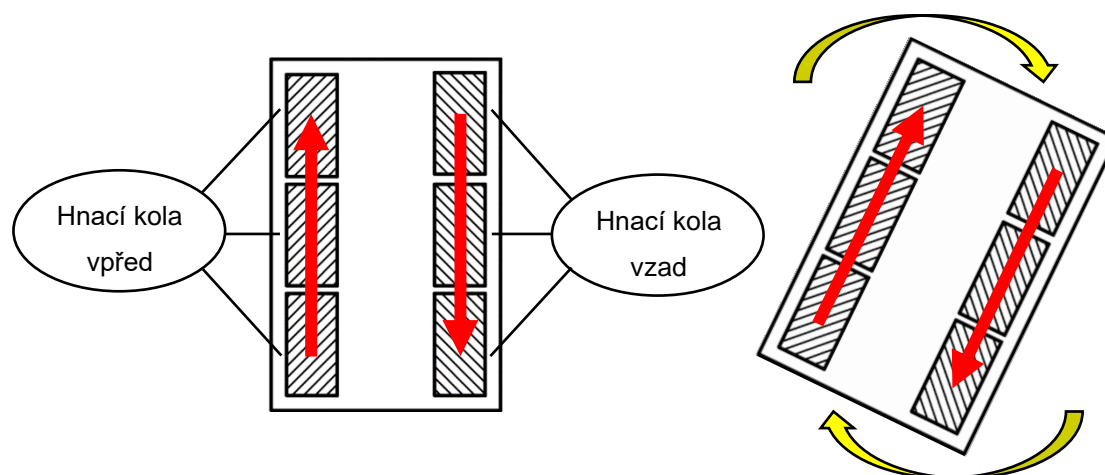


Obr. 2 Podvozek s diferenčním řízením

2.1.2 Podvozek řízený smykem

Svým principem je totožný s podvozkem s diferenčním způsobem řízení. Při zatačení se jedna strana kol otáčí rozdílnou rychlostí v opačném směru než ta druhá, což má za následek otáčení robotu (obr. 3) [4]. Použita jsou pouze hnací kola, jedna strana obsahuje minimálně 3 kola. Tímto způsobem jsou řízeny např. buldozery, vojenské nosiče (odminování, průzkum terénu) či hasičská technika (manipulace s nebezpečnými předměty) [3] [5].

Jelikož tento systém je téměř identický s diferenčním řízením, má také stejné výhody, např. jednoduchost mechanické konstrukce, nebo nulový poloměr otáčení. Z důvodu absence vlečného kola v konstrukci, dochází k eliminaci problémů spojených s těmito koly [3].

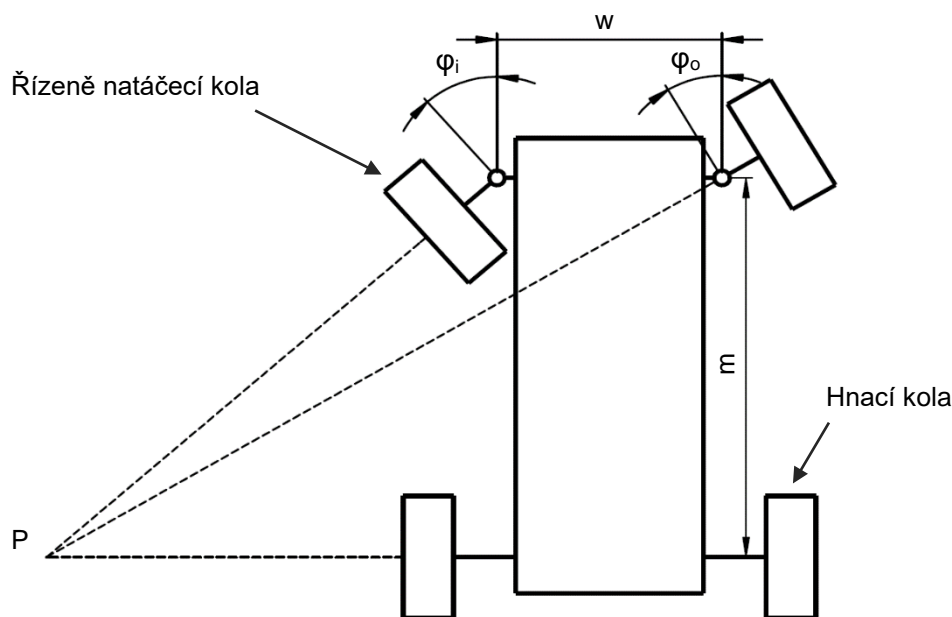


Obr. 3 Podvozek řízený smykem

Mezi nevýhody patří zvýšené opotřebení pneumatik, zvýšená energetická náročnost a v případě použití u robotů zde vzniká negativní dopad na odometrii. Kola, která se smýkají, nesnímají přesný pohyb robotu jako celku a data ze snímačů jsou tak nepřesná. Tato data jsou následně využívána pro určení polohy v prostoru. Tento způsob řízení tedy není využíván v aplikacích, kde je kladen důraz na vysokou přesnost polohování. Je nutné použít jinou metodu sebelokalizace [6].

2.1.3 Ackermannův podvozek

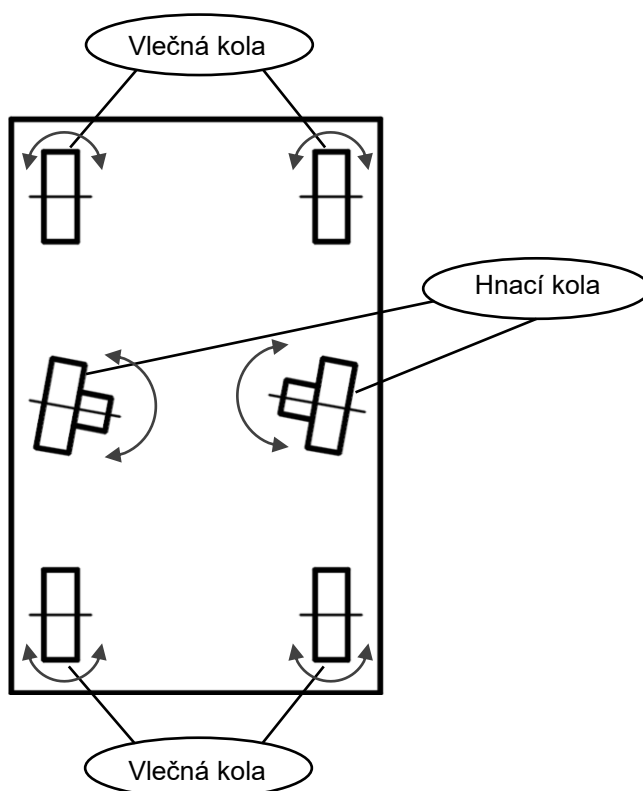
Typ podvozku, který je v případě čtyřkolového uspořádání velmi podobný s podvozkem použitý u osobních či nákladních automobilů. Nejpoužívanější konfigurace je s řízeně natáčenými předními koly a hnacími zadními koly. Pro pohyb vozíku vpřed a vzad je zapotřebí pouze jeden elektromotor, druhý elektromotor uložený na přední nápravě se stará o zatáčení. Pro zajištění optimálních pohybových vlastností jsou velmi často hnací obě zadní kola (s použitím diferenciálu). Situace při průjezdu zatáčkou je patrná z obr. 4, kde vnitřní kolo svírá se svislicí větší úhel než kolo vnější ($\varphi_i > \varphi_o$) [3]. Díky tomu nedochází ke smýkání vnitřního kola. Pro zajištění takového chování je nutné splnit několik geometrických podmínek, např. střed otáčení vozidla musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy (obr. 4). Výhodou tohoto řešení je zvýšená stabilita, lepší trakce a menší spotřeba elektrické energie. Tento způsob je velmi často použit u rychle se pohybujících venkovních vozíků operujících na velkém prostoru, kde jsou využity přednosti tohoto řešení. Nevýhodou je poměrně složitější konstrukce a neschopnost otočit se na místě (poloměr otáčení není nulový) [7].



Obr. 4 Čtyřkolová koncepce Ackermannova podvozku [7]

2.1.4 Podvozek s více stupni volnosti

Tento způsob řízení disponuje celkově šesti koly. Dvě natáčecí hnací kola jsou umístěna uprostřed konstrukce, zbylá jsou kola vlečná nacházející se v rozích konstrukce (obr. 5). Robot s tímto řízením dokáže libovolně natáčet hnací kola, což mu umožňuje operovat i na velmi malém pracovním prostoru. Manévrovatelnost je na vysoké úrovni, otáčení kolem své osy je prováděno na nulovém poloměru otáčení. Další výhodou je vysoká únosnost a stabilita. Nevýhoda tohoto systému je vyšší cena z důvodu použití drahých hnacích kol, větší rozměry konstrukce a problém se správným ustavením [3].

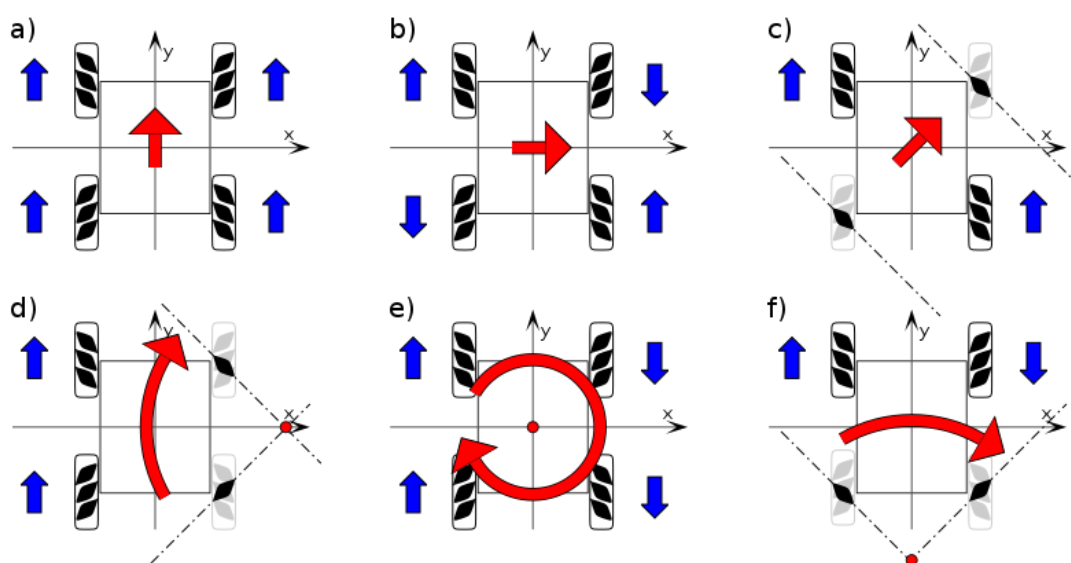


Obr. 5 Podvozek s více stupni volnosti

2.1.5 Podvozek s omnikoly

Jedná se o zvláštní skupinu systému řízení, která je nejčastěji tvořena tříkolovými či čtyřkolovými podvozky vybavenými všesměrovými koly, tzv omni koly. Systém vybaven těmito koly je schopen se volně pohybovat ve všech směrech, což mu dovoluje operovat na velmi malém pracovním prostoru. Umožňují otáčení s nulovým poloměrem a realizaci velmi rychlých pohybů v pravoúhlé síti. Nevýhodou je poměrně vysoká cena kol (důsledkem vysokých požadavků na přesnost výroby) a nulová schopnost překonávání překážek. Vyžadují velmi kvalitní povrch, po kterém se budou pohybovat. Jsou vhodné pro použití pouze ve vnitřních prostorech [4] [8] [9].

Možnosti pohybu vozíku jsou znázorněny na obr. 6. V případě, že se všechna kola otáčejí ve stejném směru, vozík se pohybuje buďto v přímém směru (obr. 6a), anebo se pohybuje vzad. Pokud se úhlopříčně umístěná kola otáčejí stejným směrem, vozík se pohybuje do strany (obr. 6b). V případě otáčení pouze kol umístěných na úhlopříčce vozík koná pohyb svírající úhel 45° s vodorovnou osou (obr. 6c). Pokud se kola umístěná na stranách vůči sobě otáčejí opačným směrem otáčení, vozík se otáčí kolem své svislé osy (obr. 6e). K otáčení s nenulovým poloměrem dochází v případě otáčení dvojice kol umístěných na stranách, či z čel (obr. 6d, f).



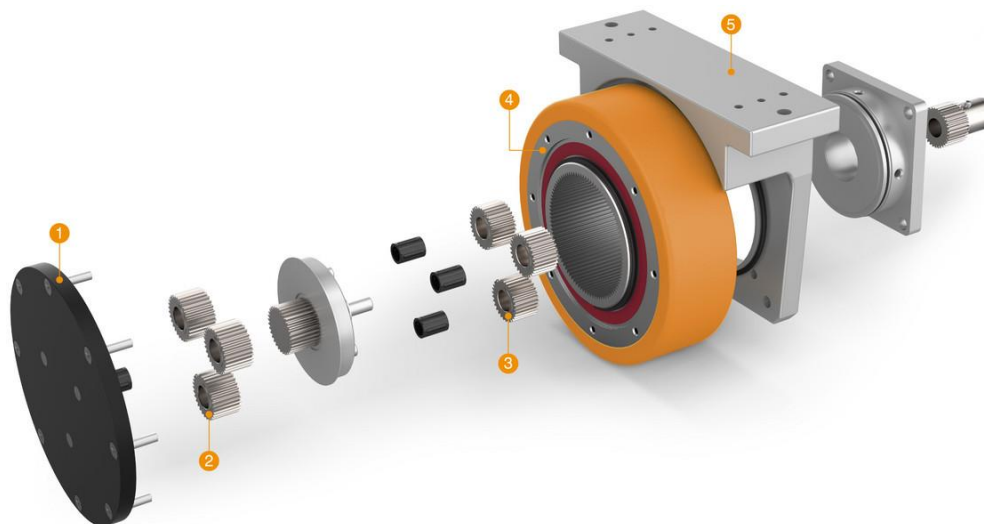
Obr. 6 Podvozek s omni koly [38]

2.1.6 Hnací kola

V dnešní době se používají zejména elektricky poháněná kola. Je to z důvodu vysoké efektivity, nízkého nároku na zástavbový prostor, možnosti zpětnovazebného řízení, vysokého měrného výkonu, ale hlavně mohou být napájené přímo z akumulátoru AGV. Výrobci používají moderní EC motory (Electronically Commuted), známé také pod zkratkou BL motory (Brushless motors), které vynikají svou životností, momentovou charakteristikou a energetickou efektivitou [4].

Stejnoseměrný EC motor obvykle pracuje na relativně vysokých otáčkách při nízkém nominálním momentu, což je pro pohon AGV nevýhodné. Řešením je použití převodovky [4]. Často používaná převodovka v těchto aplikacích je planetová převodovka. Mezi její výhody patří vysoká účinnost, kompaktní konstrukce a nízká hlučnost. Převodovka bývá buďto separátně připevněna na přírubu motoru, anebo je přímo integrovaná v kole.

V případě integrace převodovky přímo do kola (obr. 7) se sestava stává kompaktnější a zmenšuje se tím potřebný zástavbový prostor. Disk kola bývá vyroben z litiny, nebo ze slitiny hliníku. Plášť bývá vyroben z polyuretanu, který disponuje požadovanými vlastnostmi (malé rameno valivého odporu, vysoká otěruvzdornost).



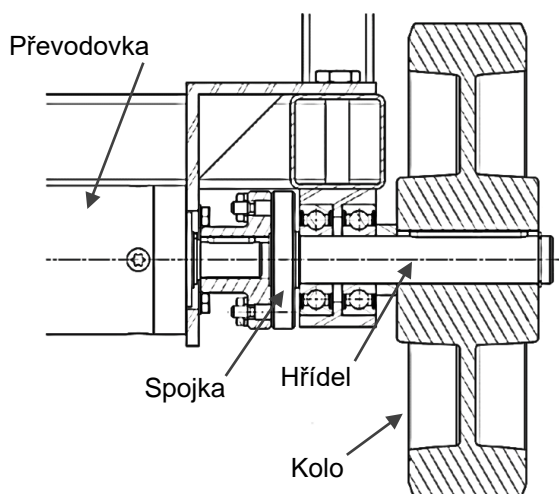
Obr. 7 AGV hnací kolo s integrovanou planetovou převodovkou [39]

Na obr. 7 je znázorněno řešení planetové převodovky integrované v kole. Pozice (1) je unašeč satelitů druhého převodového stupně, pozice (2) představuje satelity druhého převodového stupně, satelity prvního převodového stupně jsou zobrazeny na pozici (3), pozice (4) představuje korunové kolo a pozice (5) je držák kola.

Jedna z možností je přenesení výkonu z hřídele převodovky na kolo (obr. 8) prostřednictvím spojení hřídel – náboj. V hřídeli je vyfrézovaná drážka s patřičnými tolerancemi, ve které je zalisované pero. Tento způsob se používá v aplikacích, kde není vyžadována vysoká kompaktnost celého systému. Celá sestava se uloží do rámu vozíku s potřebnou robustností a přesností. Možné uložení je znázorněno na obr. 9.



Obr. 8 AGV kola [40]



Obr. 9 Uložení sestavy motor-převodovka-náboj-kolo [3]

Další možností je použití natáčecích kol. Tato kola jsou používána např. u robotů s více stupni volnosti. Výsledný systém vyniká dobrou schopností manévrování, a jelikož jsou kola opatřena enkodéry, jsou také velice přesná. Na obr. 10 je uveden set, který je možné zakoupit.

Set obsahuje všechny potřebné díly včetně elektroniky, brzdy a senzorů (jeden pro motor sloužící k natáčení kola a druhý pro hnací motor). Komponentu stačí vhodně uložit do rámu vozíku a patřičně zapojit.



Obr. 10 Natáčecí AGV kolo [41]

AGV systémy obecně disponují velmi malou schopností překonávat nerovnosti. Pro tento důvod se začínají na trhu objevovat odpružená kola (obr. 11), která tuto vlastnost částečně eliminují. Stále by však podlaha, po které se bude AGV pohybovat, měla dosahovat co nejvyšší kvality (zbavená nečistot, bez nerovností). Pracuje na stejném principu jako natáčecí kolo, navíc je odpružené.



Obr. 11 Odpružené natáčecí kolo [42]

2.1.7 Vlečná kola

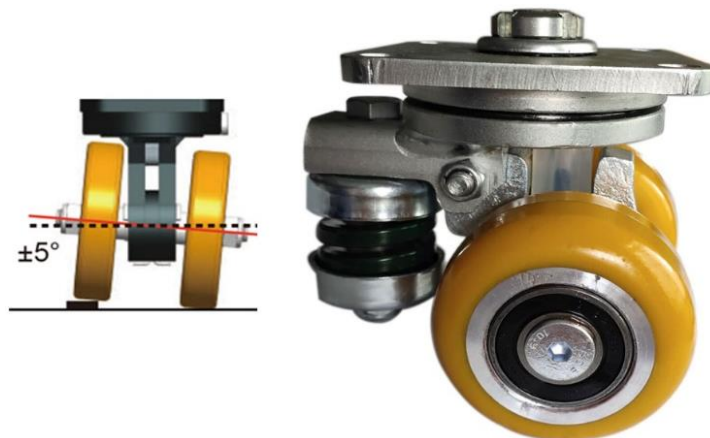
V některých systémech se vyskytují také tzv. vlečná kola. Nedisponují žádným pohonem a pouze poskytují danému systému potřebnou oporu a stabilitu. Jsou uložena na kuličkovém ložisku a mohou se volně otáčet kolem své osy v rozmezí 0–360°. Obvykle bývají vyrobeny z oceli či litiny a plášť je z polyuretanu.

Na trhu existují dvě odlišná konstrukční řešení těchto kol. První řešení je konstrukčně jednoduché (obr. 12), skládá se z několika dílů obsahujících axiální ložiska dovolujících otáčivý pohyb. Jedná se o základní řešení vlečných kol.

Druhé řešení je podstatně složitější (obr. 13). Konstrukce dovoluje vykompenzovat určité nerovnosti na podlaze. Maximální úhel náklonu vodorovné osy koly bývá $\pm 5^\circ$, což v některých situacích může být zcela zásadní pro zajištění bezproblémového průjezdu danou situací. Dané řešení také disponuje odpružením ve svislém směru, což zvyšuje schopnost překonávání nerovností na podlaze.



Obr. 12 Pevné otočné vlečné kolo [43]



Obr. 13 Otočné odpružené vlečné kolo [43]

2.1.8 Zdvih platformy

U podjezdových AGV je velmi důležitý zdvihový systém platformy. Systémové palety mají definované zdvihové body, na které podjezdové AGV přijede, pomocí hydraulického nebo elektrického systému dojde k nadzdvihnutí palety a vozík ji přepraví na dané místo.

Jak již bylo zmíněno v textu výše, zdvih platformy může být prováděn elektricky nebo hydraulicky. Pneumatický systém se zde nepoužívá z důvodu stlačitelnosti vzdušiny a tím velké poddajnosti pohonů. Také je problém se zdrojem tlakového vzduchu.

V současné době je elektrické řešení zdvihu platformy podjezdových AGV nejčastější. Elektrický systém se skládá z lineárního aktuátoru a elektricky poháněného motoru. Uvnitř aktuátoru dochází k neidentické transformaci rotačního pohybu na pohyb lineární prostřednictvím kuličkového šroubu. Motor je možné na aktuátor připevnit osově, nebo podélně. Díky podélnému spojení se výrazně zmenší délka sestavy ve směru osy aktuátoru, čímž se sestava stává kompaktnější. Výhodou elektrického řešení je přesné vedení bez vůlí, vysoká tuhost a vysoká energetická efektivita.

Zdvih platformy pomocí hydraulického systému je v dnešní době na ústupu. Elektrický systém zdvihu dosáhl takových vlastností, že není důvod pro nasazení hydraulického systému. Tuhost a přesnost vedení je velmi podobná. Hydraulický systém se skládá z hydraulického válce, rozváděče, hydraulického čerpadla a hydraulického vedení v podobě tlakových hadic. Velkou nevýhodou hydraulického systému je nutnost přeměny elektrické energie na tlakovou, což snižuje energetickou účinnost. Zároveň hrozí porušení tlakových hadic a následné vytečení hydraulické kapaliny.

Z hlediska bezpečnosti je důležité, aby byla zajištěna poloha v době zdvižené platformy. Moderní elektrické motory ve své konstrukci obsahují velmi často brzdu, která brání otočení hřídele motoru. Pokud použitý motor brzdu neobsahuje, je možné ji pořídit separátně a osadit na daný motor (brzda a motor musí být kompatibilní). V případě hydraulického systému je vysunutá poloha zajištěna hydraulickým zámkem. Pohony jsou opatřeny dvojicí senzorů signalizujících stav polohy pístnice (pístnice v dolní poloze, horní, mezi poloha).

2.2 Bateriové systémy

Na trhu existuje velké množství typů akumulátorů, v současné době výrobci AGV používají zejména lithium-iontové akumulátory, konkrétně následující [10]:

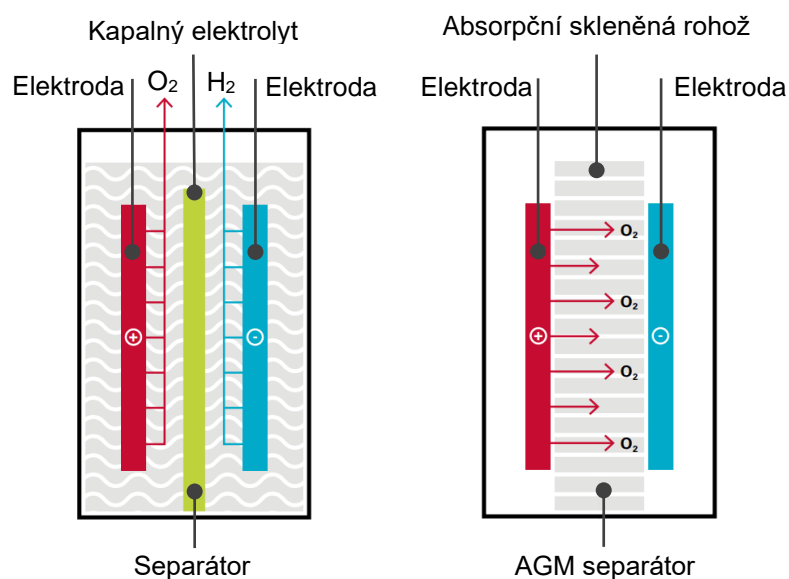
- LiFePO_4 – LFP (lithium železo fosfátové),
- LTO (lithium titanátové).

Akumulátory jsou navrženy na cyklický provoz a hluboké vybíjení. Nabíjecí cykly jsou v řádech tisíců. Jsou schopny pracovat ve velkém rozsahu provozních teplot od -10° do 55°C a mají velmi dobrou tepelnou a chemickou odolnost. Disponují vysokou účinností, která dosahuje 95 % (v případě gelových a olovených účinnost dosahuje přibližně 85 %). Velmi často se pro nabíjení akumulátorů v AGV používá bezkontaktních systémů, kdy právě akumulátory lithiového typu vyhovují nejvíce [11].

Velká nevýhoda lithium-iontových akumulátorů je cena, která brání širokému nasazení. V aplikacích, kde zachování nízké ceny je jeden z hlavních parametrů, není možné osadit systém těmito akumulátory. Z toho důvodu se pro cenově dostupnější řešení používají olovené akumulátory (AGM, GEL, TTPL). Kapitola stručně popisuje vlastnosti jednotlivých typů akumulátorů.

2.2.1 AGM akumulátor

Principem se jedná o olovený akumulátor, ale mezi elektrodami je tzv. absorpční skleněná rohož (AGM), která je napuštěná elektrolytem v podobě naředěného roztoku kyseliny sírové. Rozdíl mezi AGM akumulátorem a oloveným akumulátorem s kapalným elektrolytem je patrný na obr.14 [12].



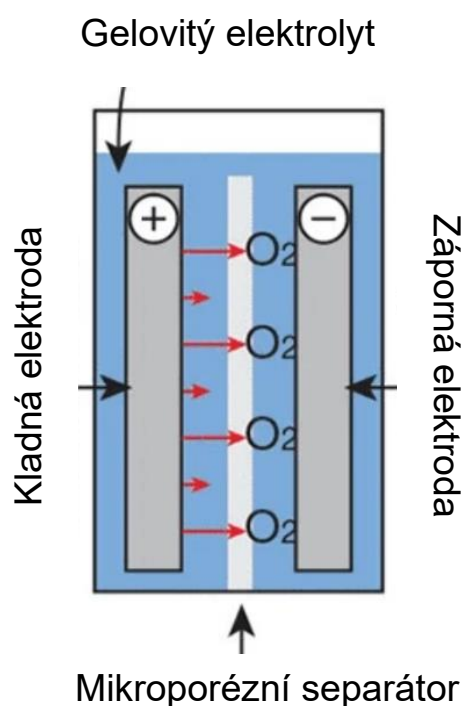
Obr. 14 Konvenční olovnatý akumulátor/AGM akumulátor [14]

AGM akumulátory spadají do kategorie VRLA (Valve Regulated Lead Acid) [13]. Jsou to ventilem řízené akumulátory, kde je výrazně omezeno vytváření plynů, čímž nedochází k odpařování elektrolytu a není zapotřebí dolévání destilovanou vodou. Jsou tedy bezúdržbové. Na obalu akumulátoru jsou přítomny tlakové ventilkky, které v případě nesprávného nabíjení, kdy se uvnitř začne tvořit vodní pára, upustí případný přetlak a předejde se riziku exploze [12].

Oproti klasickým oloveným akumulátorům netrpí tolik samovybíjením, umožňují nabíjení vyššími proudy, odolávají cyklickému provozu a umožňují krátkodobý vysoký výstupní výkon. Jsou odolné vůči sulfataci elektrod. Nevýhodou je jejich vyšší cena, po čase se výrazněji snižuje jejich kapacita a jsou citlivé na přebíjení [14].

2.2.2 Gelový akumulátor

Koncepčně se jedná o olovený akumulátor. Dvě elektrody jsou ponořené v elektrolytu. Elektrolyt není kapalný, ale přidáním oxidu křemičitého je převeden do gelovitého stavu. Schéma akumulátoru je znázorněno na obr. 15. Gelové akumulátory spadají do kategorie VRLA, tudíž jsou bezúdržbové [15].



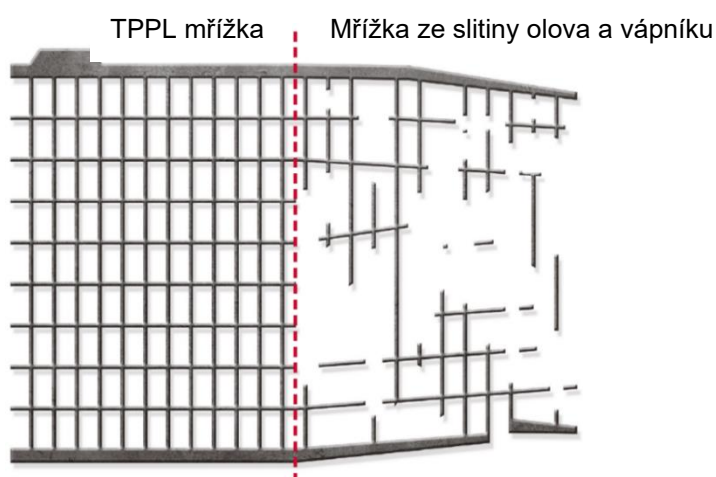
Obr. 15 GEL akumulátor [44]

Gelové akumulátory odolávají cyklickému zatížení lépe než AGM akumulátory, odolávají hlubokému vybíjení, jsou schopny pracovat v jakékoliv poloze (díky gelu), nepřehřívají se a jsou velmi bezpečné. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena, nižší měrná hustota energie, potřeba speciální nabíječky (nižší nabíjecí napětí), a skutečnost, že v případě působení vysokých teplot hrozí ztvrdnutí gelu a odtržení od elektrod [12].

2.2.3 Akumulátor TTPL

Akumulátory TTPL (Thin Plate Pure Lead) jsou novým typem AGM akumulátorů. Jedná se stále o olověný akumulátor a principem je velmi podobný AGM akumulátoru. Uvnitř konstrukce jsou velmi tenké elektrody olova, které mají zhruba čtvrtinovou tloušťku oproti elektrodám v akumulátorech s konvenčním designem. Díky menší tloušťce elektrod je možné zvýšit počet elektrod ve stejném prostoru, což znamená větší reaktivní plochu a menší vnitřní odpor [14].

Elektrolyt je zředěný roztok kyseliny sírové, ve kterém jsou elektrody ponořeny. Materiál elektrod použitý v konvenčních akumulátorech není chemicky odolný vůči danému elektrolytu a elektrody podléhají korozi. Jelikož jsou elektrody použité v TTPL akumulátorech velmi tenké, je zapotřebí použití chemicky velmi čistého olova, které je odolné vůči tomuto prostředí a nedochází k rozpadu elektrod. Na obr. 16 jsou vyobrazeny dvě elektrody o stejné tloušťce lišící se materiálem. Mřížka vyrobená z vysoce čistého olova nepodléhá korozi (vlevo), kdežto mřížka vyrobená ze slitiny olova a vápníku podléhá destrukci (vpravo) [14] [16].



Obr. 16 Porovnání elektrod čistého olova a slitiny olova s vápníkem [14]

Velmi často jsou porovnávány s lithiovými akumulátory, což z hlediska použití rozdílných technologií nelze. TTPL akumulátory jsou při porovnání s lithiovými akumulátory téměř ve všech aspektech horší. Snesou menší počet nabíjecích cyklů, pomaleji se nabíjejí, pokud není dokončeno nabíjení do maximálního stavu, dochází ke snížení kapacity (paměťový efekt). TTPL akumulátory musí disponovat dvojnásobkem nominální hodnoty kapacity, aby při stejném zatížení disponovaly stejnou dobou provozu jako lithiové akumulátory [17].

V porovnání s ostatními olověnými akumulátory však vynikají možností nabíjení vysokými proudy, dlouhou životností, hlubokého vybití a použitím v širším intervalu teplot [14].

2.2.4 Akumulátor LFP (LiFePO₄)

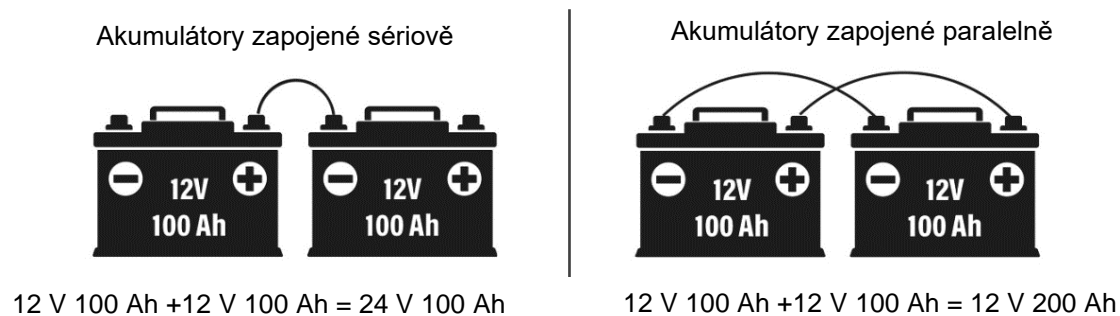
V akumulátorech LiFePO₄ se využívá vysoké chemické reaktivity lithia. Anody jsou tvořené z grafitu a katody z fosfátové soli železa a lithia. Tato technologie byla vynalezena již v roce 1996, kdy ji vynalezl americký vědec John Bannister Goodenough [18]. V současné době se akumulátory LFP začínají používat i pro širší komerční použití (elektromobily, fotovoltaika, malé lodě). Velká výhoda těchto akumulátorů je fakt, že stárnou lineárně, kdežto např. u olověných akumulátorů po překročení 1500 nabíjecích cyklů se kapacita rychle snižuje. Zároveň mají vysokou energetickou hustotu [19].

LFP akumulátory jsou citlivé na přebíjení. Každý článek obsahuje tzv. balancovací moduly, které korigují stejnoměrné nabíjení jednotlivých modulů. Balancování existuje dvojího typu, pasivní a aktivní. Při pasivním balancování se elektronicky kontroluje napětí článku a v případě dokončení nabíjení se nabíjecí proud mění na teplo v odporech. Aktivní balancování je v tomto ohledu energeticky efektivnější, systém porovnává nabití jednotlivých článků a energii více nabitých předává těm méně nabitým [20].

Níže je uveden výčet LFP vlastností [21]:

- ideální pro nepřetržitý provoz,
- kapacita 21 Ah, napětí 25,6 V, nabíjecí proud max. 42 A,
- až 20 akumulátorů na systém,
- počet nabíjecích cyklů < 7500,
- nabíjení z 0 % do 100 % v nejrychlejším režimu přibližně 30 min.

Jak je uvedeno výše, pro jeden systém je možno použít až 20 baterií. Zapojeny mohou být sériově, nebo paralelně (obr. 17). V případě zapojení do série disponuje systém vyšším výstupním napětím, v případě zapojení paralelně je získána vyšší kapacita.



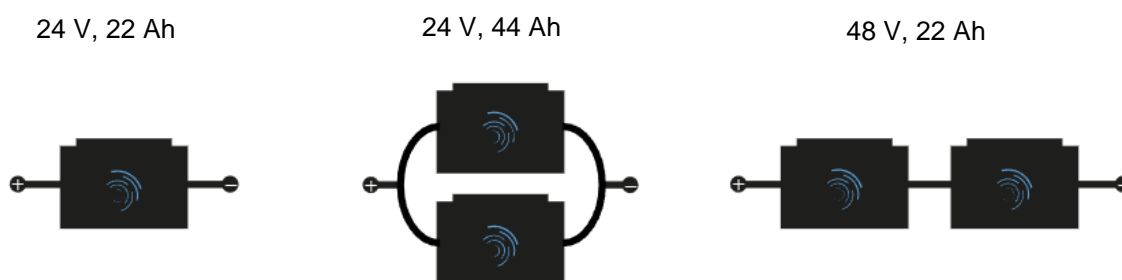
Obr. 17 Typy zapojení LFP [45]

2.2.5 Akumulátor LTO

Anoda je tvořena sloučeninou z oxidu lithného a oxidu titaničitého. LTO akumulátory nejsou velmi rozšířené, tvoří pouhých 3 % tržního podílu. Velkou výhodou těchto baterií je možnost nabíjení/vybíjení vysokými proudy, dlouhá životnost (minimálně 10000 cyklů) a velký rozptyl pracovních teplot. Konstruktivním řešením je zároveň zajištěna vysoká bezpečnost, jelikož nehrozí zkrat a následný požár. Nevýhodou těchto akumulátorů je nízká energetická hustota a vysoká cena [22] [23].

Níže je uveden výčet LTO vlastností [21]:

- ideální pro nepřetržitý provoz,
- kapacita 22 Ah, napětí 25,3 V, nabíjecí proud max. 125 A,
- maximálně 2 akumulátory na systém,
- počet nabíjecích cyklů < 17000,
- nabíjení z 0 % do 100 % trvá přibližně 12 minut.

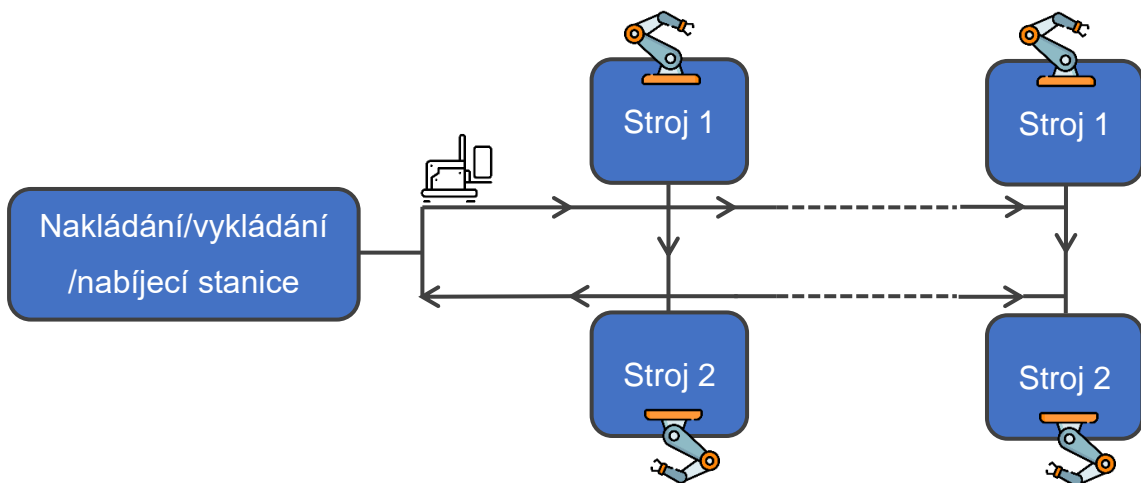


Obr. 18 Zapojení LTO akumulátorů – samostatně/paralelně/sériově [21]

2.3 Nabíjecí systémy

Zvolení správné strategie nabíjení zásadně ovlivňuje celkovou efektivitu systému. Pokud je zvolena nevyhovující strategie pro daný provoz, mohou se objevit prodlevy v zásobování polotovarů, zpožděný převoz výrobků z jedné výrobní linky na druhou atp.

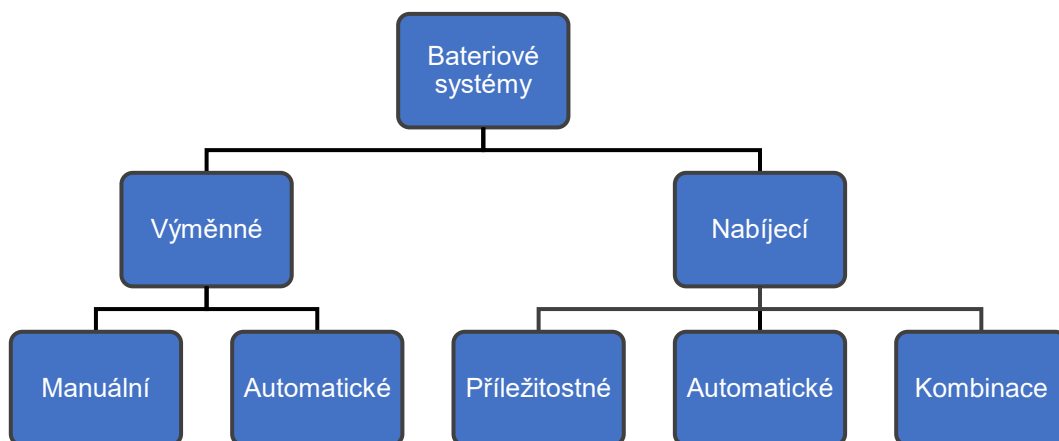
Pro správné určení nabíjecí strategie je nejprve nutné stanovit požadavky a cíle, kterých má systém dosáhnout a v závislosti na nich vybrat nabíjecí strategii. Při výběru strategie je důležité pamatovat na akumulátor obsažený v AGV, použitím nevhodného nabíjení daného akumulátoru může dojít k jeho poškození, či urychlení degradace.



Obr. 19 Pracovní schéma AGV [24]

Obrázek 19 zobrazuje typické pracovní schéma AGV. Dostatečně nabité AGV vyjede z parkovací/dokovací stanice, obslouží potřebné množství zařízení/linek (kde se mohou vyskytovat dobíjecí stanice) a vrací se zpět do parkovací stanice. Zde se podle algoritmu v závislosti na stavu nabití akumulátoru a typu nabíjecí strategie provede požadovaná akce [24].

Na obr. 20 jsou znázorněny dnešní možnosti nabíjecích strategií [24]:



Obr. 20 Bateriové systémy [24]

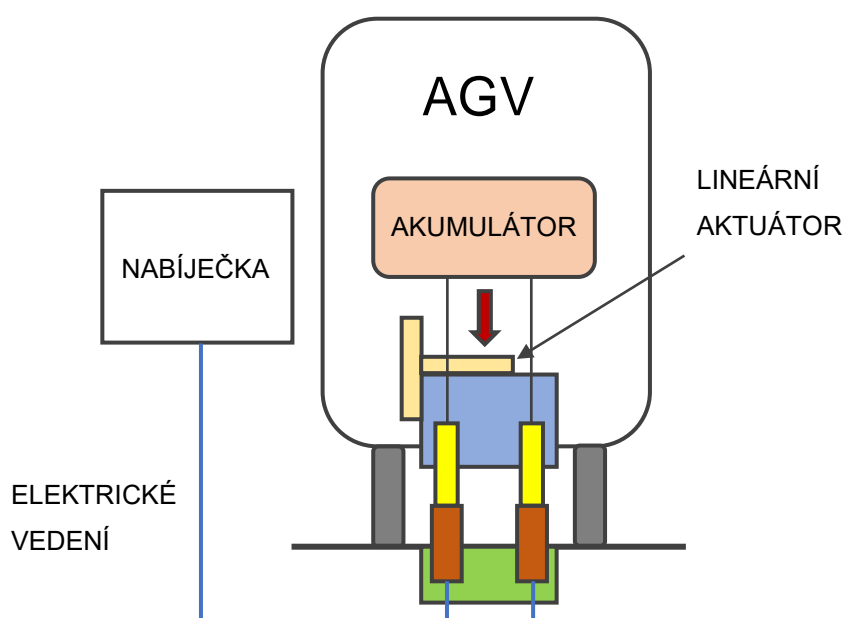
V zásadě se systémy dělí na dva typy. Buďto se akumulátor z AGV vyjme (automaticky, nebo operátor ručně) a vymění se za nabitý akumulátor, a nebo akumulátor zůstane na svém místě a dojde k nabití prostředním kontaktní či bezkontaktní technologie nabíjení [25].

V případě výměny akumulátoru jsou používány levnější akumulátory (GEL, AGM). Mezi výhody se řadí fakt, že AGV může pracovat téměř bez přestávek (výměna akumulátoru trvá přibližně 2–3 minuty), tudíž na pracovišti může operovat nižší počet AGV. Vozíky bez možnosti nabíjení jsou levnější z důvodu absence elektroniky potřebné pro nabíjení. Mají ale i nevýhody v podobě nutnosti druhého akumulátoru. V případě manuální výměny ji musí provést operátor, tím pádem proces není automatizovaný (alternativou je automatický výměnný systém, který je ale velmi drahý) [25].

Druhou možností je použití nabíjecích systémů, kontaktních nebo bezkontaktních. V případě aplikování nabíjecí strategie jsou obvykle nasazovány akumulátory typu TPPL, LFP či LTO [10].

Starší ze systémů je kontaktní způsob nabíjení. Na obr. 21 je znázorněn princip daného nabíjení. Na spodní části vozíku jsou nainstalované vodivé měděné kontakty, kterými AGV najede na protikus v podobě měděných destiček umístěných v podlaze. Pokud jsou všechny podmínky splněny (kontakty se úplně dotýkají, vozík je správně orientován vůči kontaktům), započne proces nabíjení [25].

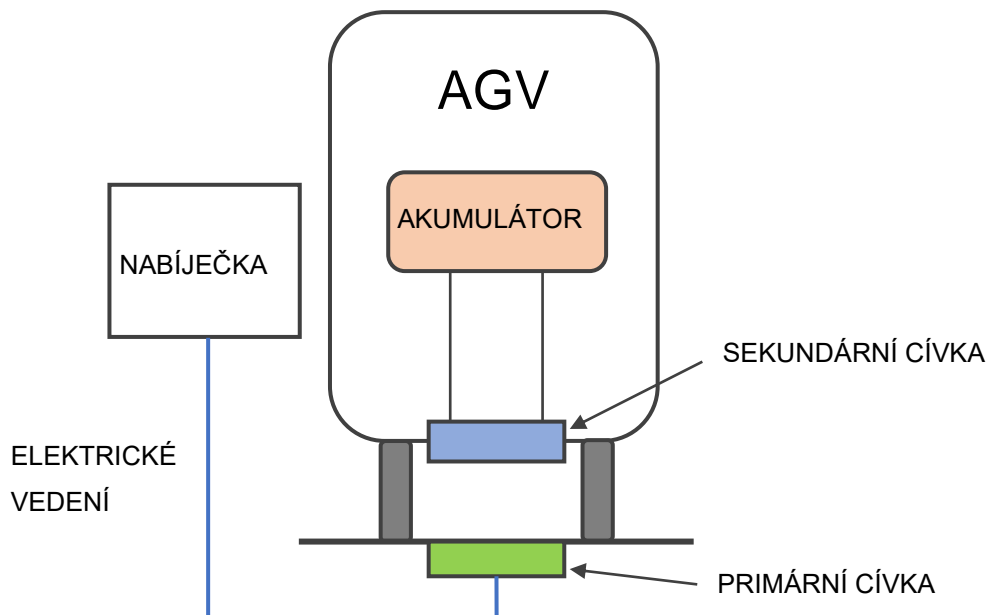
Jedinou výhodou tohoto systému je cena. Je přibližně o polovinu levnější oproti modernímu řešení, bezkontaktnímu nabíjení. Ve všech ostatních ohledech zaostává (nižší účinnost, nižší nabíjecí proudy, hrozící opotřebení kontaktů atp.). [10]



Obr. 21 Kontaktní nabíjení

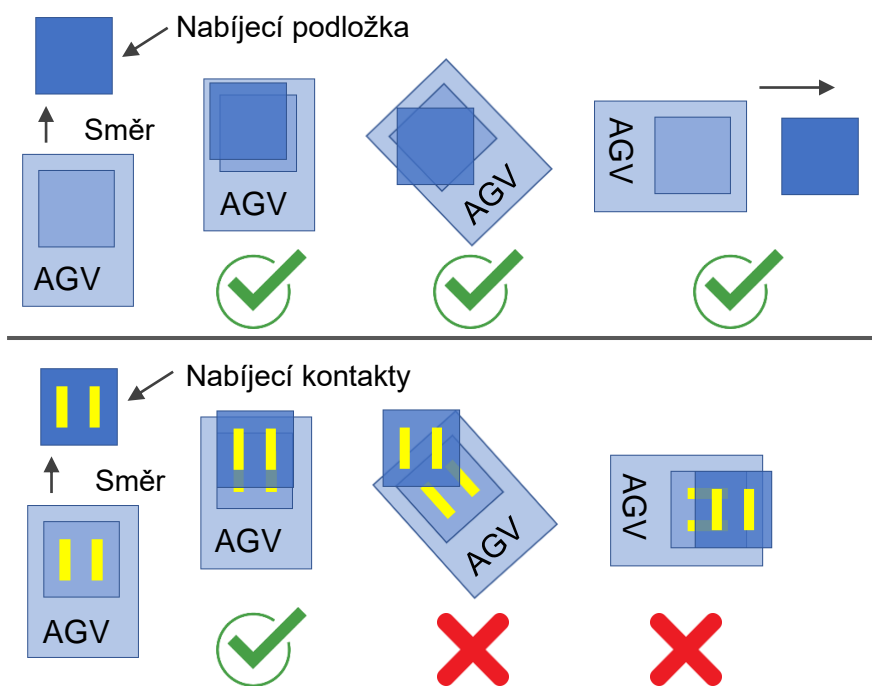
Pro svoje vlastnosti se čím dál více začíná nasazovat bezkontaktní způsob nabíjení (obr. 22). Princip je založen na elektromagnetické indukci mezi dvěma cívkami, kdy jedna je umístěna na spodní části vozíku a druhá je v nabíjecí podložce umístěné na podlaze. Cívka umístěná v podlaze je napájena střídavým elektrickým proudem a generuje proměnné magnetické pole. V sekundární cívce nacházející se v generovaném poli dochází k indukovaní střídavého elektrického proudu, který je následně usměrněn a přenesená energie je uložena do akumulátoru. Pro dosažení co nejlepších výsledků je nutné dodržet určité podmínky stanovené výrobcem. Cívky musí být dostatečně velké, musí být vůči sobě rovnoběžné a musí být dostatečně blízko (obvykle v intervalu 15–40 mm) [26] [27].

Mezi výhody patří vysoká účinnost (dosahuje až 95 %), nehrozí opotřebení kontaktů, nejsou vyžadovány vysoké nároky na přesnost polohování v nabíjecí pozici, jeden bezdrátový nabíjecí systém může nabíjet různé roboty a zařízení a téměř okamžitě umožňuje nabíjet vysokými proudy, čímž dochází k úspoře času. [27].



Obr. 22 Bezkontaktní nabíjení

Na obr. 23 je patrné, že v případě kontaktního nabíjení velmi záleží na přesnosti polohování, v případě bezkontaktního nabíjení je situace jednodušší a nároky na polohování jsou nižší.



Obr. 23 Potřebná přesnost polohování při nabíjení [27]

Velkou nevýhodou bezkontaktního nabíjení je vysoká pořizovací cena. Oproti kontaktnímu nabíjení je téměř dvojnásobně vysoká (tab. 2.1). I přes vysoké pořizovací náklady je většina moderních systémů tímto typem nabíjení vybavena.

Tabulka 2.1 Odhad nákladů na systém nabíjení [27]

Cena USD	Kontaktní nabíjení	Bezkontaktní nabíjení
3 kW nabíječka	600	1500
Instalace na podlahu	300	500
Zařízení na vozíku	1000	2000
Celkem	1900	4000

2.4 Navádění v prostoru a bezpečnostní prvky

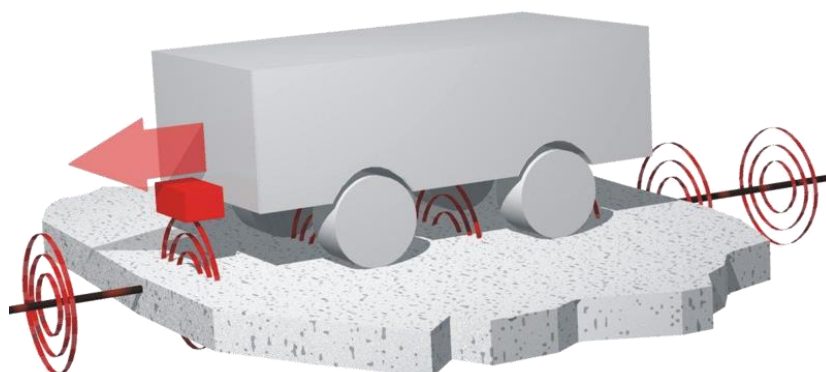
Výběr správného navigačního systému AGV je zcela zásadní, jelikož ovlivňuje celkovou výkonnost systému. V závislosti na poloze vozíku dochází k řízení rychlosti a směru pohybu. Podle způsobu řízení se využívá různých systémů navádění a jiných senzorů pro určování polohy vozíku (např. použití odometrie).

Nejčastěji používané navigační systémy jsou [10]:

- indukční navigace,
- optická navigace,
- magnetická navigace (páska, válcové magnety),
- laserová navigace,
- přirozená (volná) navigace.

Indukční navigace

Dráha je tvořena elektricky vodivým kabelem, který je vložený do vyfrézované drážky v podlaze a následně zalit epoxidovou pryskyřicí Princip navigování je znázorněn na obr. 24. Vedení je často rozděleno do několika úseků, které je možné ovládat samostatně. Vodič je napájen střídavým proudem a dochází ke generování elektromagnetického pole. Pole je snímáno dvojicí indukčních cívek, které jsou umístěny vpředu na spodní části AGV. Cívky jsou umístěny kolmo na sebe a v každé cívce se indukuje elektrický proud. Odchylka proudů určuje reálnou odchylku vozíku od požadované trasy a systémy se snaží tuto odchylku minimalizovat. Jedná se o velmi funkční, bezporuchový systém, který není náchylný na nečistoty na trase. Jeho nevýhodou je nutnost zafrézovat vodič do podlahy, čímž je složité měnit profil trasy [3].

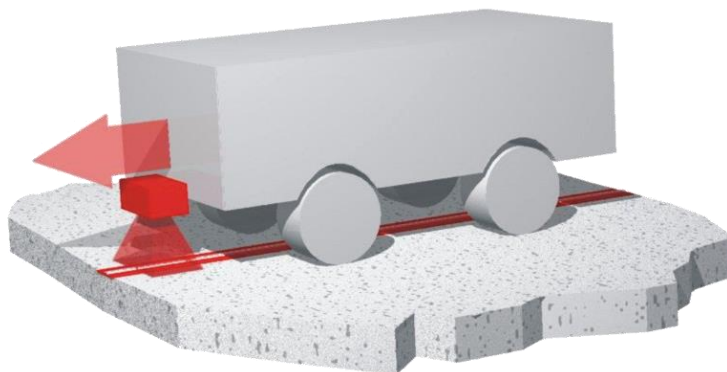


Obr. 24 Indukční navigace [46]

Optická navigace

V případě optické navigace (viz. obr. 25) je sledována kontrastní nalepená páska (či nakreslená čára) prostřednictvím kamery umístěné na přední části vozíku, kdy následně systém obraz zpracuje a interpretuje. Mezi výhody se řadí snadná změna trasy, cena. Umístěním značek (čipů) je možné definovat akci, jakou má vozík provést (zastavit, zrychlit). [28].

V případě aplikace optického navádění na místa, kde dochází k opakovanému přejíždění pásky manipulátory, může dojít k poškození pásky (nebo ulpění nečistot). Kamera následně nezíská potřebné informace, dojde ke špatné interpretaci obrazu a vozík se zastaví. Uvedení do původního stavu není finančně nákladné, ale je závislé na operátorovi, který tento úkol musí provést a systém tak není plně automatizovaný [3].

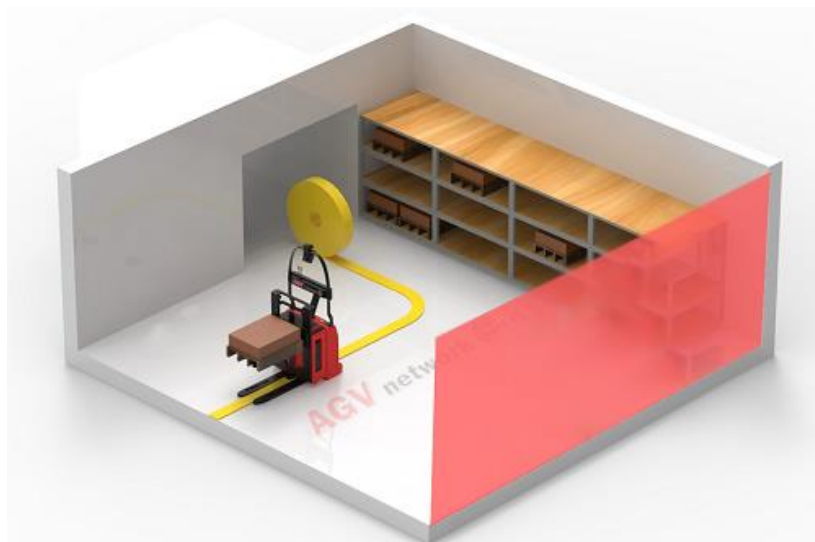


Obr. 25 Optická navigace [46]

Magnetická navigace

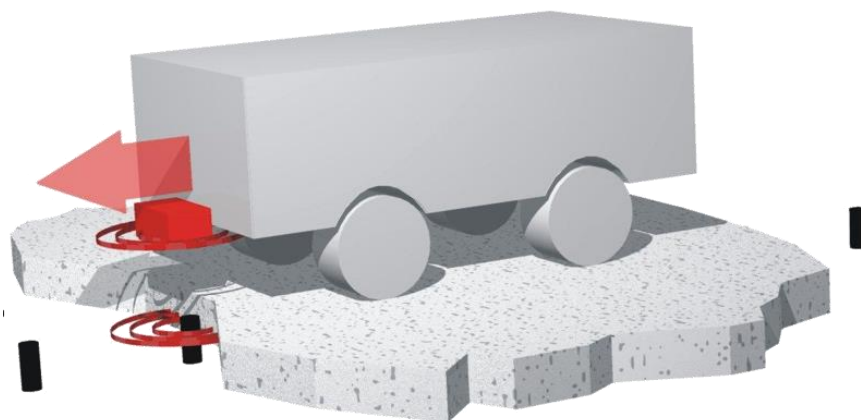
První možností magnetické navigace je navádění pomocí magnetické pásky (obr. 26), která je nalepená na podlaze. AGV opatřené magnetickými senzory (např. Hallova sonda) jsou schopny detekovat permanentní magnetické pole generované páskou a sledovat tak danou trasu [29]. Instalace pásky je velmi jednoduchá, tloušťka pásky je přibližně 1 mm a šířka 50 mm. Systém je schopný detekovat různé značky, které definují konkrétní akci, kterou vozík bude realizovat – zatočit doleva, zastavit, uvolnit náklad atp. [30] [31].

Vyznačuje se snadnou instalací, flexibilitou (jednoduchá změna trasy), přesností snímané polohy (± 10 mm). Nevýhody jsou podobné jako v případě optické navigace. Ačkoliv je systém odolnější vůči prostředí, v určitých časových intervalech je nutné provést údržbu pásky (odstranit nečistoty, v případě poškození pásky danou část odstranit a nahradit novou). V případě většího množství tras a jejich křížení může docházet k problémům spojené s vybráním správné trasy [30].



Obr. 26 Magnetická navigace pomocí pásky [29]

Druhou možností magnetické navigace, jejíž princip je znázorněn na obr. 27, je navádění prostřednictvím malých magnetů umístěných v podlaze. Magnety mají válcovitý tvar o průměru 20 mm a výšce 10 mm. Rozteč mezi jednotlivými magnety je zhruba 250 až 500 mm a tvoří virtuální trasu. Vozík se pohybuje z jedné značky na druhou a s pomocí jednotlivých senzorů neustále upravuje směr pohybu, aby jeho skutečná trasa byla v souladu s trasou předepsanou [10].



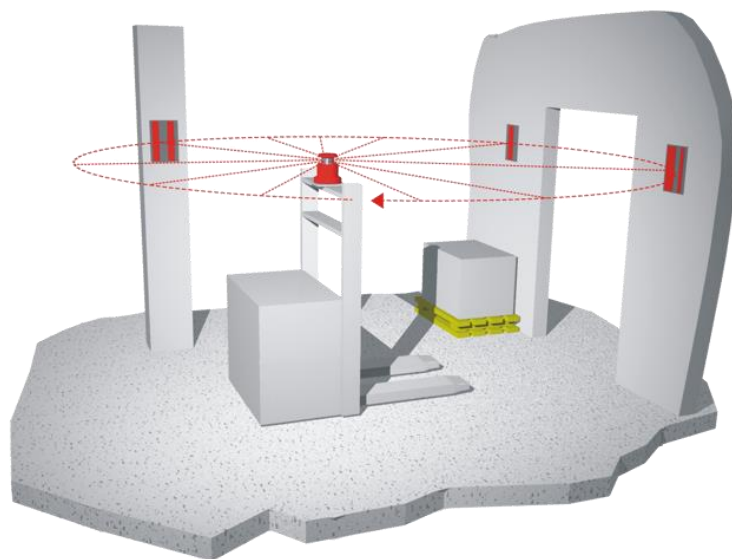
Obr. 27 Magnetická navigace pomocí malých magnetů [46]

Vozík sleduje trasu vygenerovanou v CAD systému, která je nahrána do řídicího systému a jednotlivé body tvoří referenční body v souladu s nahanou trasou. Tento systém poskytuje dobrou přesnost navigování (± 10 mm), je bezúdržbový a instalace je relativně jednoduchá. Pro instalaci je nutné vyvrtat otvory odpovídající velikosti, do kterých se umístí magnety a následně se zalijí epoxidovou pryskyřicí. Modifikace trasy je v tomto případě náročná [10].

Laserová navigace

Jedná se o velmi významný typ navigace znázorněny na obr. 28. Navádění probíhá kombinací navigačního laseru a odometrie. Laser je umístěn na vyvýšeném místě na AGV a interaguje s odrazovými reflektory umístěnými na zdech či sloupech v pracovním prostoru vozíku. Naváděcí laser vysílá signál a zároveň rotuje kolem své svislé osy v plném rozsahu 360° . Vyslaný signál se odrazí od odrazových reflektorů a systém ho zpracuje. Aby byl systém schopný provést výpočet trasy, musí zpětný signál získat alespoň od tří odrazových reflektorů [3]. Korekce dráhy probíhá 5 až 10krát za sekundu, díky čemuž jsou tyto systémy velmi přesné. Takový systém navigace se používá v aplikacích, kde je vyžadováno přesné polohování, vysoké rychlosti pohybu vozíků a v provozech, kde dochází ke křížení většího počtu cest přes sebe [28] [3].

Výhodou je rychlá instalace systému, vysoká flexibilita, přesné polohování (± 5 mm) a možnost pohybu vozíku vysokými rychlostmi (až 2 m/s). Nevýhodou je vysoká počáteční investice. Změna trasy je snadná, vyžaduje ovšem vnější zásah technika dodavatele systému [30].



Obr. 28 Laserová navigace [10]

Přirozená (volná) navigace

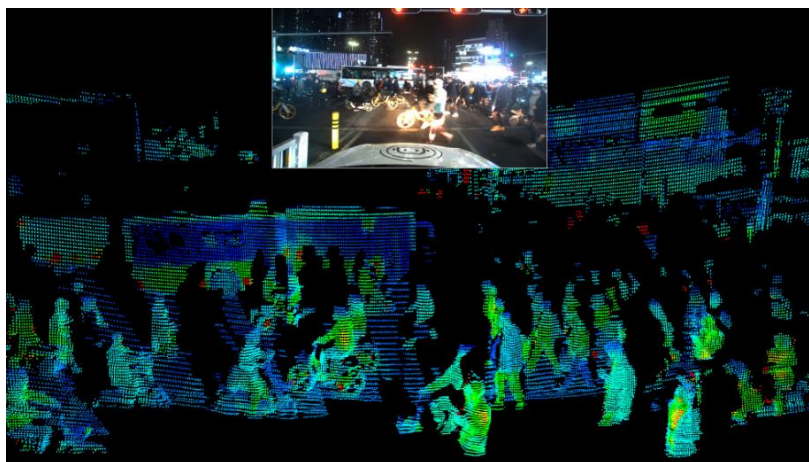
Postupně tento typ navigace začíná vstupovat do světa AGV. Jak je z názvu patrné, slovo „volná“ naznačuje, že pro navigování není potřeba žádný ostatní hardware jako vodivé kabely uložené v zemi, magnetické či kontrastní pásy a odrazové reflektory. Navigování probíhá díky identifikaci prostředí, ve kterém se vozík nachází. Systémy dokáží např. rozpoznat zeď a pohybovat se vůči ní v určité vzdálenosti. Předpokládá se, že v budoucnu budou AGV zařízení naváděné právě těmito systémy [10].

Základem je tzv. SLAM (Simultaneous Localization And Mapping), v překladu *Souběžná Lokalizace A Mapování*. Dochází tedy k mapování prostředí a lokalizaci v prostoru. Ačkoliv je již dnes možné přirozené navigační systémy nainstalovat do AGV, stále jsou ve vývoji [10].

Níže jsou uvedeny systémy přirozené navigace [10]:

- LiDAR skener,
- kamerový systém,
- GPS.

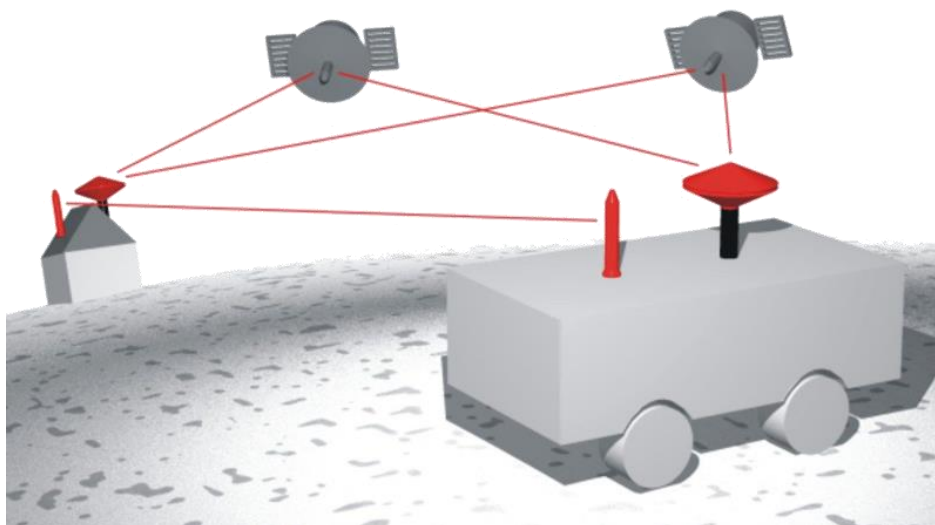
LiDAR skener měří vzdálenost mezi senzorem a objektem vysláním laserového paprsku a zjišťuje parametry odraženého paprsku. Systém měří dobu, za kterou se odražený paprsek vrátí a také porovnává parametry paprsku vyslaného a přijímaného (lišící se vlnová délka). Princip je velmi podobný s Time of Flight systémy. Zmíněný druh skeneru je použitý v bezpečnostních laserových skenerech, které jsou použity na vybraných typech AGV. Data získána z bezpečnostního laserového skeneru společně s daty z ostatních senzorů je možné interpretovat a použít je pro navigování vozíku. V závislosti na zjištěných parametrech je systém schopný vytvořit digitální 2D, či 3D reprezentaci objektu, jak je znázorněno na obr. 29 [10] [32].



Obr. 29 Obraz snímáný LiDAR senzorem [47]

V případě kamerového snímání prostředí je pro měření vzdálenosti využívána dvojice kamer, kde každá kamera snímá scénu z jiného úhlu. Je to podobný systém, který k vidění používá člověk. V porovnání LiDAR senzoru či sonaru zde dochází k získání velkého množství informací a obraz je také srozumitelnější. Díky velkému množství informací jsou významně zvýšeny nároky na hardware zpracující signál. Tato metoda není vhodná pro každé použití, u některých aplikací není žádoucí získat tolik informací a nutnost mít robustní hardware na zpracování signálu zbytečně zdražuje celé řešení [10] [33].

Pro navigaci je možné použít GPS přijímač umístěný na AGV (viz. obr. 30). Přijímač vyžaduje volný prostor mezi přijímačem a vysílačem (družicí). Navigace pomocí GPS je vhodná pro venkovní použití. Pro vnitřní použití je možné použít systém LPR, což je obdoba GPS pro vnitřní aplikace [28]. Místo družice je zde maják vysílající radiové vlny a na vozíku je umístěn přijímač těchto vln. Pro zajištění dobrého signálu je nutné zajistit přímou viditelnost antény na vozíku. Přesnost takovýchto systémů není nijak vysoká, při venkovním použití GPS se pohybuje zhruba ± 100 mm a při použití vnitřního LPR dosahuje přesnost ± 300 mm. Výhodou jsou nízké pořizovací náklady a snadná modifikovatelnost trasy [3].



Obr. 30 GPS/LPR navigace [46]

2.4.1 Shrnutí

V následující tab. 2.2 jsou zaznamenány výhody a nevýhody jednotlivých řešení. Při volbě navigačního systému je nutné určit požadované vlastnosti systému, např. vysoká rychlost pohybu vozíku, vysoká přesnost polohování, či vysoká flexibilita. V případě nevhodně zvoleného systému navigování nemusí být plně využít potenciál daného systému a dojde k prodražení celé aplikace.

Tabulka 2.2 Shrnutí výhod/nevýhod navigací [3] [10] [30]

System navigace	Výhody	Nevýhody
Indukční	<ul style="list-style-type: none"> • lety prověřená technologie, • jednoduché řízení, 	<ul style="list-style-type: none"> • náročná instalace, • neflexibilní,
Optická	<ul style="list-style-type: none"> • snadná změna trasy, • finančně nenáročná • jednoduché řízení (značky) 	<ul style="list-style-type: none"> • problém při křížení více tras, • riziko znečištění/poškození pásky či čáry,
Magnetická páska	<ul style="list-style-type: none"> • jednoduchá instalace, • jednoduchá změna trasy, • poměrně přesné, 	<ul style="list-style-type: none"> • cena pásky, • nevhodné pro komplexní trasování,
Magnetické body	<ul style="list-style-type: none"> • přesné polohování, • žádné nároky na údržbu, • neinvazivní, 	<ul style="list-style-type: none"> • náročnější instalace • méně flexibilní než při použití magnetické pásky
Laserová	<ul style="list-style-type: none"> • jednoduché na instalaci, • velmi přesné polohování, • vysoké rychlosti vozíků, 	<ul style="list-style-type: none"> • drahé • pro změnu trasy je potřeba odborníka • přijímač musí získat signál alespoň od tří odrazivých reflektorů
Přirozená (volná)	<ul style="list-style-type: none"> • jednoduchá na instalaci, • vysoká flexibilita, • není potřeba žádná údržba., 	<ul style="list-style-type: none"> • omezená funkčnost v komplexním navigování • velmi drahé • nižší přesnost (GPS, LPR).

2.4.2 Bezpečnost AGV

Konkrétní bezpečnostní systémy a požadavky pro automatické vozíky jsou dány normou ČSN EN 1525 a ČSN EN ISO 3691-4. Obě normy jsou zaměřeny na problematiku konstrukce AGV a řešení bezpečnostních systémů. Cílem je minimalizovat rizika vzniku zranění pracovníků způsobené AGV [3].

Bezpečnostní prvky a systémy je možné rozdělit do dvou kategorií, aktivní a pasivní.

Aktivní bezpečnostní prvky jsou [10]:

- bezpečnostní laserový skener,
- nouzové tlačítko,
- bezpečnostní relé.

Bezpečnostní laserový skener (obr. 31) se zároveň řadí mezi prvky bezkontaktní. Pokud je nasazen a je využíván jako hlavní bezpečnostní prvek, musí být odolný vůči selhání, a to jak z pohledu funkce, tak z pohledu montáže na vozíku. Laser snímá prostor před sebou a pokud je

zaznamenána překážka v cestě v podobě člověka či předmětu, systém vyhodnotí, v jakém poli se nachází. Bezpečnostní laserové skenery použity v AGV musí být schopné rozpoznat minimálně dvě pole. Pokud je překážka zaznamenána v prvním poli, nazývané tzv. varovné pole, vozík musí snížit svou rychlost pohybu.

Pokud je překážka zaznamenána v druhém, tzv. bezpečnostním poli, vozík musí zastavit. Obě pole definují tzv. bezpečnostní oblast (viz. obr. 32). Velikost bezpečnostní oblasti a jednotlivých polí je závislá na mnoha faktorech, např. rychlosti pohybu vozíku, prostředí pohybu, zatížení a kvalitě podlahy. Jakmile je překážka odstraněna, vozík se přibližně po 3 sekundách automaticky uvede zpět do pohybu. V dnešní době se jedná o nepoužívanější bezpečnostní systém u AGV, s předním výrobcem SICK [10] [34].



Obr. 31 Bezpečnostní skener SICK [48]



Obr. 32 Skenovaná bezpečnostní oblast [49]

V případě jakékoliv situace musí být možnost vozík manuálně zcela vypnout a tím ho zastavit. Z toho důvodu je každé AGV vybaveno nouzovým vypínačem. Počet a poloha umístění vypínačů jsou definovány podle velikosti a typu vozíku. Vypínače musí být na dobře viditelném místě a v dosahu z každé strany. Operátor v jakékoliv situaci musí být schopen dosáhnout na vypínač a stisknout ho [10] [34].

Všechny výše zmíněné systémy musejí být napojeny a řízeny bezpečnostními reléovými obvody disponujícími potřebnou certifikací.

Vedle aktivních bezpečnostních prvků existují ještě prvky pasivní [10]:

- Varovná světla
- Zvuková signalizace

Světelnými signály může být signalizováno např. zastavení z důvodu překážky v bezpečnostní oblasti, zastavení vozíku na požadovaném místě či pro zvýšení viditelnosti [10] [34].

Zvuková signalizace je používána pro upřesnění stavu, v jakém se AGV nachází. Vozík je schopný vydávat jiné zvuky při pohybu vpřed než při pohybu vzad. Díky tomu mají operátoři lepší představu o tom, jakým směrem se vozík vydá, čímž se zvyšuje celková bezpečnost [10].

3 Výrobci AGV systémů

Kapitola popisuje současnou situaci na trhu s moderními podjezdovými AGV systémy a dává určitou představu ohledně možných řešení týkající se použitých komponent, rozměrů, celkové geometrie či v neposlední řadě také vzhledu. Na trhu operují desítky výrobců, mezi největší se řadí: Asseco CEIT, MiR, KUKA, OTTO. U prvních třech zmíněných výrobců jsou vybráni zástupci a je proveden popis daného výrobku.

V příloze diplomové práce je obsažen soubor, ve kterém jsou shrnuty parametry několika předních výrobců operujících na trhu s podjezdovými AGV systémy.

3.1 Asseco CEIT

Jedná se o slovenského výrobce AGV systémů se sídlem v Žilině. Společnost s původním názvem CEIT byla založena před rokem 2007 na půdě Žilinské univerzity, kde probíhal intenzivní výzkum zaměřený na řešení problémů v logistice a robotice. Svým inovativním myšlením se společnost rychle rozvíjela a dnes je inovačním partnerem předních závodů. V roce 2017 započalo partnerství se společností Asseco Central Europe a v roce 2021 došlo na změnu obchodního názvu na Asseco CEIT, a.s. Společnost nabízí několik produktových řad, které by měly uspokojit současné náročné požadavky zákazníků [35].

3.1.1 Asseco CEIT 1200F

Výrobek je zařazen do produktové řady F (obr. 33), která nabízí vysokou flexibilitu, výkonnost a bezpečnost. Svými vlastnostmi je vhodný pro širokou škálu standardních paletových nosičů, ale i na míru vyrobených regálů. Disponuje vlastním řídicím systémem MCS se standardem VDA 5050 na řízení a monitorování logistických zařízení v reálném čase. VDA 5050 je standardizovaný interface pro komunikaci mezi AGV.



Obr. 33 Asseco CEIT 1200F [33]

Standard umožňuje provozování několika AGV od různých výrobců ovládaných jedním fleet managementem, což před zavedením tohoto standardu byl problém. Parametry vozíku jsou shrnuty v tab. 3.1 [35].

Tabulka 3.1 Parametry Asseco CEIT 1200F [33]

Parametr	Hodnota
Mechanika podvozku	2A+4P
Směr jízdy	Dopředu/dozadu/otáčení na místě
Navigace	LiDAR
Minimální poloměr otáčení [m]	0,7
Rychlost [m/s]	1,3
Nosnost [kg]	1200
Zdvih	Hydraulický
Zdvih [mm]	130 mm
Rozměry (D, Š, V) [mm]	1220 × 690 × 340
Akumulátor	LiFePO ₄
Nabíjení	automatické, indukční
Bezpečnost	SICK 2x 270°

3.1.2 Asseco CEIT 1500UDE

Nově prezentované modely řady UDE s označením 1500 (obr. 34) jsou všesměrové podjezdové AGV. Jsou ideálním řešením pro moderní provozy. Vozík je vybaven omni kolovým podvozkiem. Oproti předchozí generaci je zvýšena maximální rychlost vozíku (z původních 1,2 na 1,6 m/s), čímž se zkrátily manipulační časy.



Obr. 34 Asseco CEIT 1500UDE [33]

Konstrukce vozíku je o 30 mm nižší oproti předchozí generaci, což se pozitivně projevuje na zlepšení obslužnosti systémových palet. Systém je opatřen řídicím systémem MCS se standardem VDA 5050. Specifikace vozíku 1500UDE je shrnuta v tab. 3.2 [35].

Tabulka 3.2 Parametry Asseco CEIT 1500UDE [33]

Parametr	Hodnota
Mechanika podvozku	Omnikolový podvozek
Směr jízdy	Všesměrový/otáčení na místě
Navigace	LiDAR
Minimální poloměr otáčení [m]	0,85
Rychlost [m/s]	1,6
Nosnost [kg]	1500
Zdvih	Elektrický
Zdvih [mm]	130 mm
Rozměry (D, Š, V) [mm]	1552 × 912 × 280
Akumulátor	LiFePO ₄
Nabíjení	automatické, indukční
Bezpečnost	SICK 2x 270°

3.2 MiR

Počátky společnosti se datují od roku 2011 v dánském městě Odense. Zakladatelem je Niels Jul Jacobsen, který téhož roku s použitím synovy LEGO stavebnice nastínil, jak by jednou mohly vypadat robotická zařízení od společnosti MiR. Oficiálně byla společnost založena roku 2013 a do roku 2014 byl Jacobsen jediným zaměstnancem. V současné době zaměstnává přibližně 450 lidí s pobočkami v 60 zemích. Na výběr je pouze z jedné produktové řady obsahující 4 modely. Číslovka v názvu signalizuje nosnost daného vozíku [36].

3.2.1 MiR1350

Vybraný model je v současné době nejvýkonnějším řešením nabízeným společností MiR, který je znázorněn na obr. 35. Robustní konstrukce vozíku zajišťuje dlouhodobý provoz ve vnitřních prostorech. Typ použité navigace není uveden, výrobce udává přesnost s použitím značek ± 20 mm. Výrobce je definovaná kvalita podlahy, která musí být zbavená nečistot, na podlaze nesmí být přítomný olej či voda. Doba výdrže plně naloženého vozíku je stanovena na 7 hodin. V tab. 3.3 přiložené níže jsou shrnuty parametry vozíku [36].



Obr. 35 MiR1350 [34]

Tabulka 3.3 Parametry MiR1350 [36]

Parametr	Hodnota
Mechanika podvozku	2A+4P
Směr jízdy	Dopředu/dozadu/otáčení na místě
Navigace	Není uvedeno
Minimální poloměr otáčení [m]	Není uvedeno
Rychlost [m/s]	1,2
Nosnost [kg]	1350
Zdvih	Není uvedeno
Zdvih [mm]	Není uvedeno
Rozměry (D, Š, V) [mm]	1350 × 910 × 322
Akumulátor	Li-NMC
Nabíjení	automatické, kontaktní
Bezpečnost	SICK 2x microScan3

3.3 KUKA

Německou společnost založila dvojice Jakob Knappich a Johann Josef Keller roku 1890 v Augsburgu. Původně byla založena jako továrna na výrobu acetylenového plynu pro použití v domácím a pouličním osvětlení. Vlivem nepříznivého vývoje cenové politiky acetylenového plynu se zakladatelé rozhodli rozšířit portfolio působnosti firmy. Od svařování autogenem, přes výrobu velkokontejnerů a nástaveb na vozidla společnost v roce 1973 předběhla dobu a na trh představila první průmyslový šestiosý robot s názvem FAMULUS. Od té doby se KUKA řadí mezi přední výrobce automatizační techniky. V současné době KUKA nabízí čtyři produktové řady AGV, z nichž každá je zaměřena na jinou oblast. Podjezdové AGV nabízejí dvě produktové řady, KUKA KMP 1500 a KUKA omniMove. Druhá jmenovaná je určená pro transport těžkých břemen (o hmotnosti až 90 tun a délky až 30 m). KUKA KMP 1500 je řada určená pro použití ve vnitřních prostorech [37].

3.3.1 KUKA KMP 1500

Nabízené řešení firmy KUKA (obr. 36) představuje jedno z nejmodernějších řešení na současném trhu. Číslovka obsažená v názvu produktu značí nosnost daného systému, konkrétně 1500 kg. Pro zajištění vysoké manévrovatelnosti vozík disponuje omnikolovým podvozkem, který je schopen se pohybovat ve všech směrech maximální rychlostí. Použitá navigace využívá metodu SLAM, která interpretací získaných dat z bezpečnostních laserových skenerů a senzorů kol dosahuje vysoké přesnosti polohování ± 5 mm. Použité akumulátory zajišťují minimální dobu výdrže aktivního provozu 3 hodiny. Kapacitu akumulátorů je možné zdvojnásobit nainstalováním přídatného akumulátoru. V tab. 3.4 jsou zapsány parametry vozíku [37].



Obr. 36 KUKA KMP 1500 [35]

Tabulka 3.4 Parametry KUKA KMP 1500 [37]

Parametr	Hodnota
Mechanika podvozku	Omnikolový podvozek
Směr jízdy	Všesměrový/otáčení na místě
Navigace	Přirozená (SLMA)
Minimální poloměr otáčení [m]	Není uvedeno
Rychlost [m/s]	1
Nosnost [kg]	1500
Zdvih	200
Zdvih [mm]	Elektrický
Rozměry (D, Š, V) [mm]	2000x800x470
Akumulátor	Li-ion
Nabíjení	automatické, kontaktní
Bezpečnost	SICK 2x microScan3

4 Počáteční podmínky

Na základě údajů ze strany firmy Škoda Auto se podařilo definovat hlavní požadavky kladené na AGV operující v daném prostředí. Po určitý časový úsek byla sledována hmotnost převážených systémových palet (včetně dílů). Zjištěné výsledky jsou zapsány v tab. 4.1.

Tabulka 4.1 Četnost a hmotnost převážených dílů

Hmotnost palety + díly [kg]		
Interval	Četnost	
0-100	23564	54,63 %
100-200	12678	29,39 %
200-300	4836	11,21 %
300-400	1075	2,49 %
400-500	532	1,23 %
500-600	25	0,06 %
600-700	311	0,72 %
700-800	58	0,13 %
800-900	55	0,13 %
Celkem	43134	100 %

Více jak 50 % převážených systémových palet dosahuje hmotnosti do 100 kg a dokonce více jak 95 % převážených palet je v intervalu 0–300 kg. Pro navržení efektivního řešení (z hlediska použití slabších motorů, subtilnější konstrukce) se vozík bude dimenzovat na maximální hmotnost převážené palety 500 kg, což umožní vozíku manipulovat s 98 % převážených palet. Těžší palety bude nutné převést jiným manipulátorem.

Nadefinované technické zadání:

- maximální hmotnost převážené palety 500 kg
- maximální rychlost pohybu vozíku 1–1,5 m/s
- typ pohonu elektrický
- maximální rozměry vozíku 1500 × 750 × 300 mm

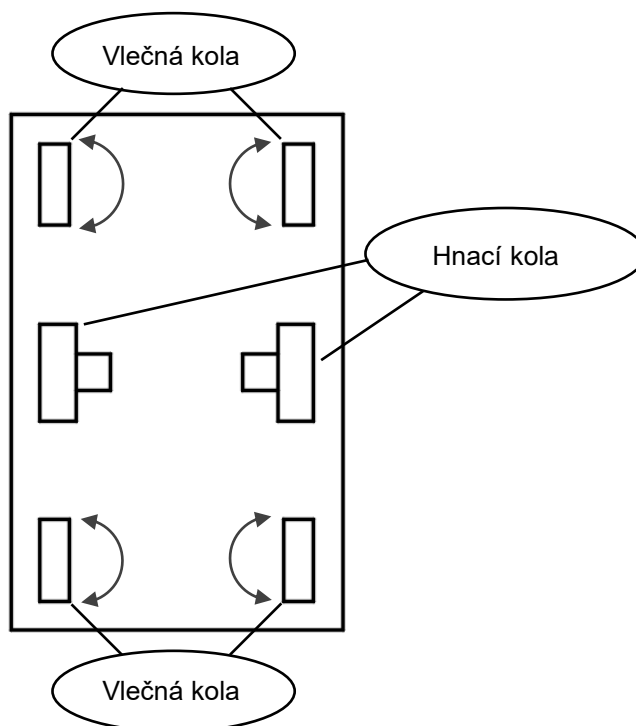
Na základě předpokládaného provozu systému např. ve výrobě společnosti Škoda Auto je nutné řešit konstrukční výšku vozíku, která pro zajištění bezproblémového vyložení a naložení dílů ze systémové palety musí být co nejmenší.

5 Konstrukční varianty

Kapitola shrnuje navržené varianty řešení podvozků podjezdových typů AGV. V závislosti na provedené rešerši současného stavu techniky podjezdových AGV se podařilo navrhnout možná řešení, která by svými vlastnostmi vyhovovala použití v daném provozu. Varianty jsou celkem tři, lišící se zejména typem, počtem a rozmístěním hnacích nebo vlečných kol. U každé varianty je proveden stručný popis daného řešení. Součástí jednotlivých návrhů je kinematické schéma. Následně je provedena rozhodovací analýza, kde jsou na základě vybraných kritérií ohodnoceny jednotlivé varianty. Pomocí vhodné metody je následně vybrána varianta s nejlepším ohodnocením. Pro vybranou variantu je následně proveden návrh pohonu a pomocí MKP analýzy ověřena pevnost navrženého rámu.

5.1 Varianta 1 – podvozek s diferenčním řízením

První varianta obsahuje ve svém koncepčním návrhu celkem šestici kol, z nichž dvě jsou hnací a čtyři vlečná (2A+4P). Vlastnosti jsou shrnuty v kap. 2.1.1. Vlečná kola jsou umístěna v rozích konstrukce, čímž je zajištěna vysoká stabilita. Hnací kola jsou umístěna přibližně v polovině konstrukce a jsou umístěna na obou stranách. Každé hnací kolo je poháněno elektrickým servopohonem. Vyšší počet použitých kol má svá pozitiva i negativa. Negativní je to z hlediska celkových rozměrů konstrukce, kdy dané řešení musí být dostatečně velké pro správné zakomponování kol do konstrukce a také jsou zvýšeny nároky na správné ustavení konstrukce. Pozitivum je z hlediska vyššího počtu podpor, čímž jsou minimalizovány jednotlivé průhyby konstrukce (vyšší pevnost). Manévrovatelnost je na vysoké úrovni, avšak nedosahuje takové úrovně, jako v případě omnikolového podvozku. Jednotlivé výhody a nevýhody jsou shrnuty v tab. 5.1



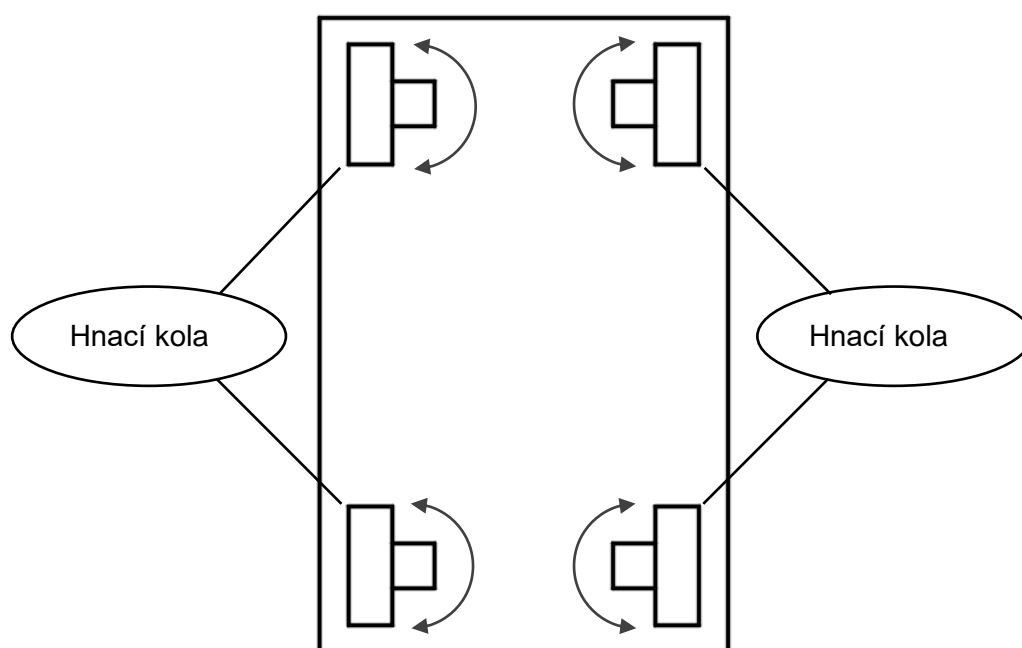
Obr. 37 Varianta 1 - podvozek s diferenčním řízením

Tabulka 5.1 Vlastnosti varianty č.1

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">vysoká tuhost (vyšší počet kol),	<ul style="list-style-type: none">manévrovatelnost by mohla být na vyšší úrovni,
<ul style="list-style-type: none">vysoká stabilita konstrukce,	<ul style="list-style-type: none">vyšší nároky na ustavení,
<ul style="list-style-type: none">běžné nároky na kvalitu podlahy (mastnota, nečistoty).	<ul style="list-style-type: none">malá schopnost překonávání nerovností.

5.2 Varianta 2 – podvozek s natáčecími koly

Navrhovaná varianta disponuje vysokou manévrovací schopností. Díky použití čtveřice hnacích natáčecích kol umístěných v rozích rámu podvozku je vozík schopen obratně operovat na malém prostoru. V případě použití natáčecích kol s odpružením se zvýší schopnost překonávání nerovností. Při porovnání s podvozkem s diferenčním řízením disponuje výrazně lepšími manévrovacími schopnostmi, při porovnání s omnikolovým podvozkem však stále zaostává. Vlivem nižšího počtu kol, sloužících jako podpora, je potřeba robustnější konstrukce z hlediska minimalizace průhybů rámu. Montážní příruba se nachází v horní části sestavy kola, což má za následek poměrně velkou výšku celkové konstrukce. Další nevýhodou je vysoká cena použitých kol. Pro zajištění správné funkce je nutné zajistit dostatečný kontakt hnacích kol s podlahou, kde jednotlivá hnací kola by musela být možné výškově nastavit pro vytvoření optimálního přítlaku. Výhody a nevýhody daného řešení jsou shrnuty v tab. 5.2.



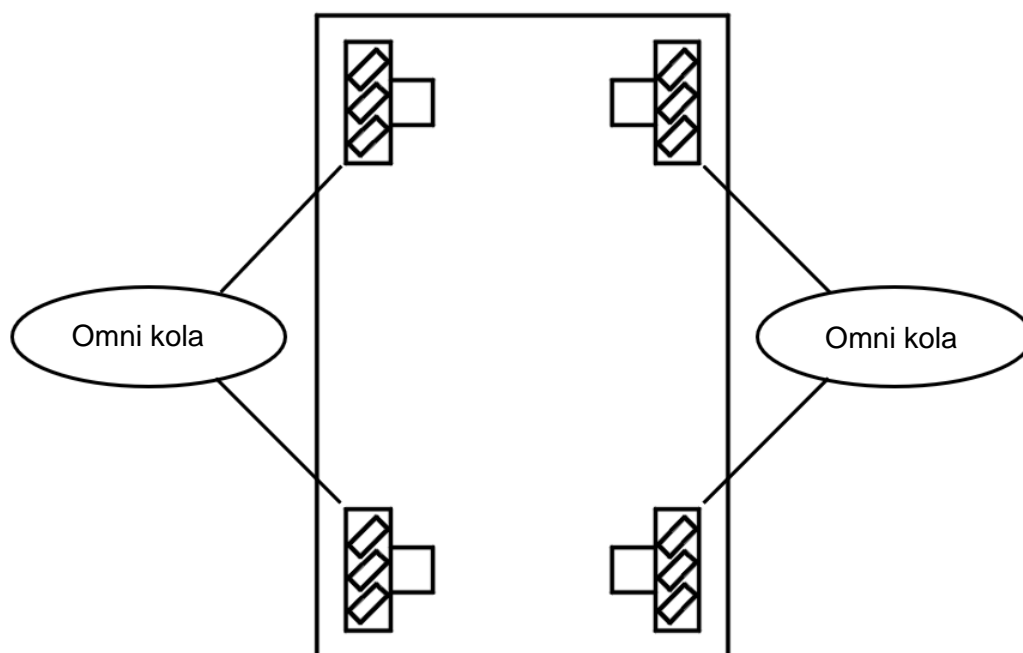
Obr. 38 Varianta 3 – podvozek s natáčecími koly

Tabulka 5.2 Vlastnosti varianty č.2

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> vysoká manévrovatelnost, 	<ul style="list-style-type: none"> vysoká cena kol,
<ul style="list-style-type: none"> běžné nároky na kvalitu podlahy, 	<ul style="list-style-type: none"> nutnost robustní konstrukce,
<ul style="list-style-type: none"> při použití odpružených hnacích kol zvýšená schopnost překonávání nerovností. 	<ul style="list-style-type: none"> vysoká konstrukce.

5.3 Varianta 3 – podvozek s omni koly

Poslední varianta ve své konstrukci obsahuje omni kola. Čtveřice kol je umístěna v rozích rámu podvozku, kde každé kolo je poháněno vlastním pohonem. Tato varianta disponuje nejvyšší schopností manévrovatelnosti. Použitá kola umožňují pohyb ve všech směrech maximální rychlostí. Vlastnosti omnikolového podvozku jsou shrnuty v kap. 2.1.5. Pro dosažení maximálního potenciálu použitých kol musí kvalita podlahy dosahovat velmi vysoké úrovně a zároveň musí být konstrukčně zajištěn dostatečný kontakt všech kol s podlahou. Pokud požadavek není splněn, schopnosti daného řešení se výrazně zhorší a v krajním případě může nastat situace, kdy vozík nebude schopen pohybu po nekvalitním povrchu podlahy. Z důvodu nižšího počtu kol musí být konstrukce podvozku dostatečně robustní pro zajištění dostatečné pevnosti. Výhody a nevýhody daného řešení jsou shrnuty v tab. 5.3.



Obr. 39 Varianta 4 - omni kolový podvozek

Tabulka 5.3 Vlastnosti varianty č.3

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> • velmi vysoká manévrovatelnost, • maximální rychlost pohybu ve všech směrech, 	<ul style="list-style-type: none"> • vysoká cena kol, • nutnost robustní konstrukce,
	<ul style="list-style-type: none"> • extrémní nároky na kvalitu podlahy,

5.4 Rozhodovací analýza

Při hledání optimálního řešení je cílem vybrat řešení vyhovující vybraným kritériím. Kritéria mohou být kvantitativní, kvalitativní, maximalizační nebo minimalizační. Jednotlivá hodnotící kritéria korespondují se zvolenými systémovými požadavky, které byly definovány v kap. 4. Pomocí kritérií je možné jednotlivé varianty posoudit z hlediska dosažitelnosti stanovených požadavků a na základě vyhodnocení hodnotící tabulky vybrat řešení s nejlepším ohodnocením. Vybraná rozhodovací metoda využívá metody normovaných vah, kde vynásobením normované váhy s dosaženým pořadím u každého hodnotícího kritéria se získá výsledek, který zapíše do tabulky (tab. 5.6). Jednotlivé výsledky se následně sečtou a je vybrána varianta s nejnižším dosaženým součtem pořadí.

Hodnotící kritéria a jednotlivé váhy jsou zapsány v tab. 5.4:

Tabulka 5.4 Hodnotící kritéria

Kritéria	Váha v_j	Normovaná váha w_j
Manévrovatelnost K1	5	0,26
Cena K2	4	0,21
Výška konstrukce K3	4	0,21
Pevnost rámu K4	3	0,16
Nároky na ustavení K5	2	0,11
Nároky na kvalitu podlahy K6	1	0,05
Celkem	19	1,00

Za nejdůležitější hodnotící kritérium byla vybrána *manévrovatelnost*. AGV podjezdového typu musí disponovat vysokou manévrovatelností pro zajištění přesného nasměrování na definované zdvihací body systémových palet. Kritériím *cena* a *výška konstrukce* byla přiřazena stejná hodnotící váha. Z pohledu ceny byl proveden odhad, a byly porovnány zejména použité typy kol, které mají velký podíl na výsledné ceně. Zjištěné ceny jednotlivých typů kol jsou uvedeny v tab. 5.5.

Tabulka 5.5 Cena kol

Typ	Cena [€]	Kusů v sestavě	
Vlečné otočné kolo	70	4	Varianta 1
Jednoduché hnací kolo	30	2	
Natáčecí hnací kolo	1900	4	Varianta 2
Omni kolo	400	4	Varianta 3

V případě varianty č.1 a varianty č.3 je nutné připočíst k výsledné ceně hnací servomotory, v případě varianty č.1 jsou potřeba dva, v případě třetí varianty jsou potřeba čtyři. Potřebný servomotor je možné pořídit za částku přibližně 300–400 €. V případě natáčecího hnacího kola jsou hnací servomotory již součástí.

Kritéria *pevnost rámu a nároky na ustavení* se týkají samotného rámu a první jmenované byla přiřazena vyšší váha. Obecně je vyžadována vysoká pevnost konstrukce, kdy při zatížení rámu jsou vykazovány velmi malé hodnoty průhybů. V textu, popisujícího jednotlivé koncepční návrhy (kap. 5.1 až 5.3) je uveden počet a rozmístění jednotlivých kol sloužících jako podpora. V případě vyššího počtu kol jsou výrazně sníženy vzdálenosti mezi podporami, což má pozitivní dopad na pevnost a celkové deformace rámu. Důležité je najít kompromis mezi nadměrně vysokou tuhostí a vysokou hmotností. Předpokládaná hmotnost rámu je do 60 kg. V případě velké hmotnosti konstrukce je nutné pro zajištění dostatečné dynamiky použít hnací elektromotory disponující vysokou nominální hodnotou kroutícího momentu. Takové motory jsou cenově nákladnější, rozměrově větší a těžší. Cílem je navrhnout konstrukci kombinující nízkou hmotnost při dostatečné tuhosti. Kritériu *nárok na kvalitu podlahy* je přiřazena nejnižší váha z důvodu předpokládaného provozu AGV v relativně čistém prostředí.

Tabulka 5.6 Hodnotící tabulka

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	Součet pořadí	Pořadí
Varianta 1	3	1	1	1	3	2	1,79	1
Varianta 2	2	3	3	2	2	1	2,47	3
Varianta 3	1	2	2	3	1	3	1,84	2
w _j	0,22	0,18	0,18	0,15	0,15	0,12		

Z provedené analýzy vyplynulo, že jako nejvhodnější se jeví varianta č.1, tedy podvozek s diferenčním řízením. Ačkoliv nedosahuje tak vysoké manévrovatelnosti jako jiné podvozky (omnikolový či podvozek s natáčecími koly), v ostatních hodnotících kritériích dosahuje lepších výsledků, což z této varianty dělá nejlepší možnost.

5.5 Návrh komponent

Při výběru vhodného motoru a akumulátoru je potřeba brát v úvahu jak veškeré požadavky, které jsou kladeny na celou sestavu, tak také parametry dané navrženou konstrukcí vozíku (hmotnost vozíku, typ povrchu, rychlost pohybu). V oblasti AGV systémů pro pohon nejčastěji používají rotační elektromotory (viz. kap. 2.1.6) [4].

Je důležité volit motor obezřetně, aby nebyl zbytečně moc předimenzovaný. Výkonnější motor je větší (vyžaduje větší zástavbový prostor), těžší, má vyšší spotřebu elektrické energie, což se negativně promítne ve snížení výdrže v provozu a také je podstatně dražší.

Parametry důležité pro návrh:

- **hmotnost celé sestavy** – maximální hmotnost převážené palety je známa z technického zadání (kap. 4), hmotnost vozíku je nutné odhadnout (odhad 200 kg),
- **maximální rychlost pohybu** – známa z technického zadání (1–1,5 m/s),
- **maximální zrychlení** – vozík musí být schopen zrychlit na maximální rychlost pohybu za 3 sekundy, což odpovídá zrychlení 0,3–0,5 m/s²,
- **doba výdrže** – dvouhodinový provoz plně naloženého vozíku při pohybu maximální rychlostí
- **poloměr hnaného kola** – vzhledem k předpokládané hmotnosti vozíku a požadavku na malou výšku vozíku bylo vybráno kolo o poloměru 100 mm,
- **součinitel valivého odporu** – v závislosti na povrchu podlahy se mění rameno valivého odporu. V tabulce 5.7 jsou uvedeny hodnoty ramen valivých odporů pro různé povrchy.

Tabulka 5.7 Hodnoty valivých odporů [50]

Povrch	Rameno valivého odporu e [mm]
Dřevo – dřevo	0,5 – 1,5
Dřevo – kámen	1,5
Litina – litina	0,005 – 0,006
Ocel kalená – ocel kalená	0,001 – 0,005
Ocelové kolo – kolejnice	0,4 – 0,5
Pneumatika – beton	1,5 – 2,5

Vozík se bude pohybovat ve vnitřních prostorách haly po betonové podlaze. Z tab. 5.7 byla vybrána střední hodnota součinitele valivého odporu při pohybu po betonové podlaze, $e = 0,002$ m.

Jelikož hmotnost vozíku není známa, byl vytvořen předběžný návrh v CAD programu, aby provedený odhad byl co možná nejpřesnější. Vymodelována byla pouze konstrukce, která je tvořena ocelovými obdélníkovými a čtvercovými uzavřenými profily. Součástí vozíku je také velký počet nakupovaných dílů jako jsou akumulátory, senzory, systém nabíjení, kabeláž, díly pro zdvih systémové palety. Poslední dvě položky však nejsou součástí řešení této práce a je nutné je tedy pouze odhadnout.

5.5.1 Výpočet pohonu

Na základě provedené analýzy jsou k dispozici všechny parametry potřebné pro dimenzování pohonu.

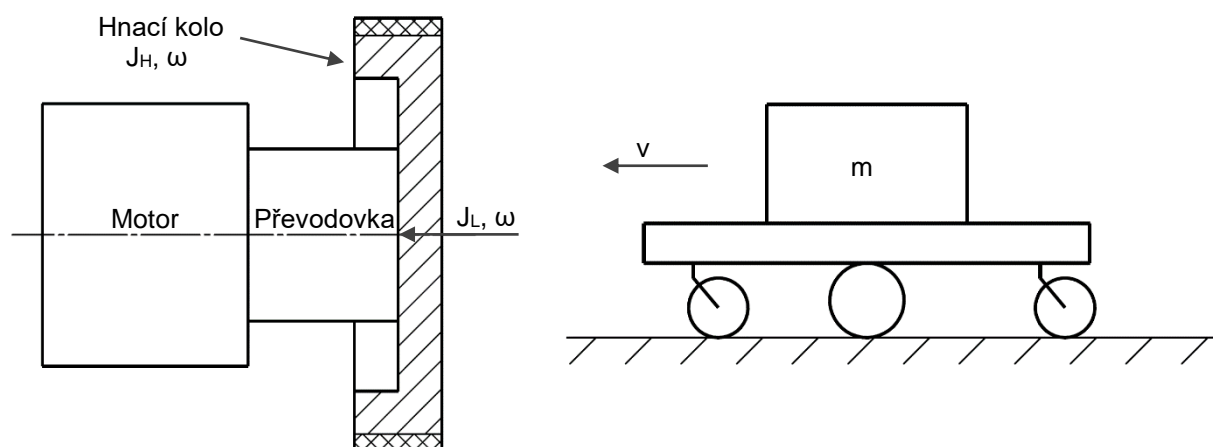
V prvním kroku je nutné určit důležité kinematické veličiny. Rychlost vozíku je známa z technického zadání (kap. 4), která byla stanovena na hodnotu 1,5 m/s, je možné psát:

$$v = r_H \cdot \omega \rightarrow \omega = \frac{v}{r_H}, \quad (1)$$

po dosazení známých hodnot

$$\omega = \frac{1,5}{0,1} = 15 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (2)$$

Zátěž se skládá z kola přišroubovaného na výstupní přírubu převodovky ($J_H = 0,0203 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$) a celkové hmotnosti vozíku (obr. 40). Jelikož se jedná o symetrickou úlohu, je možné soustavu rozdělit pomyslným řezem a provést výpočet pouze s jednou polovinou.



Obr. 40 Moment setrvačnosti zátěže

Moment setrvačnosti zátěže je redukován na výstupní hřídel z převodovky (v tomto případě výstupní příruba, na které je přišroubováno hnací kolo), kinetická energie od vlečných kol je zanedbána:

$$\frac{1}{2} J_L \omega^2 = \frac{1}{2} J_H \omega^2 + \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{m}{2} v^2. \quad (3)$$

A po úpravě:

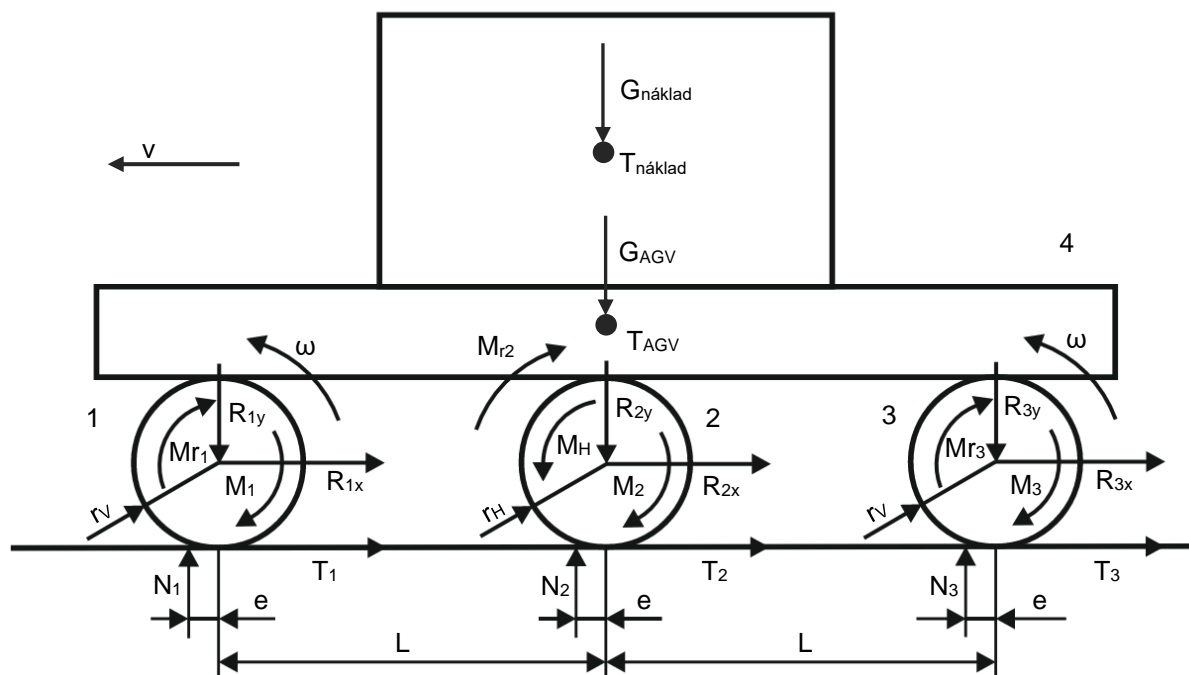
$$J_L = J_H + \frac{m}{2} \left(\frac{v}{\omega} \right)^2. \quad (4)$$

Dosazením známých hodnot do rovnice (2):

$$J_L = 0,0203 + \frac{700}{2} \cdot \left(\frac{1,5}{15}\right)^2 = 3,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

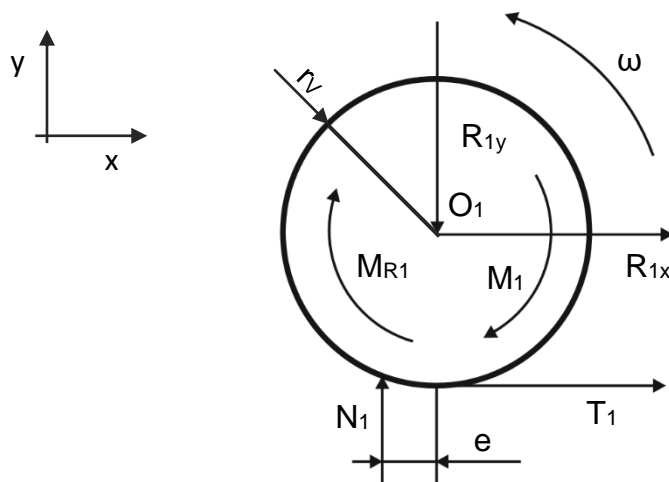
V dalším kroku je nutné vypočítat kroutící moment potřebný pro překonání pasivních odporů působících na soustavu. Hnací síla musí být v rovnováze s působícími pasivními odpory pro setrvání v rovnoměrném pohybu. Působící síly jsou znázorněny v obr. 41.

Nyní je možné soustavu uvolnit a zakreslit všechny akční a reakční síly. Celkově jsou uvolněny čtyři součásti, dvě vlečná kola, jedno hnací kolo a rám vozíku společně s nákladem. U každé uvolněné součásti jsou sepsány rovnice rovnováhy. Vozík s nákladem je brána jako jedna součást, jelikož nejsou známy pozice zdvihacích bodů, což při výpočtu pasivních odporů nevnáší do výsledku nepřesnosti. Všechna kola mají plášť vyrobený ze stejného materiálu (PU), tudíž hodnota ramene valivého odporu je konstantní.



Obr. 41 Vozík – síly

První uvolněná součást je vlečné kolo označené pozicí 1 na obr. 41.



Obr. 42 Uvolněné vlečné kolo 1

S respektováním obr. 42 je možné psát rovnice rovnováhy:

$$x: T_1 + R_{1x} = 0, \quad (5)$$

$$y: N_1 - R_{1y} = 0, \quad (6)$$

$$O_1: T_1 \cdot r_V - N_1 \cdot e - M_{R1} - M_1 = 0. \quad (7)$$

Po dosazení z rovnice (5) a (6) do rovnice (7) je možné psát:

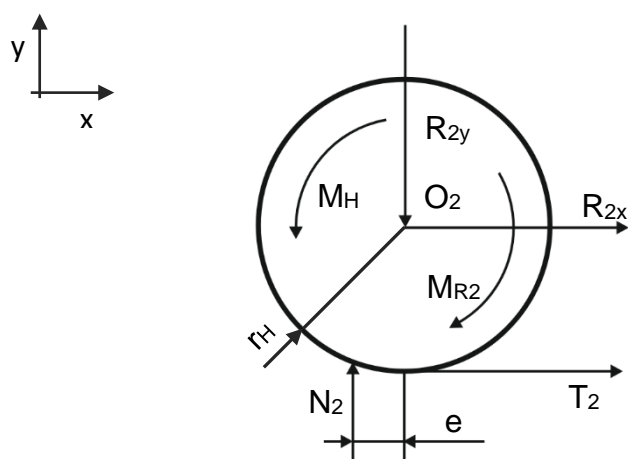
$$M_{R1} = -R_{1y} \cdot e - M_1 \quad (8)$$

Moment M_1 představuje valivý odpor použitého ložiska v náboji kola. Pomocí výpočetního programu od firmy SKF disponuje tento moment velikostí $M_1 = 0,0012 \text{ Nm}$. Jedná se o velmi malou hodnotu, kde při zanedbání tohoto momentu nedojde k výrazné chybě ve výpočtu. V ostatních případech se vyskytuje taktéž, v uvolňovacích obrázcích je moment zahrnut, ale ve výpočtech je zanedbán.

S přihlédnutím na předchozí text je možné upravit rovnici (8), čímž se získá:

$$M_{R1} = -R_{1y} \cdot e \quad (9)$$

Druhá uvolněná součást je hnací kolo označené pozicí 2 na obr. 41.



Obr. 43 Uvolněné hnací kolo 2

S přihlédnutím na obr. 43 je možné psát:

$$x: R_{2x} + T_2 = 0, \quad (10)$$

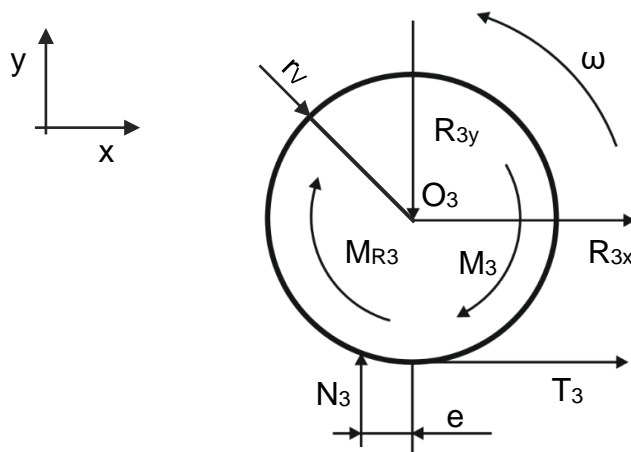
$$y: N_2 - R_{2y} = 0, \quad (11)$$

$$O_2: T_2 \cdot r_H + M_H - N_2 \cdot e - M_{R2} = 0. \quad (12)$$

Po dosazení z rovnic (10) a (11) do rovnice (12) se získá vztah:

$$M_{R2} = M_H - R_{2y} \cdot e. \quad (13)$$

Třetí součástí je vlečné kolo označené pozicí 3 na obr. 41. Silový rozbor je obdobný jako u vlečného kola 1.



Obr. 44 Uvolněné vlečné kolo 3

$$x: T_3 + R_{3x} = 0, \quad (14)$$

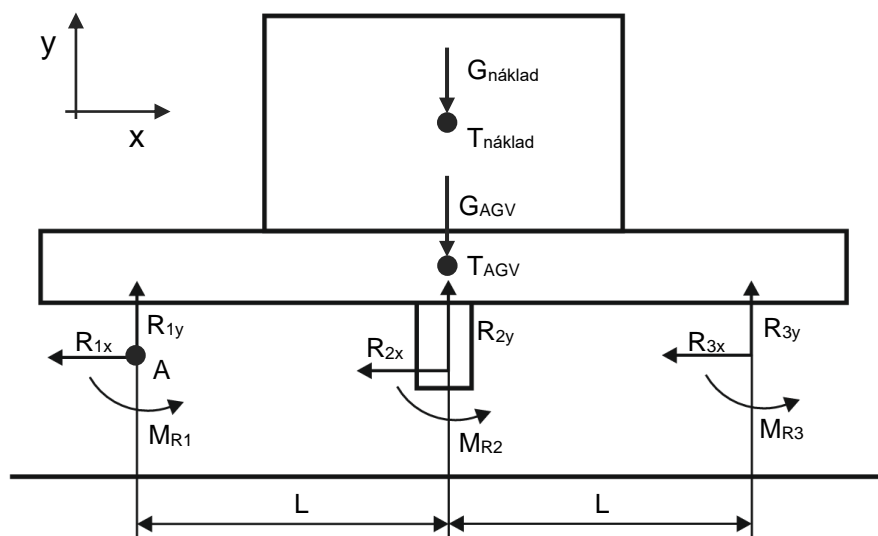
$$y: N_3 - R_{3y} = 0, \quad (15)$$

$$O_3: T_3 \cdot r_V - N_3 \cdot e - M_3 - M_{R3} = 0. \quad (16)$$

Po dosazení z rovnic (14) a (15) do rovnice (16) a zanedbáním momentu M_3 :

$$M_{R3} = -R_{3y} \cdot e \quad (17)$$

Poslední uvolněnou součástí je rám vozíku AGV označený pozicí 4 na obr. 41.



Obr. 45 Uvolněný rám vozíku AGV

V souladu s obr. 45 je možné psát:

$$x: R_{1x} + R_{2x} + R_{3x} = 0, \quad (18)$$

$$y: R_{1y} + R_{2y} + R_{3y} - G_{náklad} - G_{AGV} = 0. \quad (19)$$

Vzhledem k symetrii je možné uvažovat $R_{1y} = R_{3y}$, je možné upravit rovnici (19):

$$2 \cdot R_{3y} + R_{2y} = G_{náklad} + G_{AGV}, \quad (20)$$

$$A: (M_{R1} + M_{R2} + M_{R3}) - (G_{náklad} + G_{AGV})L + R_{2y} \cdot L + R_{3y} \cdot 2L = 0. \quad (21)$$

Vyjádřením z rovnice (20):

$$R_{2y} = G_{náklad} + G_{AGV} - 2 \cdot R_{3y},$$

a dosazením do rovnice (21):

$$M_{R1} + M_{R2} + M_{R3} = 0. \quad (22)$$

Úpravou vztahu (22) je možné získat potřebný hnací moment:

$$M_H - (R_{1y} + R_{2y} + R_{3y}) \cdot e = 0, \quad (23)$$

a s přihlédnutím na rovnici (19) se hnací moment rovná:

$$M_H = (G_{náklad} + G_{AGV}) \cdot e, \quad (24)$$

$$M_H = (4905 + 1962) \cdot 0,002 = 13,7 \text{ Nm}.$$

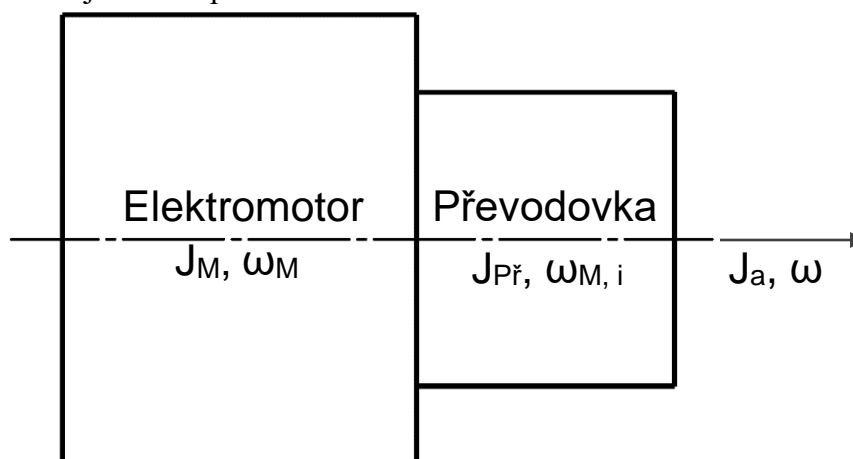
Moment M_H je součet momentů obou pohonů, jeden pohon musí disponovat momentem 6,9 Nm, který se označuje jako M_2 , a je to moment potřebný pro překonání pasivních odporů.

Moment setrvačnosti zátěže J_L je nutné porovnat s momentem setrvačnosti pohonu J_a , kde musí být splněna podmínka $3J_a \geq J_L$. Pohon se skládá z elektromotoru a převodovky (obr. 46). Moment setrvačnosti je vztažený na výstupní hřídel převodovky. Parametry předběžně vybraného motoru převodovky jsou v tabulce 5.8.

Tabulka 5.8 Parametry předběžného motoru a převodovky

Dunkermotoren BG 75 dPro		Převodovka Neugart PLFN 110	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
Nominální napětí [V]	48	Převodové číslo i [-]	32
Nominální otáčky [ot·min ⁻¹]	3870	Moment setrvačnosti [kg·cm ²]	12,3
Nominální moment [Nm]	1,49	Účinnost [%]	96
Maximální moment [Nm]	6,15	Torzí tuhost [Nm/arcmin]	67
Moment setrvačnosti [g·cm ²]	652	Maximální moment [Nm]	200
Hmotnost [kg]	2,8	Hmotnost [kg]	5,8

V souladu s obr. 46 je možné psát:



Obr. 46 Schéma pohonu

$$\frac{1}{2}J_a\omega^2 = \frac{1}{2}J_M\omega_M^2 + \frac{1}{2}J_{Př}\omega_M^2, \quad (25)$$

a po úpravě výrazu:

$$J_a = (J_M + J_{Př}) \left(\frac{\omega_M}{\omega}\right)^2, \quad (26)$$

$$J_a = (J_M + J_{Př}) \cdot i^2, \quad (27)$$

kde po dosazení známých hodnot:

$$J_a = (0,0652 + 12,3) \cdot 10^{-4} \cdot 32^2 = 1,27 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Při porovnání momentů setrvačnosti pohonu J_a a momentu setrvačnosti zátěže J_L musí být splněna podmínka:

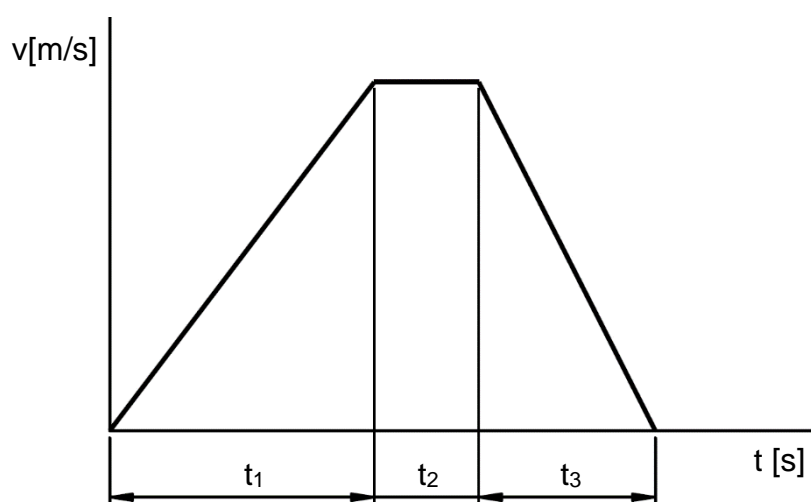
$$3 \cdot J_a \geq J_L, \quad (28)$$

$$3 \cdot 1,27 \geq 3,5,$$

$$3,81 \geq 3,5.$$

Podmínka je splněna, v tomto ohledu je vybraný pohon vyhovující.

Časový průběh rychlosti vozíku vypadá následovně (obr. 47). Vozík za čas t_1 zrychlí na maximální provozní rychlost v , kterou se bude pohybovat po dobu t_2 . Následuje zastavení vozíku, které proběhne za čas t_3 . Doba brzdění t_3 je z důvodu bezpečnosti zvolena kratší než čas potřebný pro zrychlení t_1 .



Obr. 47 Časový průběh

Časový úsek t_2 , kdy se vozík pohybuje rovnoměrným pohybem, je zvolen velmi krátký. Je to z důvodu nasimulování náročnějších podmínek pro pohon, jelikož při výpočtu je zohledňována doba jednotlivých fází pohybu. Pokud by doba t_2 byla velmi dlouhá, snížil by se vypočtený požadovaný kroutící moment. Existuje riziko, že ačkoliv výpočetně vybraný pohon vyhovuje, z praktického hlediska nemusí být dostatečný. V případě kritických situací, kdy se vozík uvede do pohybu a v momentě dosažení maximální rychlosti pohybu začne brzdit velkou intenzitou, jsou na pohon kladeny vysoké momentové nároky.

Moment potřebný pro zrychlení M_1 je dán vztahem:

$$M_1 = M_2 + (J_a + J_L) \cdot \frac{\omega}{t_1}, \quad (29)$$

$$M_1 = 6,87 + (3,5 + 1,3) \cdot \frac{15}{3} = 31 \text{ Nm}.$$

Moment M_3 potřebný pro brždění:

$$M_3 = (J_a + J_L) \cdot \frac{\omega}{t_3} - M_2, \quad (30)$$

$$M_3 = (3,5 + 1,3) \cdot \frac{15}{2} - 6,9 = 29,3 \text{ Nm}.$$

Střední moment se vypočítá pomocí vztahu:

$$M_{stř} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3}}, \quad (31)$$

$$M_{stř} = \sqrt{\frac{31^2 \cdot 3 + 6,9^2 \cdot 1 + 29,3^2 \cdot 2}{3 + 1 + 2}} = 27,8 \text{ Nm}.$$

Následně je důležité zkontrolovat, zda motor disponuje požadovaným krouticím momentem

$$M_k = M_{k_nom} \cdot i = 1,49 \cdot 32 = 47,7 \text{ Nm}. \quad (32)$$

Vypočtený krouticí moment je vyšší než moment požadovaný ($M_k > M_{stř}$).

Z rovnice rovnováhy na hnacím kole je možné vypočítat maximální moment, který je schopen se přenést na podlahu:

$$M_{max} \leq N_2 \cdot f \cdot r_H, \quad (33)$$

$$M_{max} \leq 981 \cdot 0,7 \cdot 0,1,$$

$$M_{max} \leq 68,8 \text{ Nm}.$$

Podmínka maximálního hnacího či brzdného momentu je splněná, moment se bez ztráty trakce přenese na podlahu.

Ověření maximální rychlosti pohybu vozíku:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{3870}{32} = 120,9 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (34)$$

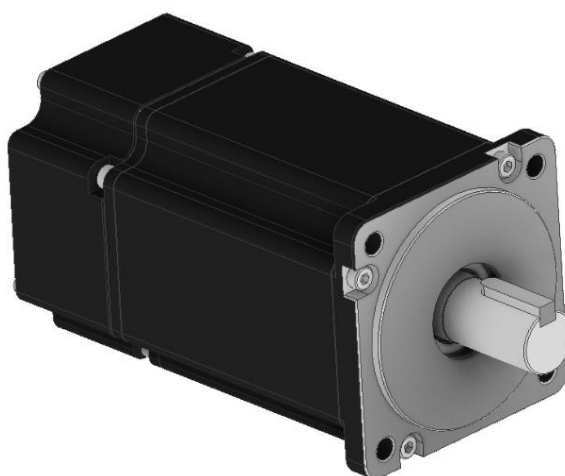
$$\omega_2 = 2\pi n = 2\pi \frac{120,9}{60} = 12,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (35)$$

a po dosažení hodnot do (1)

$$v = \omega_2 r_H = 12,7 \cdot 0,1 = 1,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

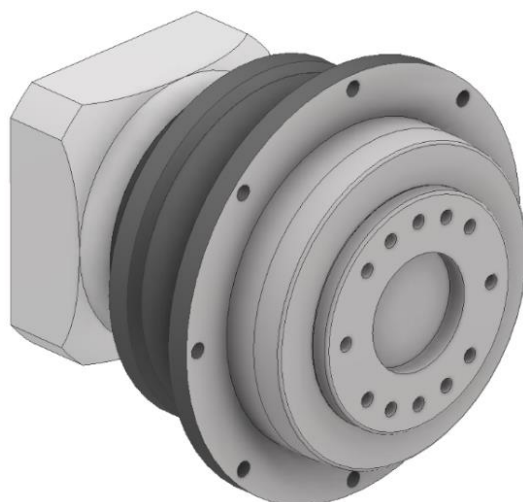
V technickém zadání je maximální rychlost pohybu zadána intervalem od 1 m/s do 1,5 m/s. Vypočtená maximální rychlost pohybu vozíku je 1,27 m/s, což je možné považovat za vyhovující.

Vzhledem k vypočteným hodnotám lze považovat vybrané komponenty za vyhovující. Vybraný motor je od společnosti Dunkermotoren s kódovým označením BG 75 dPro s nominálním napětím 48 V (obr. 48). Jedná se o stejnosměrný bezkartáčový elektromotor s integrovaným enkodérem. Vybrané hlavní parametry motoru jsou uvedeny v tab. 5.8.



Obr. 48 Dunkermotoren BG 75 dPRO

Vybraná převodovka je od společnosti Neugart s označením PLFN 110 (obr. 49). Jedná se o planetovou převodovku, v konkrétní aplikaci byla použita převodovka s převodovým číslem $i = 32$. Vybrané hlavní parametry je možné nalézt v tab. 5.8. Společnost Neugart nabízí možnost výroby příruby na vybraný motor, který si zákazník zvolí. Při tvorbě konstrukce byla služba využita.



Obr. 49 Neugart PLFN110

5.5.2 Výpočet akumulátoru

Mezi hlavní požadavky na vybraný akumulátor spadá např. vysoká účinnost, možnost hlubokého vybíjení, možnost nabíjení vysokými proudy bez ztráty kapacity atp.

Jelikož navrhované řešení počítá s uplatněním příležitostného nabíjení (akumulátor vozíku je nabíjen na různých stanovištích, kde jsou umístěny nabíjecí stanice a v případě zastavení započne proces nabíjení), nejsou kladeny vysoké nároky na velikost kapacity soustavy akumulátorů, což s sebou přináší řadu výhod – sníží se celková hmotnost vozíku, více místa ve vnitřním prostoru vozíku a také se sníží výsledná cena.

V této kapitole je proveden výpočet týkající se potřebné kapacity sestavy akumulátorů pro dvouhodinový provoz plně naloženého vozíku pohybující se maximální rychlostí. Energeticky nejnáročnější jsou rozjezdy vozíku na maximální rychlost, které jsou ve výpočtu zohledněny. Počet rozjezdů je závislý na dané trase, ve výpočtech je době rozjezdů přiřazena čtvrtina doby provozu.

Při konstantní jízdě je odebíraný výkon roven:

$$P_{v_konst} = \left(\frac{2 \cdot M_2}{r_H} \right) \cdot v, \quad (36)$$

$$P_{v_konst} = \left(\frac{2 \cdot 6,9}{0,1} \right) \cdot 1,27 = 174 \text{ W}.$$

Výkon potřebný pro rozjezd je dán vztahem:

$$P_{rozjezd} = 2 \cdot M_1 \cdot \omega, \quad (37)$$

$$P_{rozjezd} = 2 \cdot 31 \cdot 12,7 = 787,4 \text{ W}. \quad (38)$$

Pro brzdění je potřeba menšího kroutícího momentu ($M_1 > M_3$), ale z důvodu naddimenzování akumulátorů je počítáno se stejným momentem i v případě brzdění.

Potřebnou kapacitu akumulátoru lze vypočítat ze vztahu [3]

$$C_{aku} = \frac{A}{U_{aku} \cdot \eta} \cdot k, \quad (39)$$

kde A je energie potřebná pro jízdu, U_{aku} je jmenovité napětí akumulátoru, η je účinnost pohonu a k je koeficient, kde je zahrnuta degradace akumulátoru (snížování kapacity) vlivem stárnutí akumulátoru a z toho důvodu, že baterie nejsou konstruovány na vybití do 100 %.

Energie potřebná pro jízdu se vypočítá ze vztahu [3]:

$$A = P_{v_{konst}} \cdot t_J + P_k \cdot t_R, \quad (40)$$

$$A = 174 \cdot 2 + 787,4 \cdot 0,5 = 739,8 \text{ Wh},$$

kde t_J je čas jízdy konstantní rychlostí a t_R je čas určený pro rozjezdy a brždění.

Dosažením hodnot do rovnice (18):

$$C_{aku} = \frac{739,8}{48 \cdot 0,92} \cdot 1,2 = 20,1 \text{ Ah}.$$

V kapitole 2.2 jsou porovnány jednotlivé akumulátory používané v AGV vozících, shrnuty jejich výhody a nevýhody. V závislosti na těchto informacích pro tuto aplikaci je možné aplikovat buďto baterie TTPL, anebo moderní LiFePO₄. V současných aplikacích se využívají velmi často druhá jmenovaná. Je to zejména díky své vysoké účinnosti, bezpečnému provozu a možnosti hlubokého vybíjení (vysoké DoD).

Akumulátory pro tuto aplikaci byly vybrány od společnosti Wiferion, která nabízí akumulátor LiFePO₄ o výstupním napětí 24 V a kapacitě 21 Ah, kdy po připojení druhého akumulátoru do série se získá potřebné výstupní napětí o hodnotě 48 V. Dalším důvodem, proč byl vybrán akumulátor od společnosti Wiferion je ten, že zároveň nabízí také dobíjecí systémy, včetně těch bezdrátových. Společnost nabízí tři typy nabíjecích systémů lišících se zejména nabíjecím výkonem. Je výhodné, když akumulátor a nabíjecí systém jsou od jedné společnosti, předpokládá se tak vysoká funkčnost celého systému. Vybraný bezdrátový dobíjecí systém od společnosti Wiferion nese označení etaLINK 3000.

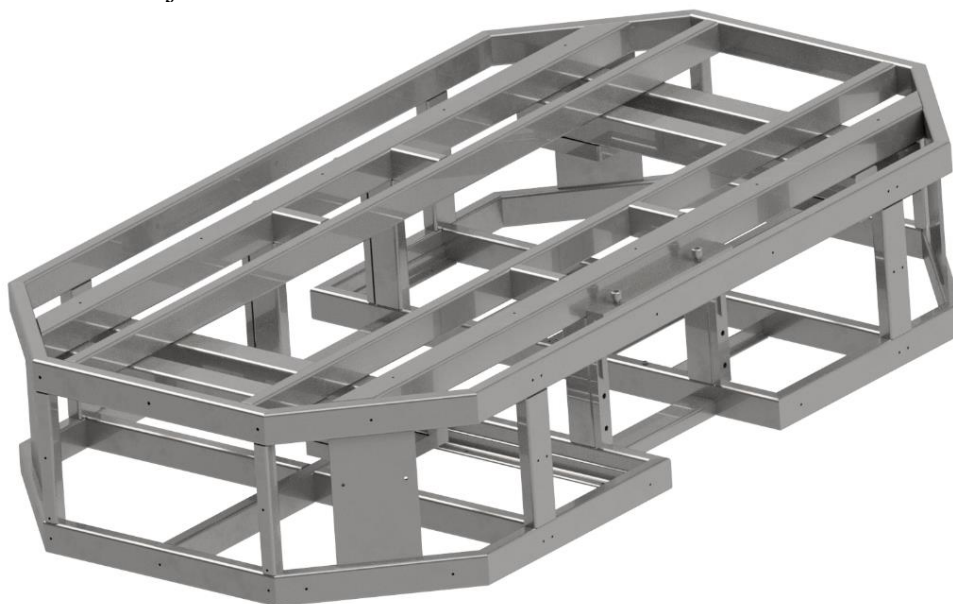
5.6 Návrh rámu

Pro zajištění kvalitního návrhu konstrukce rámu je důležité stanovit nároky, které jsou na rám vozíku kladeny:

- velikost konstrukce max. 1500 × 750 × 300 mm,
- dostatečná pevnost (hodnota průhybu max. 0,5 mm),
- optimální hmotnost (max. 60 kg).

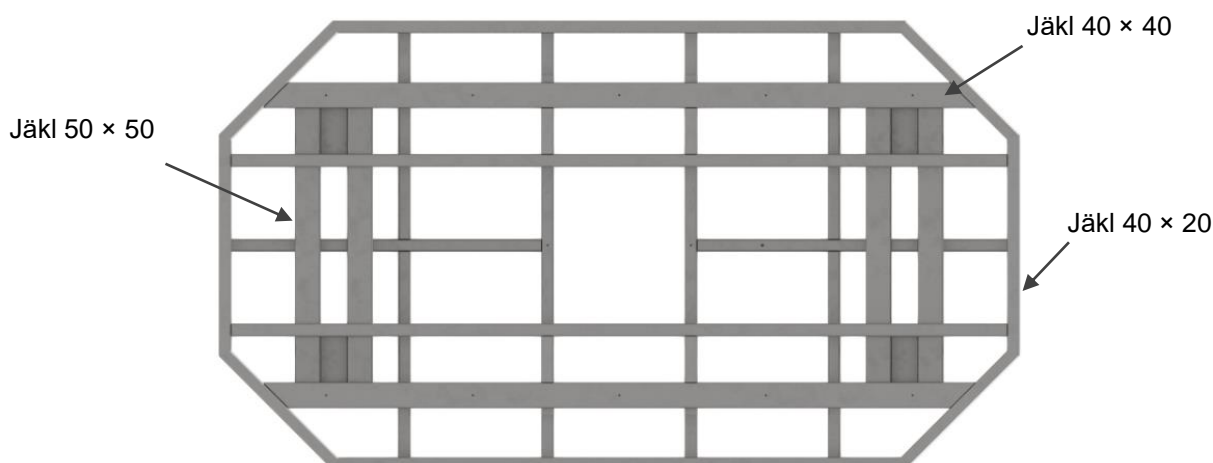
Finální návrh konstrukce rámu je znázorněn na následujícím obrázku (obr. 50). Celkové rozměry rámu jsou 1230 × 690 × 240 mm, v případě osazených kol je výsledná konstrukce vysoká 270 mm, čímž je splněn požadavek na maximální rozměry vozíku.

Uvnitř rámu je dostatek místa pro všechny potřebné díly jako jsou akumulátory, motory pro pohon kol a také systém pro zdvih platformy, což ale není součástí této práce. Rohy rámu jsou zkosené pod úhlem 45° z důvodu vytvoření prostoru pro umístění bezpečnostních laserových skenerů a majáků.



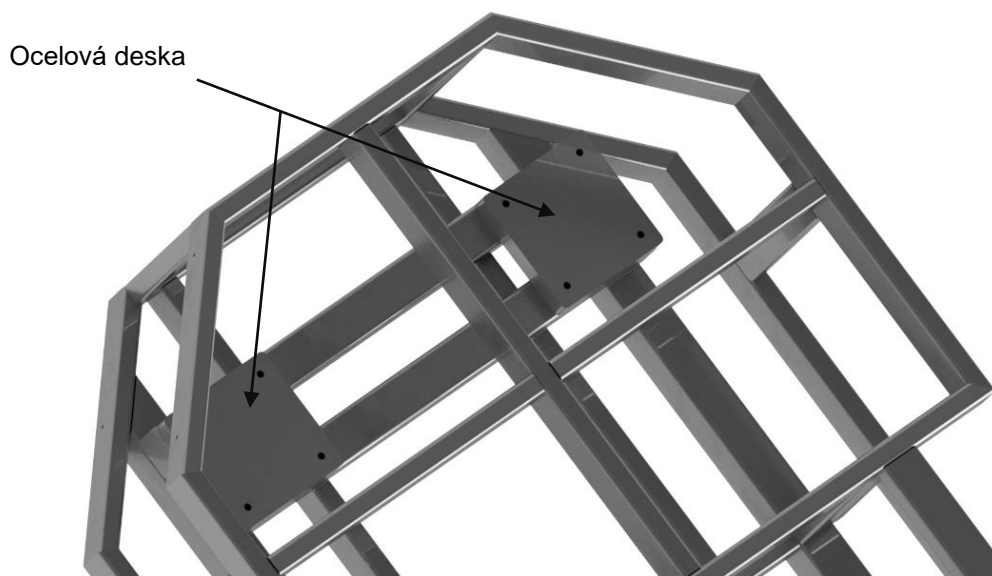
Obr. 50 Rám vozíku

Vzhledem k vybrané variantě a požadavkům kladeným na rám vozíku byla vybrána svařovaná konstrukce. Konstrukce obsahuje čtyři typy nosných prvků. Jedná se o ocelové uzavřené tenkostěnné profily, kde tři typy jsou čtvercového průřezu (rozměr 20×20 , 40×40 mm a 50×50 mm) a čtvrtý je obdélníkového průřezu o rozměru 40×20 mm. Tloušťka stěny je 2 mm a je shodná u všech profilů. Profil o rozměru 50×50 mm je použit jako vymežovací prvek, jelikož použitá vlečná kola o optimální nosnosti jsou nízká a do vnitřního prostoru rámu by nebylo možné uložit potřebnou elektroniku. Čtvercový profil 40×40 mm je umístěn na vrchní části konstrukce, kde pro zachování maximální pevnosti není přerušen a svou délkou sahá přes celou konstrukci. Profily jsou vyrobeny z konstrukční oceli S235JR, kdy mez kluzu je minimálně 235 MPa.



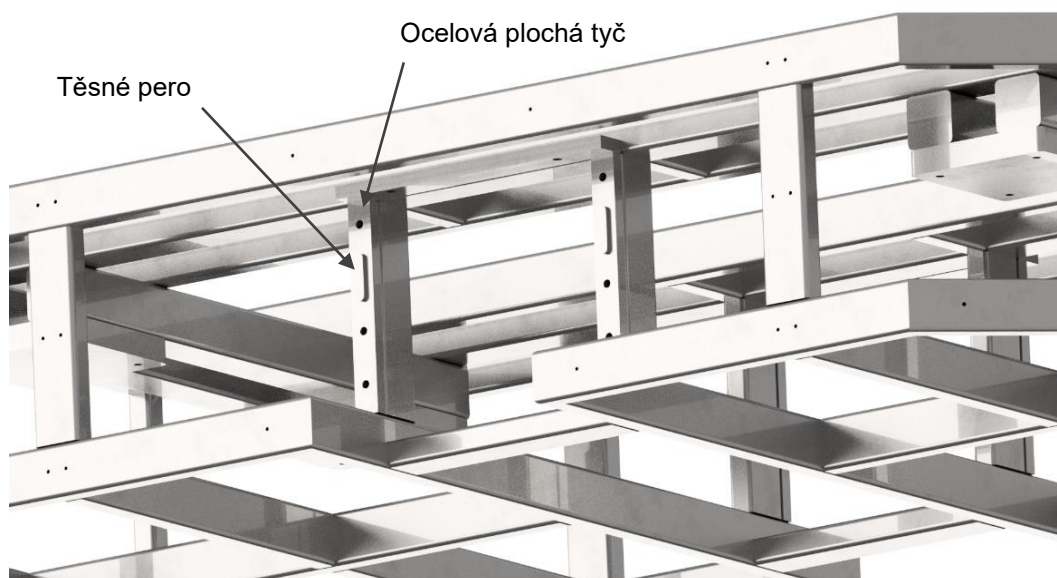
Obr. 51 Půdorys rámu vozíku

Vybraná varianta vozíku obsahuje celkem šest kol, čtyři vlečná a dvě hnací. Vhodnou konstrukcí či následně provedenými technologickými operacemi je nutné zajistit optimální kontakt kol s podlahou. Vlečná kola jsou umístěna v rozích rámu konstrukce, kde je navařena ocelová čtvercová deska o tloušťce 25 mm obsahující závity odpovídající velikosti. Pro zajištění stejné výšky vlečných kol se po svaření konstrukce a provedení odpovídajícího tepelného zpracování obrobí dosedací plocha desky. Po namontování vlečných kol by měl být zajištěn rovnoměrný kontakt s podlahou.



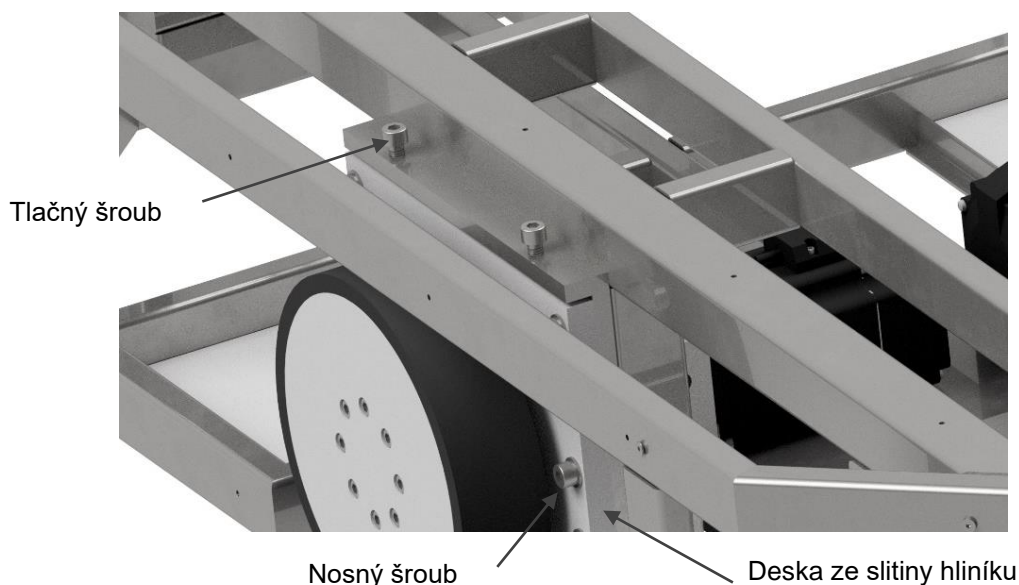
Obr. 52 Ocelové desky pro montáž vlečných kol

Hnací kola jsou umístěna v polovině konstrukce, kde jsou na dané profily navařeny ocelové ploché tyče o tloušťce 12 mm a šířce 20 mm. Po provedení daného tepelného zpracování rámu dojde k obrobení dosedacích ploch, čímž by měla být zajištěna dobrá sbíhavost hnacích kol.



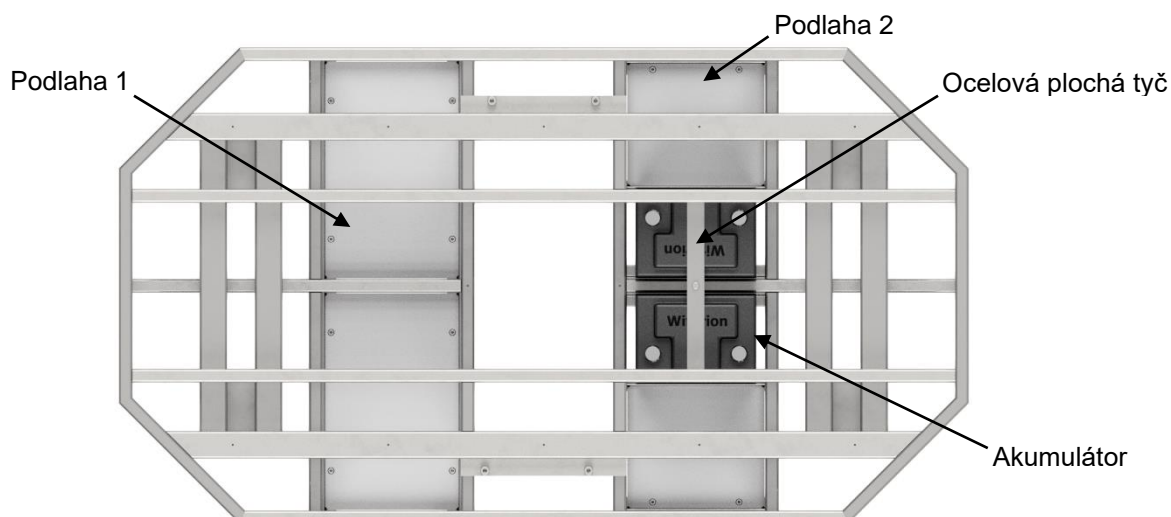
Obr. 53 Navařené ploché tyče pro hnací kola

Pro zajištění optimálního přitlaku hnacích kol na podlahou konstrukce disponuje tlačnými šrouby, které odtlačují desku z hliníkové slitiny, v níž je uložena převodovka (situace je znázorněna na obr. 54). Po nastavení ideální výšky prostřednictvím tlačných šroubů dojde k utažení šestice šroubů velikosti M8. V desce jsou vyfrézované drážky pro nosné šrouby dovolující polohování v rozsahu 6 mm. Pro zajištění pohybu desky pouze ve vertikálním směru je v navařené ocelové ploché tyči vyfrézována drážka pro těsné pero, čímž dojde k zamezení pohybu v horizontálním směru. Rozměry a přesnosti výroby desky je možné nalézt ve výkresové dokumentaci (3-DP S21000236-3-0)



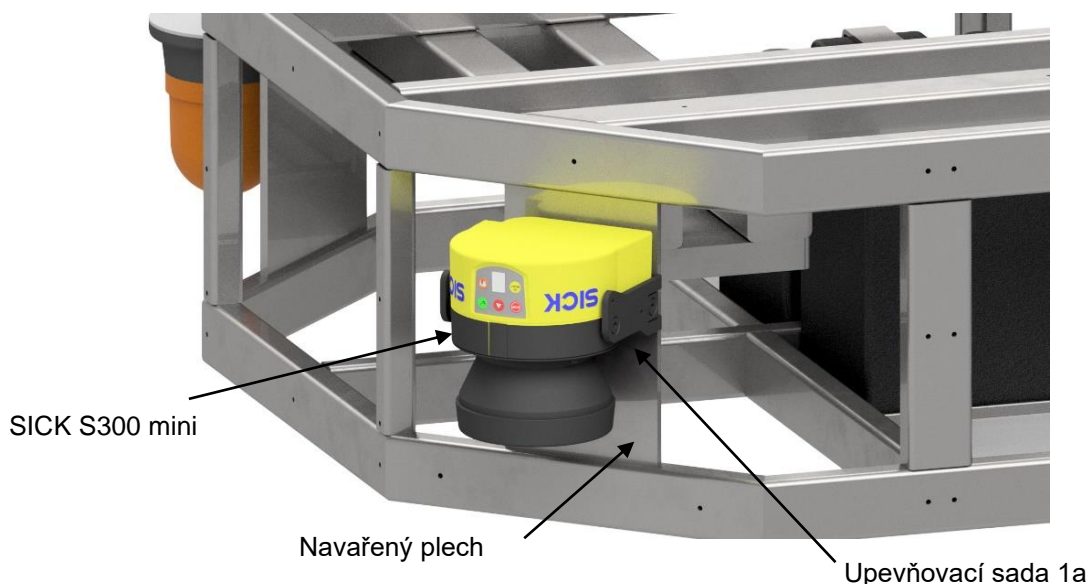
Obr. 54 Přítlak hnacích kol

V aplikaci je použita dvojice akumulátorů pro zajištění požadovaného výstupního napětí a požadované kapacity. V rámu jsou uloženy následujícím způsobem (obr. 55). Na nosné prvky jsou navařeny L profily, na které jsou akumulátory položeny a pomocí ocelové ploché tyče a šroubu M6 jsou přitlačovány k rámu. Podlaha je tvořena stejným způsobem, do vytvořeného prostoru je vložena deska z materiálu PA6, která je následně přišroubovaná M4 šrouby.



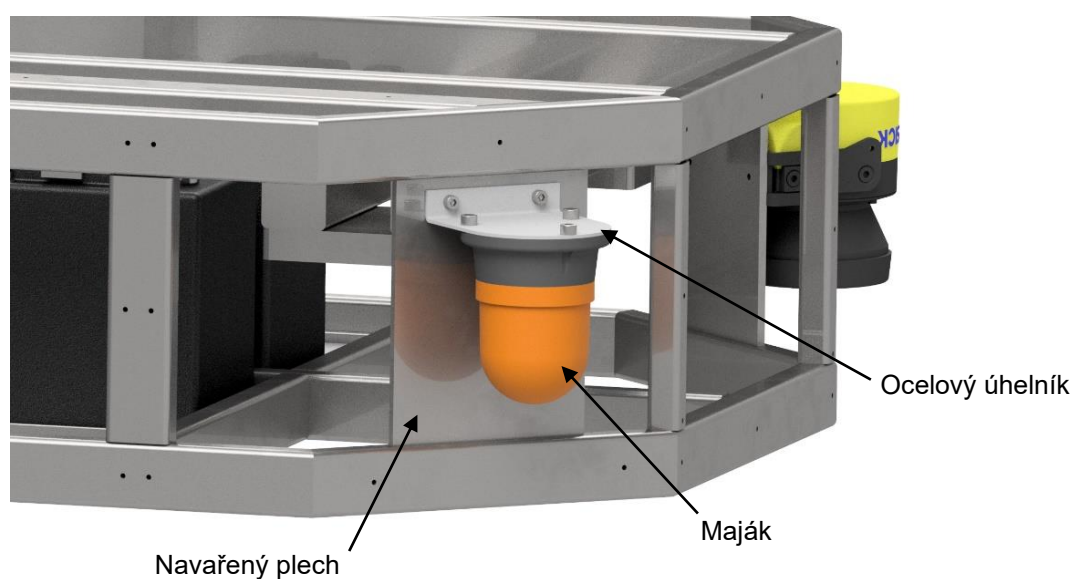
Obr. 55 Uložení akumulátorů

Pro zajištění vysoké bezpečnosti provozu disponuje systém dvojicí bezpečnostních laserů umístěných na protilehlých úhlopříčkách. Jedná se o bezpečnostní lasery od firmy SICK s označením S300 Mini Standard (obr. 56). Úhel snímaného zorného pole je 270° a umožňuje nastavit 3 typy polí bezpečnostní oblastí. Pro uchycení k rámu je do zkosené části konstrukce přivařen plech s příslušnými závitovými dírami v kombinaci s použitím upevňovacího prvku *Upevňovací sada 1a* od společnosti SICK je možné bezpečnostní laser pohodlně připevnit.



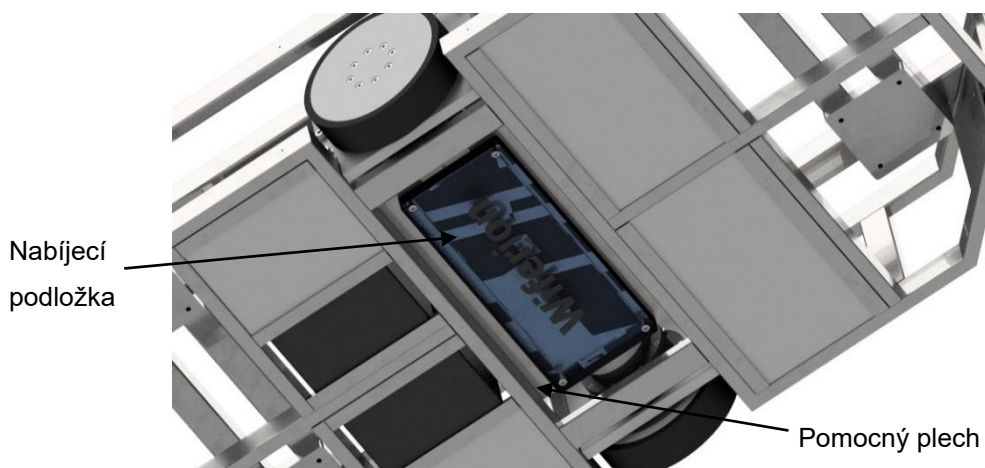
Obr. 56 Uchycení bezpečnostního laserového skeneru SICK

Uchycení majáku (obr. 57) je řešeno velmi podobně, kdy do zkosené části rámu je navařen plech s příslušnými závitovými otvory. Pomocí dvojice M5 šroubků se na přivařený plech připevní ocelový úhelník, na kterém jsou díry pro připevnění majáku.



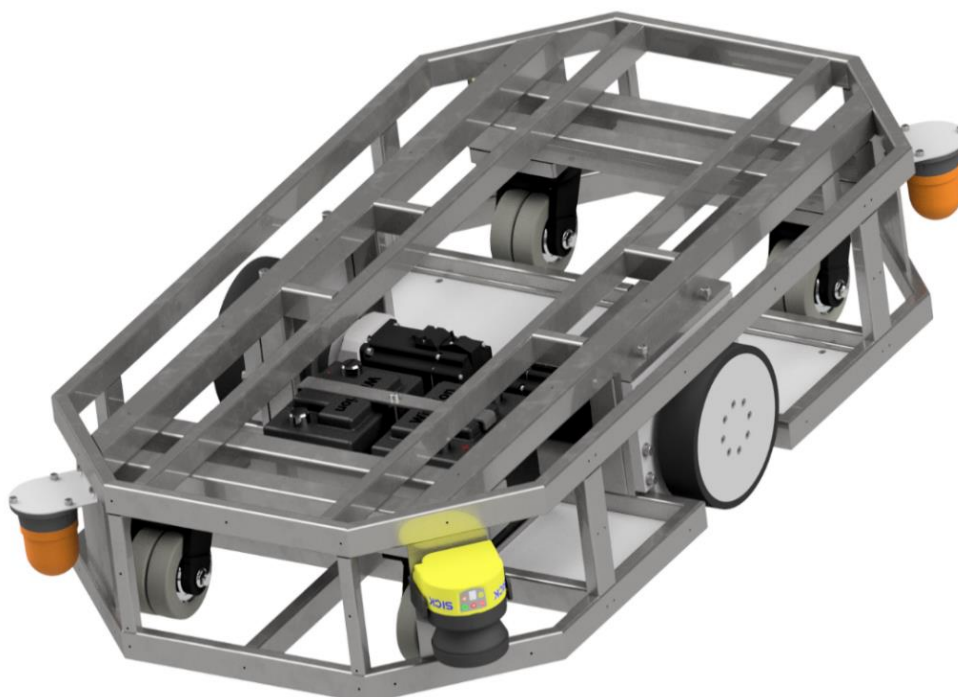
Obr. 57 Uchycení majáku

Nabíjecí podložka od firmy Wiferion je umístěná v jinak nevyužitém prostoru pod hnacími motory (obr. 58). Společnost nabízí dva rozměry nabíjecích podložek, vybrán byl rozměr 360x150x20 mm. Nabízen je také rozměr 250 × 250 × 15 mm, ale nepodařilo se jej vhodně implementovat do konstrukce. V rozích nabíjecí podložky jsou montážní otvory s válcovým zahloubením pro šrouby velikosti M6. Nabíjecí podložka je připevněna na pomocný plech, který je následně přišroubován na rám vozíku. Pro jednodušší servisní zákroky je možné nabíjecí podložku demontovat z vnitřního prostoru vozíku.



Obr. 58 Umístění nabíjecí podložky

Plně osazený rám je vyobrazen na následujícím obrázku (obr. 59). Svařenec (výkres s označením 1-DP S21000236-0-1) dosahuje hmotnosti přibližně 50 kg. Při návrhu rámu bylo myšleno i na snadné uložení komponent a elektroniky do vnitřního prostoru rámu, z toho důvodu se v prostřední části rámu nenachází žádný profil. Sestavný výkres nese označení 1-DP S21000236-0-0.



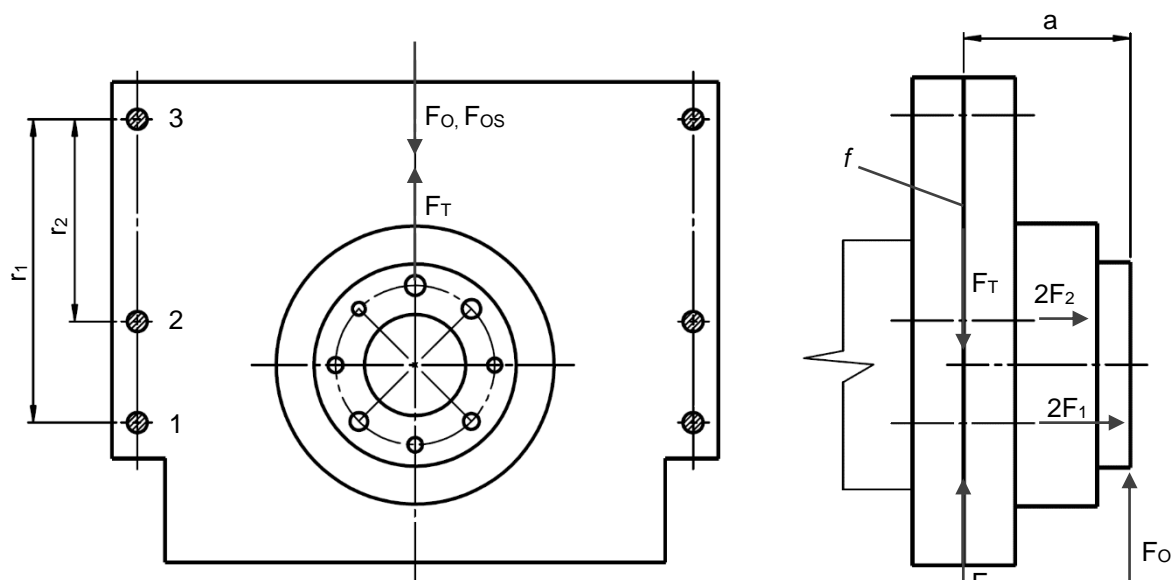
Obr. 59 Osazený rám

5.7 Kontrola pevnosti

Kontrolována je jednak pevnost samotného rámu, kde pro zjištění celkového namáhání a maximálního průhybu je použita MKP analýza, jednak jsou výpočtem ověřeny nosné šrouby, kterými je přišroubovaná deska z hliníkové slitiny (s uloženou převodovkou) k rámu vozíku. Vzhledem k faktu, že daná deska z hliníkové slitiny je výškově stavitelná z důvodu vytvoření optimálního přitlaku mezi kolem a podlahou, není možné zachycení zatěžující síly tvarovou vazbou (např. kolíky). Z toho důvodu je zatěžující smyková síla přenášena pouze pomocí třecí síly vyvolané ve stykové ploše spojovaných součástí.

5.7.1 Pevnostní kontrola šroubového spoje

Situace je znázorněna na obrázku níže (obr. 60). Jelikož zatěžující síla nepůsobí ve stykové rovině spojovaných součástí, ale na volném konci, je šroubový spoj namáhán ohybem a smykem.



Obr. 60 Šroubový spoj

Relativní osa otočení x je velmi blízko šroubového spoje, tím pádem je zanedbatelná síla F_3 od ohybového momentu M_0 vyvolané silou F_0 . Provozní síly jsou označeny F_1 a F_2 a jejich vzdálenosti od osy x jsou označeny r_1 a r_2 .

Zatěžující ohybový moment je v rovnováze s momenty jednotlivých provozních sil, je tedy možné psát

$$M_0 = 2F_1r_1 + 2F_2r_2. \quad (41)$$

Pro poměr provozních sil platí vztah [38]

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}, \quad (42)$$

kde následně ze vztahu (42) lze po dosazení (43) a úpravě získat výraz [38]

$$F_1 = \frac{M_O r_1}{2r_1^2 + 2r_2^2} = \frac{aF_O r_1}{2r_1^2 + 2r_2^2} = \frac{0,0375 \cdot 981 \cdot 0,12}{2 \cdot 0,12^2 + 2 \cdot 0,08^2} = 106 \text{ N}, \quad (43)$$

ze které je možné stanovit předpětí dle vztahu [38]

$$F_Q = \psi F_1 + \Delta F_{p1} = F_1 \left(\psi + \frac{k_p}{k_p + k_s} \right) = 106 \left(10 + \frac{5}{5 + 1} \right) = 1149 \text{ N}, \quad (44)$$

kde F_Q je předpínací síla, ψ je součinitel přetížitelnosti, členy k_p a k_s jsou tuhosti šroubu a spojovaných součástí.

Nyní je nutné zkontrolovat přenos smykové síly třecími silami mezi spojovanými součástmi, musí platit [38]

$$F_{OS} < 2F_{p1}f + 2F_{p2}f + 2F_{p3}f, \quad (45)$$

index p označuje síly mezi spojovanými součástmi při zatížení momentem M_O a f je koeficient tření mezi spojovacími plochami, uvažováno $f = 0,4$.

Jednotlivé síly se spočítají podle vztahů [38]

$$F_{p1} = F_Q - \Delta F_{p1} = F_Q - F_1 \frac{k_p}{k_p + k_s} = 1061 \text{ N}, \quad (46)$$

$$F_{p2} = F_Q - \Delta F_{p2} = F_Q - F_2 \frac{k_p}{k_p + k_s} = 1090 \text{ N}, \quad (47)$$

$$F_{p3} = F_Q = 1149 \text{ N}. \quad (48)$$

Po dosazení vypočtených hodnot do vztahu (45) je možné provést porovnání

$$981 \text{ N} < 2641 \text{ N},$$

podmínka pro přenos smykové síly F_{OS} třecími silami v místě jednotlivých spojů je splněna.

Utahovací moment je roven [38]

$$M_u = \frac{F_Q}{2} [d_2 \tan(\gamma + \varphi'_z) + f_p D_p], \quad (49)$$

kde γ je úhel stoupání střední šroubovice závitu, φ'_z je třecí úhel v tečné rovině, $f_p = 0,18$ je koeficient tření mezi hlavou šroubu a podložkou, D_p je střední průměr stykové plochy šroubu a podložky.

Po dosazení hodnot do vztahu (49)

$$M_u = 2,2 \text{ Nm.}$$

Pevnostní kontrola se provede pro dva stavy, při montáži a za provozu. Při montáži je šroub namáhán silou předpětím F_Q a krutem vzniklým odporovým momentem v závitě.

$$M_{zu} = \frac{F_Q}{2} d_2 \tan(\gamma + \varphi'_z) = 1,08 \text{ Nm.} \quad (50)$$

V nosném průřezu šroubu je tahové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_3} = \frac{4F_Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 1149,6}{\pi \cdot 6,272^2} = 37,2 \text{ MPa,} \quad (51)$$

a napětí v krutu od odporového momentu

$$\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{k3}} = \frac{16M_{zu}}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 1,08}{\pi 6,272^3} = 0,22 \text{ MPa.} \quad (52)$$

Ekvivalentní napětí v nosném průřezu šroubu je

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{37,2^2 + 3 \cdot 0,22^2} = 37,2 \text{ MPa.} \quad (53)$$

Za provozu je šroub namáhán pouze tahovou silou F_{s1} , pro kterou platí vztah [38]

$$F_{s1} = F_Q + \Delta F_{s1} = F_Q + F_1 \frac{k_s}{k_p + k_s} = 1167,3 \text{ N,} \quad (54)$$

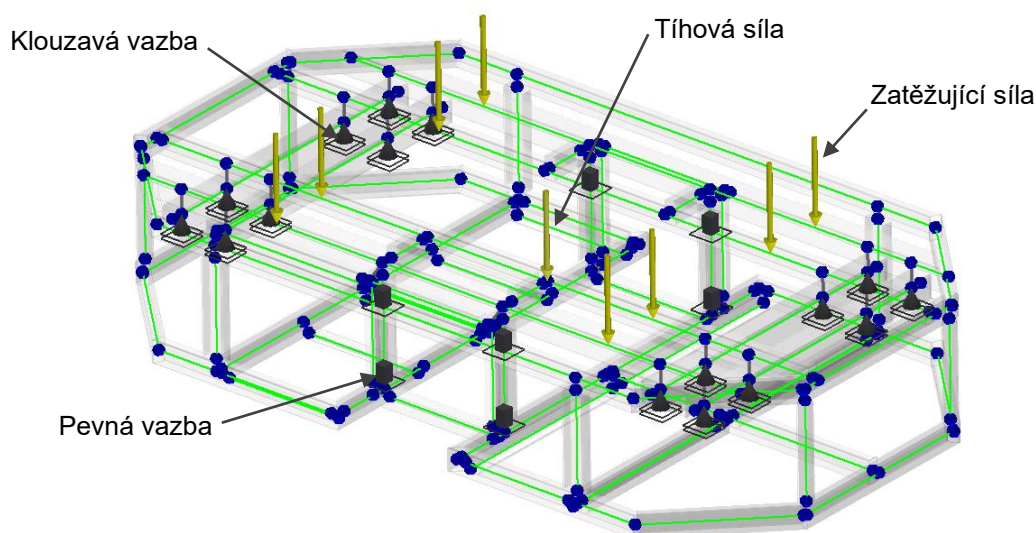
v nosném průřezu je tedy tahové napětí

$$\sigma_{t1} = \frac{F_{s1}}{S_3} = \frac{4F_{s1}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 1167,3}{\pi \cdot 6,272^2} = 37,8 \text{ Nm.} \quad (55)$$

Napětí σ_e i σ_{t1} jsou výrazně nižší, než dovolené napětí šroubu $\sigma_{Dt} = 640 \text{ MPa}$. Pro zvýšení třecí síly mezi spojovanými díly je nutné zvýšit předpínací sílu F_Q , čehož je možné docílit zvýšením koeficientu přetížitelnosti spoje ψ .

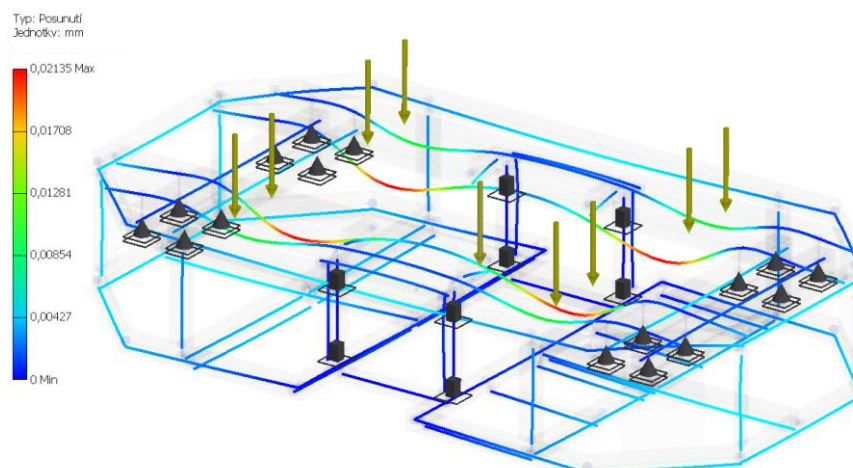
5.7.2 Pevnostní analýza rámu

Pro kontrolu pevnosti navrženého rámu byla provedena MKP analýza v programu Autodesk Inventor 2023. Výpočtový model je tvořen prvky typu *beam*. Zadané okrajové podmínky jsou znázorněny na obr. 61, kde v oblasti uložené desky ze slitiny hliníku je volena vazba typu *pevná*, v místech vlečných kol je zadána vazba typu *klouzavá*, která zabraňuje posuvu ve svislém směru, ale umožňuje zcela volný posuv ve směru horizontálním. Jelikož nebyly přesně určeny pozice zdvihových bodů, bylo nutné je určit přibližně a do těchto bodů zavést příslušné zatěžující síly představující zatížení od převáženého nákladu. Daná síla je rozdělena na dvojici sil a každá působí na jeden nosný profil (obdélníkový a čtvercový tenkostěnný profil). Celkové zatížení je rovné 6375 N, kdy na jednu zatěžující sílu připadá 800 N. Součástí zatížení je také hmotnost daného rámu. Zatížení např. od akumulátorů je zanedbáno, jelikož výrobce hmotnost neudává a z důvodu použití pouze dvou akumulátorů nedojde k významné chybě výsledku.



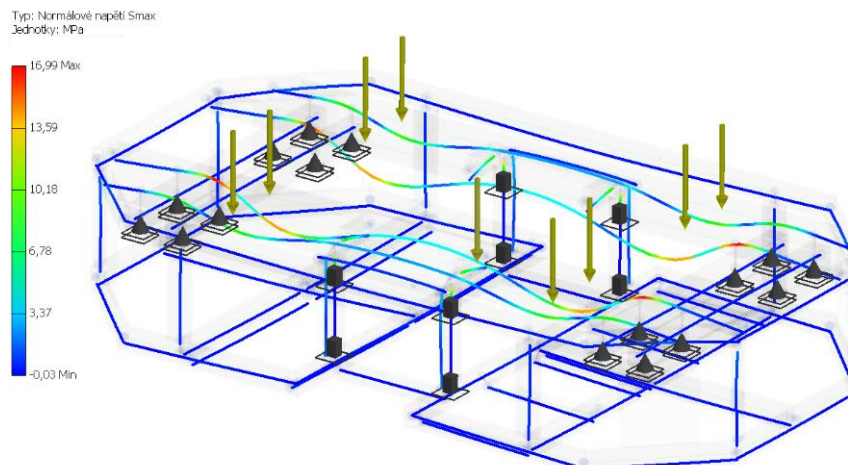
Obr. 61 Výpočtový model

Výsledky získané provedením analýzy jsou zobrazeny na obrázcích níže (obr. 62 a 63). První z uváděných obrázků znázorňuje hodnoty posunutí. Hodnota maximálního posunutí je 0,02135 mm a této hodnoty dosahuje profil obdélníkového průřezu přímo zatížený silou 800 N od převáženého nákladu. Čtvercový profil takového průhybu v porovnání s obdélníkovým profilem nedosahuje.



Obr. 62 Hodnoty posunutí

Hodnoty napětí v rámu jsou zobrazeny na obr. 63. Maximální hodnota napětí je 17 MPa a opět se jedná o tentýž profil obdélníkového průřezu přímo zatížený silou 800 N od převáženého nákladu.



Obr. 63 Hodnoty napětí

V závislosti na provedené analýze je možné prohlásit, že navržená konstrukce splňuje nadefinované požadavky (kap. 5.6). Hmotnost rámu je přibližně 50 kg. Jelikož se vozík bude pohybovat v prostoru kde jsou přítomni lidé, je konstrukce určitým způsobem naddimenzovaná. Je to z důvodu bezpečnosti, kdy konstrukce se nesmí porušit i při nečekaně vyšším zatížení, kdy např. pokud daná paleta dosahuje vyšší hmotnosti, než je maximální nosnost vozíku, nebo pokud by těžký předmět zasáhl vozík a hrozil by tak kolaps konstrukce a možné ohrožení operátorů linek v okolí. Je možné konstrukci optimalizovat a použít jiný typ profilů za účelem odlehčení konstrukce. Stále by však konstrukce měla být určitým způsobem naddimenzovaná.

6 Aplikační přínos

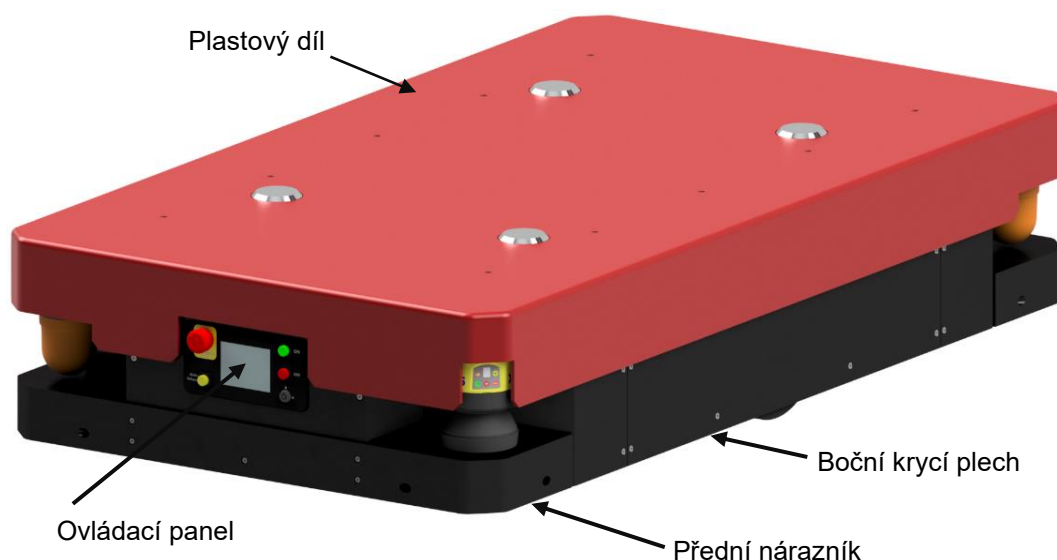
Současným trendem firem operujících v oblasti strojírenství je snaha o automatizaci. Zautomatizovat se nesnaží pouze procesy výrobní, ale také ty logistické. V případě vhodně implementované automatizační techniky pro manipulaci s materiálem je možné docílit výrazného zefektivnění procesu, zvýšení celkové bezpečnosti na pracovišti, či eliminaci chyb způsobené lidským faktorem. Jedním z možných řešení je implementace AGV, které jsou v současné době stále více nasazovány.

To je jeden z hlavních důvodů vzniku této diplomové práce s předpokladem, že předložené výsledky budou dále využity v rámci budoucích výzkumných a vývojových aktivit Katedry sklářských strojů a robotiky (KSR) zaměřených na řízení AGV na platformě neuronových sítí a fusion sensoriky. Lze konstatovat, že v současné době existuje řada mechanických systémů, které jsou uplatňovány v konstrukci AGV v závislosti na konkrétní aplikaci a podmínkách provozu. Momentální slabinou pro nasazení zejména většího počtu AGV operujících na jednom pracovním prostoru najednou je úroveň centrálního řízení, tzv. fleet managementu, který zatím není schopen efektivním způsobem řešit optimální komunikaci s ohledem na problematiku související např. s vyhýbáním AGV, reakcemi na náhodné dynamické překážky, nestabilním nákladem apod. V současné době je strategie fleet managementu řešena jak v rámci výzkumných programů na univerzitách, tak u soukromých společností a obecně se využívá principů tzv. hlubokého učení (deep learning), což umožňuje uvedené problémy postupně řešit rychleji a efektivně.

Návrh podvozku mobilní platformy AGV vytvořený v předložené diplomové práci prezentuje první návrh funkčního vzorku v rámci KSR, který bude v návazných projektech postupně optimalizován a následně vyroben. Uvedený návrh dává určitou představu o možné konstrukci, použitých komponentech a úskalích, které je potřeba při návrhu respektovat. Obecným problémem AGV systémů je problematická schopnost překonávání nerovností. Tento problém je částečně řešen použitím standardních modulů odpružených hnacích a vlečných kol, jejichž zástavbový prostor je však poměrně velký a v případě relativně nízkých autonomních vozíků (max. výška cca 250 mm) je jejich aplikace obtížná. Při dalším vývoji navrženého prototypu bude snaha tento problém konstrukčně vyřešit a následnými testy ověřit celkovou funkčnost navrženého řešení.

7 Koncept zakrytování vozíku

Ačkoliv je součástí práce pouze návrh rámu konstrukce, byl proveden možný koncept zakrytování celé konstrukce. V rámu jsou vyvrtané příslušné otvory s nalisovanými maticemi M4, které slouží k uchycení vnějších plechů. Celkově jsou použity 4 typy plechů, dva boční plechy, jeden zakrývající přední část a zbývající zakrývající zadní část. Krycí plechy jsou z oceli s označením S235JR o tloušťce 2 mm. V přední části je vytvořen otvor pro umístění manuálního ovládání, které obsahuje nouzové tlačítko. V rozích konstrukce jsou umístěny bezpečnostní laserové skenery a majáky (viz. kap. 5.6). Proti případnému kontaktu s překážkou jsou lasery a majáky chráněny nárazníky umístěné v přední a zadní části vozíku. Horní část konstrukce je zakryta plastovým dílem, který je osmi M4 šrouby přišroubován k rámu vozíku. Zdvihové body jsou pouze znázorněny, jelikož nebyly určeny přesné pozice těchto bodů, a navíc cílem práce nebylo řešení zdvihu platformy.



Obr. 64 Koncept zakrytování konstrukce_1

Při demontáži horního plastového dílu je možné se bez komplikací dostat k elektronice a jednotlivým komponentům umístěným ve vnitřním prostoru rámu. Pro zvýšení využitelnosti vnitřního prostoru by pravděpodobně v prostoru nad hnacími motory byla vytvořena příčka, která by umožnila využít jinak těžce využitelný prostor. Na dané příčce by následně mohla být uložena některá elektronika, např. PLC.



Obr. 65 Koncept zakrytování konstrukce_2

8 Závěr

V souladu s provedenou analýzou současného stavu techniky v oblasti podjezdových AGV a předpokládaných požadavků na provoz byly vytvořeny tři konstrukční varianty rámu podvozku. Pro vybrání vhodné varianty byla provedena rozhodovací analýza, kde jako hodnotící kritéria byla vybrána: manévrovatelnost, cena, výška konstrukce, pevnost rámu, nároky na ustavení a nároky na kvalitu podlahy. Sestavením hodnotící tabulky a přiřazením pořadí variant u jednotlivých hodnotících kritérií bylo možné vybrat variantu, která nejvíce vyhovuje zadaným kritériím. Vybrána byla varianta č. 1, podvozek s diferenčním řízením obsahující čtyři vlečná kola a dvě hnací kola. Pro požadovanou bezpečnost provozu byl vybrán bezpečnostní laserový skener SICK S300 Mini Standard. V daném návrhu jsou použity dva bezpečnostní laserové skenery umístěné v rozích konstrukce po úhlopříčce, které při úhlu záběru 270° dokáží obsáhnout prostor kolem vozíku. Data získané z bezpečnostních laserových skenerů jsou následně využívány pro navádění vozíku v prostoru využívající metodu SLAM. Na základě výpočtů byl pro pohon vozíku vybrán stejnosměrný bezkartáčový motor od výrobce Dunkermotoren s označením 75x75 dPRO doplněný o planetovou převodovku od výrobce Neugart s označením PLFN110 s převodovým poměrem 32:1. V sestavě je použita dvojice těchto pohonů. Následně byl navržen rám respektující definované požadavky. Jedná se o ocelový svařenec zhotovený z ocelových uzavřených tenkostěnných profilů z materiálu S235JR. Pro zajištění vysoké pevnosti a nízké hmotnosti jsou použity profily různých průřezů. Tloušťka stěny profilů jsou 2 mm. Pevnost navrženého rámu byla ověřena MKP analýzou provedenou v programu Autodesk Inventor. Výsledný návrh dosahuje nízkých deformací při hmotnosti přibližně 50 kg. Pro zajištění kontaktu optimálního přitlaku hnacích kol s podlahou jsou v konstrukci obsaženy tlačné šrouby, které jsou v kontaktu s deskou ze slitiny hliníku, ve které je uložena převodovka. Ačkoli to nebyl cíl práce, byl vytvořen koncepční návrh zakrytování celé konstrukce, který je znázorněn v kap. 7 na dvou obrázcích. V konečné fázi byl specifikován aplikační přínos navrženého řešení.

Přílohou diplomové práce je také výkresová dokumentace obsahující vybrané výrobní výkresy a příslušné sestavné výkresy. Příložen je také soubor, který obsahuje seznam výrobců AGV systémů a u každého nabízeného modelu jsou zmíněny nejzákladnější informace.

Seznam použité literatury

- [1] OYEKANLU, Emmanuel, Alexander SMITH, Windsor THOMAS et al. A Review of Recent Advances in Automated Guided Vehicle Technologies: Integration Challenges and Research Areas for 5G-Based Smart Manufacturing Applications. *IEEE Access*. 2020, **8**, 202312-202353. ISSN 2169-3536. Dostupné z: doi:10.1109/ACCESS.2020.3035729
- [2] YAO, Xu. *Industry 4.0 in Logistics*. Torino, 2018. Diplomová práce. Politecnico di Torino.
- [3] KÖHLER, Bc. Tomáš. *Návrh automatického vozíku AGV*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [4] NOVÁK, Petr. *Mobilní roboty - pohony, senzory, řízení*. 1. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-141-1.
- [5] RABIEE, Sadegh a Joydeep BISWAS. A Friction-Based Kinematic Model for Skid-Steer Wheeled Mobile Robots. *2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2019, 8563-8569. ISBN 978-1-5386-6027-0. Dostupné z: doi:10.1109/ICRA.2019.8794216
- [6] *Robo-Rats Locomotion: Skid-steer Drive* [online]. 2001 [cit. 2023-01-07]. Dostupné z: <https://groups.csail.mit.edu/drl/courses/cs54-2001s/skidsteer.html>
- [7] ROMERO-NÚÑEZ, Neider a Rafael TUIRAN VILLALBA. Optimization method of a six-bar steering mechanism formulated with natural coordinates. *DYNA*. 2018, **85**(207), 168-173. ISSN 2346-2183. Dostupné z: doi:10.15446/dyna.v85n207.71619
- [8] ZHANG, Jie a Xiaobo LIU-HENKE. Model-based design of the vehicle dynamics control for an omnidirectional automated guided vehicle (AGV). *2020 International Conference Mechatronic Systems and Materials (MSM)*. IEEE, 2020, 1-6. ISBN 978-1-7281-6956-9. Dostupné z: doi:10.1109/MSM49833.2020.9202248
- [9] TEJADA, Juan, Alejandro TORO-OSSABA, Santiago MUÑOZ MONTROYA, Santiago RÚA a L. FORTUNA. A Systems Engineering Approach for the Design of an

- Omnidirectional Autonomous Guided Vehicle (AGV) Testing Prototype. *Journal of Robotics*. 2022, **2022**, 1-13. ISSN 1687-9619. Dostupné z: doi:10.1155/2022/7712312
- [10] TELLA, Alfredo. *Automated Guided Vehicle: The BASIC but FULL GUIDE. What the...??* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: <https://www.agvnetwork.com/what-is-automated-guided-vehicle-agv-robot>
- [11] *LTO vs LiFePO4 battery - pros and cons* [online]. 2022 [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.takomabattery.com/lto-vs-lifepo4/>
- [12] GARCHE, Jürgen. Advanced battery systems — the end of the lead–acid battery?. *Physical Chemistry Chemical Physics*. 2001, **3**(3), 356-367. ISSN 14639076. Dostupné z: doi:10.1039/b005451h
- [13] *Technologie baterií AGM* [online]. [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.varta-automotive.cz/cs-cz/technologie/technologie-baterii-agm>
- [14] *TPPL Battery Technology past & future* [online]. [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: https://www.enersys.com/en/resources/industry-insight/tppl_technology_past_and_future/
- [15] *GEL battery* [online]. [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://sinovoltaiacs.com/learning-center/storage/gel-battery/>
- [16] NELSON, Robert a David WISDOM. Pure lead and the tin effect in deep-cycling lead/acid battery applications. *Journal of Power Sources*. 1991, **33**(1-4), 165-185. ISSN 03787753. Dostupné z: doi:10.1016/0378-7753(91)85058-5
- [17] *Li-ion vs. Thin Plate Pure Lead Batteries (TTPL) Batteries for Lift Trucks* [online]. [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: https://www.mmh.com/article/li_ion_vs._thin_plate_pure_lead_batteries_ttpl_battery
- [18] *LiFePO4 Lithium-železo-fosfátový akumulátor* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: https://www.bch-battery.cz/LiFePO4-Lithium-zelezo-fosfat-a11_12.htm
- [19] Lithium-železo-fosfátový akumulátor. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Lithium-%C5%BEelezo-fosf%C3%A1tov%C3%BD_akumul%C3%A1tor

- [20] *Lithium-železo-fosfátové akumulátory – budoucnost domácí výroby a spotřeby elektřiny* [online]. 2014 [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.nazeleno.cz/lithium-zelezo-fosfatove-akumulatory-budoucnost-domaci-vyroby-a-spotreby-elektriny.aspx>
- [21] *Lithium batteries for AGV & industrial trucks* [online]. Freiburg [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: <https://www.wiferion.com/>
- [22] MEI, J., Eric CHENG a Y. FONG. Lithium-titanate battery (LTO): A better choice for high current equipment. *2016 International Symposium on Electrical Engineering (ISEE)*. IEEE, 2016, 1-4. ISBN 978-1-5090-5883-9. Dostupné z: doi:10.1109/EENG.2016.7846362
- [23] *Lithium-titanátové baterie: opomíjená technologie s velkým potenciálem?* [online]. 2018 [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/lithium-titanatove-baterie-opomijena-technologie-s-velkym-potencialem/>
- [24] ABDERRAHIM, Moussa, Abdelghani BEKRAR, Damien TRENTESAUX, Nassima AISSANI a Karim BOUAMRANE. Manufacturing 4.0 Operations Scheduling with AGV Battery Management Constraints. *Energies*. 2020, **13**(18). ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en13184948
- [25] *AGV Battery Charging Systems Comparison. What's the best?* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: <https://www.agvnetwork.com/automated-guided-vehicles-battery-charging-solutions>
- [26] LU, Xiao, Ping WANG, Dusit NIYATO, Dong In KIM a Zhu HAN. *Wireless Charging Technologies: Fundamentals, Standards, and Network Applications*. 2016, **18**(2), 1413-1452. ISSN 1553-877X. Dostupné z: doi:10.1109/COMST.2015.2499783
- [27] *AGV Wireless Charging? Manufacturers? Cost? Advantages?* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: <https://www.agvnetwork.com/wireless-charging-for-agv-and-autonomous-mobile-robots>
- [28] KADLEC, Bc. Vítězslav. *Konstrukční návrh plastového šasi AGV vozíku*. Liberec, 2021. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.
- [29] TAMARA, Mohamad Nasyir, Anhar RISNUMAWAN, Ni'am TAMAMI a A. BASITH ABDURROHMAN. Fork Agv: Estimation Of Combined Magnetic Sensor With Vision Guide Applied On Automatic Mobile Transporter For Navigation And Accurate

- Positioning. *2021 International Electronics Symposium (IES)*. IEEE, 2021, 5-11. ISBN 978-1-6654-4344-9. Dostupné z: doi:10.1109/IES53407.2021.9593991
- [30] *AGV Navigation: Methods, Comparison, Pros and Cons* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: <https://www.agvnetwork.com/17-agv-components/yuanben/magnetic-guidance-sensors/27-digital-agv-magnetic-guiding-sensor-16-bits>
- [31] LYNCH, Liam, Thomas NEWE, John CLIFFORD, Joseph COLEMAN, Joseph WALSH a Daniel TOAL. Automated Ground Vehicle (AGV) and Sensor Technologies- A Review. *2018 12th International Conference on Sensing Technology (ICST)*. IEEE, 2018, 347-352. ISBN 978-1-5386-5147-6. Dostupné z: doi:10.1109/ICSensT.2018.8603640
- [32] QUAN, Sibó a Jianwu CHEN. AGV Localization Based on Odometry and LiDAR. *2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM)*. IEEE, 2019, 483-486. ISBN 978-1-7281-5045-1. Dostupné z: doi:10.1109/WCMEIM48965.2019.00102
- [33] WANG, Ti-chun, Chang-sheng TONG a Ben-ling XU. AGV navigation analysis based on multi-sensor data fusion. *Multimedia Tools and Applications*. 2020, **79**(7-8), 5109-5124. ISSN 1380-7501. Dostupné z: doi:10.1007/s11042-018-6336-3
- [34] MARVEL, Jeremy a Roger BOSTELMAN. Towards mobile manipulator safety standards. *2013 IEEE International Symposium on Robotic and Sensors Environments (ROSE)*. IEEE, 2013, 31-36. ISBN 978-1-4673-2939-2. Dostupné z: doi:10.1109/ROSE.2013.6698414
- [35] *Podbíhací AGV* [online]. Žilina [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.assecoceit.com/cz/agv-system/podbihaci-mobilni-roboty/>
- [36] *MiR600* [online]. Odense [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.mobile-industrial-robots.com/solutions/robots/mir600/>
- [37] *KUKA mobilní plošina 1500* [online]. Augsburg [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/cs-cz/produkty,-slu%5%beby/mobilita/mobiln%c3%ad-plo%c5%a1iny/kmp-1500>
- [38] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.

- [39] What is an Autonomous Mobile Robot (AMR)?. In: *CSSI Technologies* [online]. Lewisburg [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: <https://cssi.com/2022/06/14/what-is-an-autonomous-mobile-robot-amr>
- [40] Mecanum wheel control principle. In: *Wikipedia* [online]. 2020 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: https://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Mecanum_wheel_control_principle.svg
- [41] The planetary gearbox for AGVs. In: *Https://www.neugart.com/* [online]. [cit. 2023-01-8]. Dostupné z: <https://www.neugart.com/en/products/planetary-gearbox-for-agvs/ngv>
- [42] AGV/AMR Drive Wheel. In: *Hickwall Teach Caster* [online]. [cit. 2023-01-8]. Dostupné z: <https://www.hit1994.com/en-US/plist3-agv-drive-wheel>
- [43] Horizontal Drive Wheel. In: *Aliexpress* [online]. [cit. 2023-01-8]. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/1005004262580460.html>
- [44] Shock-absorbing drive wheel AGV. In: *Alibaba* [online]. [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Hot-sale-B27-Shock-absorbing-drive_1600079520697.html
- [45] AGV Caster Wheels. In: *XinChen* [online]. [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: https://www.casterwheelsco.com/product_AGV_Caster_Wheels_698.html
- [46] Everything you need to know about solar gel batteries. In: *Spaceflight power* [online]. [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.spaceflightpower.com/everything-you-need-to-know-about-solar-gel-batteries/>
- [47] Series Or Parallel Connect Lithium Battery. In: *Lithiumion LiFePO4 battery* [online]. [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://lithiumionlifepo4battery.com/newsinfo/386609.html>
- [48] DEMUTH, Ralf. *Solutions* [online]. 2013 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.goetting-agv.com/solutions>
- [49] Evaluate The Performance Of Your LiDARs And Multi-Sensor Systems. In: *Robosense* [online]. 2022 [cit. 2023-01-12].
- [50] Bezpečnostní laserové skenery S3000 Standard. In: *Sick* [online]. [cit. 2023-01-13]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/bezpecnostni-laserove-skenery/bezpecnostni-laserove-skenery/s3000-standard/c/g187231>

- [51] Protecting a automated guided cart (AGC) with a safety laser scanner. In: *Sick* [online]. [cit. 2023-01-12]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cn/en/industries/industrial-vehicles/mobile-platforms/small-agvs-carts/personnel-detection-and-machine-safety/protecting-a-automated-guided-cart-agc-with-a-safety-laser-scanner/c/p613550>
- [52] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. 1. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.

Seznam obrázků

Obr. 1 AGV vs AMR [37].....	13
Obr. 2 Podvozek s diferencním řízením.....	15
Obr. 3 Podvozek řízený smykem	15
Obr. 4 Čtyřkolová koncepce Ackermannova podvozku [7].....	16
Obr. 5 Podvozek s více stupni volnosti	17
Obr. 6 Podvozek s omni koly [38]	18
Obr. 7 AGV hnací kolo s integrovanou planetovou převodovkou [39].....	19
Obr. 8 AGV kola [40]	19
Obr. 9 Uložení sestavy motor-převodovka-náboj-kolo [3]	19
Obr. 10 Natáčecí AGV kolo [41]	20
Obr. 11 Odpružené natáčecí kolo [42]	20
Obr. 12 Pevné otočné vlečné kolo [43].....	21
Obr. 13 Otočné odpružené vlečné kolo [43]	21
Obr. 14 Konvenční olovnatý akumulátor/AGM akumulátor [14].....	23
Obr. 15 GEL akumulátor [44].....	24
Obr. 16 Porovnání elektrod čistého olova a slitiny olova s vápníkem [14]	25
Obr. 17 Typy zapojení LFP [45].....	26
Obr. 18 Zapojení LTO akumulátorů – samostatně/paralelně/sériově [21].....	27
Obr. 19 Pracovní schéma AGV [24]	28
Obr. 20 Bateriové systémy [24]	28
Obr. 21 Kontaktní nabíjení.....	29
Obr. 22 Bezkontaktní nabíjení	30
Obr. 23 Potřebná přesnost polohování při nabíjení [27]	30
Obr. 24 Indukční navigace [46].....	32
Obr. 25 Optická navigace [46]	32
Obr. 26 Magnetická navigace pomocí pásky [29].....	33
Obr. 27 Magnetická navigace pomocí malých magnetů [46]	33
Obr. 28 Laserová navigace [10]	34
Obr. 29 Obraz snímaný LiDAR senzorem [47]	35
Obr. 30 GPS/LPR navigace [46].....	36
Obr. 31 Bezpečnostní skener SICK [48].....	38
Obr. 32 Skenovaná bezpečnostní oblast [49].....	38
Obr. 33 Asseco CEIT 1200F [33]	40
Obr. 34 Asseco CEIT 1500UDE [33]	41

Obr. 35 MiR1350 [34].....	43
Obr. 36 KUKA KMP 1500 [35].....	44
Obr. 37 Varianta 1 - podvozek s diferenčním řízením.....	48
Obr. 38 Varianta 3 – podvozek s natáčecími koly	49
Obr. 39 Varianta 4 - omni kolový podvozek.....	50
Obr. 40 Moment setrvačnosti zátěže	54
Obr. 41 Vozík – síly	55
Obr. 42 Uvolněné vlečné kolo 1.....	56
Obr. 43 Uvolněné hnací kolo 2	57
Obr. 44 Uvolněné vlečné kolo 3.....	57
Obr. 45 Uvolněný rám vozíku AGV	58
Obr. 46 Schéma pohonu	59
Obr. 47 Časový průběh.....	60
Obr. 48 Dunkernmotoren BG 75 dPRO	62
Obr. 49 Neugart PLFN110	62
Obr. 50 Rám vozíku	65
Obr. 51 Půdorys rámu vozíku	65
Obr. 52 Ocelové desky pro montáž vlečných kol	66
Obr. 53 Navařené ploché tyče pro hnací kola	66
Obr. 54 Přítlak hnacích kol	67
Obr. 55 Uložení akumulátorů.....	67
Obr. 56 Uchycení bezpečnostního laserového skeneru SICK.....	68
Obr. 57 Uchycení majáku.....	68
Obr. 58 Umístění nabíjecí podložky	69
Obr. 59 Osazený rám.....	69
Obr. 60 Šroubový spoj	70
Obr. 61 Výpočtový model.....	73
Obr. 62 Hodnoty posunutí.....	74
Obr. 63 Hodnoty napětí.....	74
Obr. 64 Koncept zakrytování konstrukce_1	76
Obr. 65 Koncept zakrytování konstrukce_2.....	77

Seznam tabulek

Tabulka 2.1 Odhad nákladů na systém nabíjení [27]	31
Tabulka 2.2 Shrnutí výhod/nevýhod navigací [3] [10] [30].....	37
Tabulka 3.1 Parametry Asseco CEIT 1200F [33]	41
Tabulka 3.2 Parametry Asseco CEIT 1500UDE [33]	42
Tabulka 3.3 Parametry MiR1350 [36]	43
Tabulka 3.4 Parametry KUKA KMP 1500 [37]	45
Tabulka 4.1 Četnost a hmotnost převážených dílů	46
Tabulka 5.1 Vlastnosti varianty č.1	48
Tabulka 5.2 Vlastnosti varianty č.2.....	49
Tabulka 5.3 Vlastnosti varianty č.3.....	50
Tabulka 5.4 Hodnotící kritéria	51
Tabulka 5.5 Cena kol	51
Tabulka 5.6 Hodnotící tabulka	52
Tabulka 5.7 Hodnoty valivých odporů [50]	53
Tabulka 5.8 Parametry předběžného motoru a převodovky	59

Seznam příloh

Příloha 1

Výkresová dokumentace – seznam výkresů

- 1-DP S21000236-0-0 Vozík
- 1-DP S21000236-0-1 Rám (svařenec)
- 2-DP S21000236-0-1 Rám (obrobek)
- 3-DP S21000236-1-2 Pohon
- 3-DP S21000236-3-0 Upevňovací příruba

Příloha 2

3D model sestavy vozíku

Příloha 3

Soubor obsahující seznam dnešních výrobců AGV a popis jejich modelů