



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

AUTONOMNÍ TRAKČNÍ VOZIDLO TYPU AGV

AUTONOMOUS TRACTION VEHICLE OF A TYPE AGV

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Brauner

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jiří Brauner**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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

Autonomní trakční vozidlo typu AGV

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh autonomního dopravního vozidla pro zajištění materiálového toku ve výrobní nebo montážní hale. Autonomní dopravní vozidlo zajišťuje jako trakční člen přepravu většího množství připojených vlečených vozíků se zásobovaným materiálem. Návrh zahrnuje kolové pojezdové ústrojí, mechanismu řízení, trakční pohon s převodem a návrh trakční baterie.

Technické parametry a požadavky:

Požadovaná hmotnost taženého nákladu 1500 kg.

Provozní rychlost spřaženého vozidla 1 m/s.

Transportní rychlost samotného vozidla 2 m/s.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných autonomních dopravních vozidel.

Koncepční návrh autonomního dopravního vozidla.

Rozměrové, silové a výkonové výpočty.

Upřesnění konstrukce autonomního dopravního vozidla s návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy autonomního dopravního vozidla.

Podsestava rámu vozidla.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

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

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá konstrukčním návrhem autonomního trakčního vozidla typu AGV, sloužícího k zajištění materiálového toku. První část práce obsahuje rešerši autonomních vozíků s uvedením obdobných konceptů vyskytujících se na trhu. Druhá část obsahuje samotný návrh prototypu vozíku, což je výběr komponent, a to naváděcích a bezpečnostních, a návrh trakčního pohonu a trakčního akumulátoru. Na závěr je proveden návrh rámu se silovým výpočtem vybraného uzlu.

KLÍČOVÁ SLOVA

AGV, AMR, jízdní odpor, výkon, kroutící moment, trakční pohon, kapacita akumulátoru, trakční akumulátor, hliníkový profil, ohyb

ABSTRACT

The thesis deals with the design of an autonomous traction vehicle of a type AGV, used to purvey material flow. The first part of the thesis contains a research on the autonomous trucks with similar concepts offered on the market. The second part contains the description of the design of the prototype truck. It includes the selection of the guiding and safety components as well as the design of the traction drive and the traction battery. Finally, a frame design with force calculation of the selected node is performed.

KEYWORDS

AGV, AMR, driving resistance, power, torque, traction drive, battery capacity, traction battery, aluminium profile, bend

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BRAUNER, Jiří. Autonomní trakční vozidlo typu AGV. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí Bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139170>.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2022

.....

Jiří Brauner

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych především poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za vedení bakalářské práce, za jeho cenné rady a věcné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu během studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Rešerše autonomních vozíků	11
1.1 Rozdíly mezi AGV a AMR	11
1.1.1 Vnější rozdíly	11
1.1.2 Rozdíly v přípravě a možnosti implementace do procesu	12
1.2 Rozdělení dle konstrukce	12
1.2.1 Tahače	12
1.2.2 Podjezdové vozíky	13
1.2.3 Vysokozdvížené vozíky	13
1.3 Výrobci a jejich nabídka	14
1.3.1 Movexx	14
1.3.2 Toyota Material Handling Europe	15
1.3.3 Dematic	16
1.3.4 LINDE	17
1.3.5 EVO	18
1.3.6 KIVNON LOGÍSTICA S.L.U.	19
1.3.7 CEIT	20
2 Návrh konceptu prototypu vozíku	21
2.1 Výběr komponent	21
2.1.1 E-stop	22
2.1.2 Laserový skener	22
2.1.3 Světelná a akustická signalizace	23
2.1.4 Naváděcí hlava	24
3 Výpočtová a návrhová část	25
3.1 Zadané a volené hodnoty	25
3.2 Výpočet trakčního pohonu	26
3.3 Výpočet trakční baterie	32
3.4 Volba podpěrných kol	35
3.5 Návrh rámu vozíku	36
3.5.1 Materiál a prvky rámu	36
3.5.2 Kontrolní výpočty vybraných uzlů	37
3.6 Ověření přilnavosti trakčních kol při rozjezdu	39
Závěr	41
Použité informační zdroje	42
Seznam použitých zkratk a symbolů	46
Seznam příloh	49

ÚVOD

Automatizace manipulace s materiálem a celkově automatizace výroby je otázka, která je diskutovaná v nejedné firmě. Implementace automatizační techniky, ať už automaticky naváděných vozíků, zkráceně AGV, nebo autonomních mobilních robotů, zkráceně AMR, urychluje materiálový tok mezi jednotlivými pracovišti a v neposlední řadě šetří také lidské zdroje. Tyto vozíky umožňují, ve firmách se sériovou výrobou, dodávání materiálu v přesně stanovených intervalech bez nutnosti zásahu obsluhy.

Na trhu se v současné době pohybuje nespočet firem zabývajících se prodejem a následným uvedením do provozu automatických logistických drah. Tyto firmy jsou také schopny přizpůsobit zvolené řešení konkrétní firmě.

Cílem bakalářské práce je provést průzkum trhu s nabízenými AGV tahači s návrhem vozíku, a to, výběrem komponent na navrhovaný vozík, s kladením zvláštního důrazu na bezpečnost provozu. Následně je proveden výběr trakčního pohonu a trakčního akumulátoru dle zadaných vstupních požadavků na vozík.

1 REŠERŠE AUTONOMNÍCH VOZÍKŮ

Tato kapitola je zaměřena na základní rozdíly mezi AGV (Automatic Guided Vehicle) a AMR (Autonomous Mobile Robot) [25]. Dalším bodem je uvedení co nejvíce modelů od nejrůznějších výrobců rozvíjejících se v tomto odvětví. Zvláštní důraz je kladen na splnění podmínek plynoucích ze zadání. Jedná se o tažné vozidlo, hmotnost taženého nákladu je 1500 kg, provozní rychlost spřaženého vozidla je 1 m/s a transportní rychlost samotného vozidla je 2 m/s.

1.1 ROZDÍLY MEZI AGV A AMR

Ačkoliv tato zařízení mohou vypadat navenek zcela shodně, tak mají mnoho rozdílů. V následujících podkapitolách jsou proto popsány rozdíly mezi AMR vozidly a AGV vozidly.

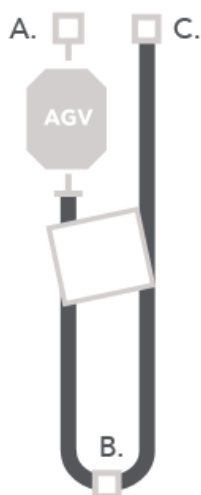
1.1.1 VNĚJŠÍ ROZDÍLY

Prvním zcela nepřehlédnutelným rozdílem je, že vozidlo AMR nepotřebuje žádné vodící neboli naváděcí prvky, kdežto AGV zařízení ano [25].

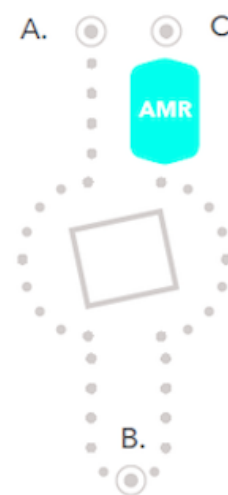
AMR vozidlo disponuje inteligentní řídicí jednotkou, která je schopna se sama rozhodovat a v případě překážek na trase hledat objízdné trasy (obr. 1) [25].

AGV vozidlo ke svému pohybu potřebuje předem nadefinovanou trasu. Těmito vodícími prvky mohou být například dráty v zemi, vodící magnetické pásy na podlaze nebo laser. Vzhledem k tomuto vodícímu systému není toto zařízení schopno objet překážku, ale musí počkat na její odstranění (obr. 1) [25].

Automated Guided Vehicle (AGV):



Autonomní mobilní robot (AMR):



Obr. 1 Rozdíl mezi AGV a AMR [25]

1.1.2 ROZDÍLY V PŘÍPRAVĚ A MOŽNOSTI IMPLEMENTACE DO PROCESU

Markantním kritériem při výběru potřebného zařízení je také doba přípravy těchto zařízení a infrastruktury před jejich uvedením do provozu.

AMR vozidlo může být uvedeno do provozu během jediného dne. Stačí do centrálního systému nahrát mapy areálu a vozidlo je připraveno k provozu. K řízení vozidla následně stačí zadat výchozí a cílový bod a o vše ostatní se pak postará inteligentní řídicí systém, který vybere nejrychlejší trasu. Tím obsluze odpadá povinnost vybírat konkrétní trasu z několika variant. Vozidla jsou díky tomuto velice variabilní.

AGV vozidlu trvá delší čas, než je uvedeno do provozu, a to kvůli nutnosti přípravy jeho trasy. Zařízení se pohybuje pouze po vyznačené trase a není nutný další zásah obsluhy.



Obr. 2 Příklad vyznačení dráhy pomocí magnetického pásku [32]

1.2 ROZDĚLENÍ DLE KONSTRUKCE

Autonomní vozidla se také dělí dle konstrukce a tím i způsobem manipulace s materiálem. V následujících podkapitolách se nachází několik těchto typů s jejich specifikacemi a možnostmi užití.

1.2.1 TAHAČE

Jedná se o konstrukci (obr. 3), která umožňuje tažení více vozíků, s přepravovanými materiálovými jednotkami, v soupravě. Díky tomuto řešení není potřeba dimenzovat konstrukci na velké zatížení normálovými silami. Tento typ je tedy vhodné použít pro sklady, případně výrobu, kde není nutné zajištění nepřetržitého materiálového toku a je možno čekat na zaplnění soupravy.



Obr. 3 Tahač [17]

1.2.2 PODJEZDOVÉ VOZÍKY

Jedná se o vozidlo, které podjede pod vozíkem s nákladem a následně jej zajistí pomocí systému „pin hook“ (obr. 4), čímž dojde ke spojení těchto dvou jednotek a je umožněna přeprava materiálové jednotky na místo určení. Hlavním cílem tohoto zařízení je optimalizovat délku a šířku soupravy a tím zajistit projetí užšími prostory [16].



Obr. 4 Podjezdový vozík [4]

1.2.3 VYSOKOZDVIŽNÉ VOZÍKY

Jedná se o zařízení (obr. 5) určené k zvedání materiálových jednotek do větších výšek a jejich zaskladnění do regálů. Mohou být také využívány pro nakládání dopravních prostředků, jako kamionů a jiných obdobných nákladních vozidel.



Obr. 5 Vysokozdvizný vozík [3]

1.3 VÝROBCI A JEJICH NABÍDKA

Na trhu se vyskytuje velké množství výrobců těchto zařízení. Níže se nachází několik vybraných zástupců s jejich nabízenými produkty.

1.3.1 MOVEXX

Tato firma sídlí v Nizozemsku a na trh uvádí tři koncepty AGV vozidel rozdělených podle maximální hmotnosti nákladu. Zadaným požadavkům částečně vyhovuje model AGV 2500 (obr. 6). Tento koncept má o 1000 kg vyšší povolenou hmotnost nákladu, než je nutné dle zadání. Maximální rychlost se, ale bohužel pohybuje pod požadovanou hodnotou [18]. I když koncept nesplňuje požadavek maximální rychlosti, je vhodné ho zde uvést, protože nosností vyhovuje, dokonce i přesahuje, a v případě potřeby je možné ho použít.

Tabulka 1 Technické parametry konceptu AGV 2500 [18]

Model	AGV 2500
Nosnost	2500 kg
Maximální rychlost bez zatížení (samotného vozidla)	1,4 m/s
Maximální rychlost se zatížením 1500 kg (spřažené vozidlo)	0,7 m/s
Hmotnost	300 kg
V × Š × D	319 × 505 × 1209 mm



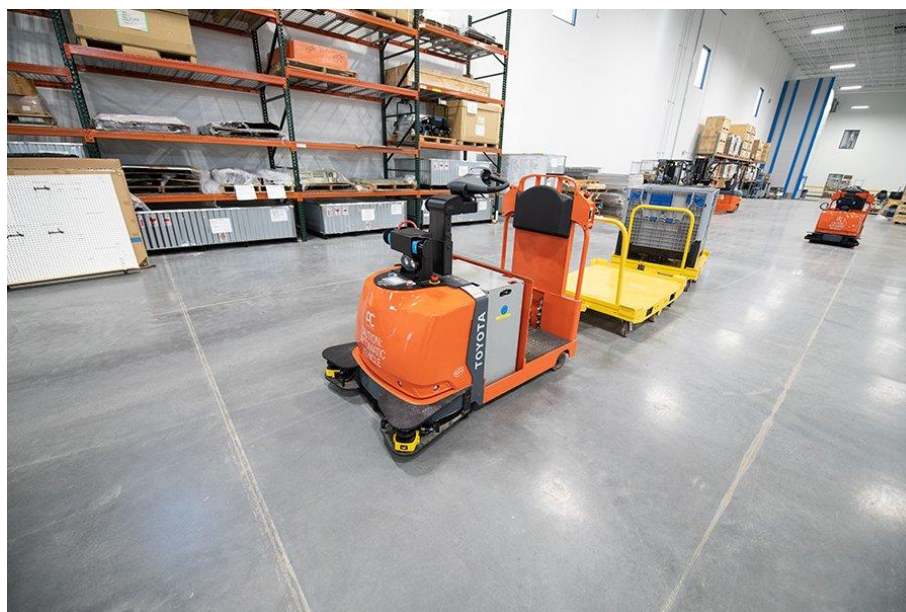
Obr. 6 Koncept AGV 2500 [18]

1.3.2 TOYOTA MATERIAL HANDLING EUROPE

Jedná se o evropskou firmu, která je součástí Toyota Industries Corporation. Zabývá se vývojem, výrobou a dodáváním zařízení určených pro manipulaci s materiálem a materiálovými jednotkami. Z jejich nabídky byl vybrán tahač s označením 8TB50A (obr. 7). Má více než dvounásobnou nosnost, v případě rychlosti se hodnota také pohybuje nad požadovaným rozsahem. Tento typ tedy ve všech kritériích vyhovuje. Dále je vybaven regenerativním brzděním a baterií o napětí 24 V o maximální kapacitě 750 Ah [33, 34].

Tabulka 2 Technické parametry konceptu 8TB50A [34]

Model	8TB50A
Nosnost	4500 kg
Maximální rychlost bez zatížení (samotného vozidla)	4 m/s
Maximální rychlost se zatížením 2200 kg (spřažené vozidlo)	1,8 m/s
Hmotnost	565 kg
Š × D	1014 × 1472 mm



Obr. 7 Koncept 8TB50A [34]

1.3.3 DEMATIC

V tomto případě se opět jedná o firmu působící ve Spojených státech amerických. Firma se zabývá výrobou transportních, dopravních, robotických, třídících a dalších systémů užívaných při skladování a manipulaci s materiálem. Jejich nabídka AGV systémů obsahuje vysokozdvíhací vozíky, systém VNA (very narrow aisle) určený do úzkých uliček skladu a tahače. Požadavkům vyhovuje model Compact AGV tugger (obr. 8). Tento model disponuje stejnou nosností jako vybraný model předchozího výrobce. Rychlost při plném zatížení se nachází na požadované hodnotě. Rychlost bez zatížení výrobce neuvádí, ale dá se očekávat, že se bude pohybovat kolem požadované hodnoty. Systém je vybaven laserovým naváděním [11].

Tabulka 3 Technické parametry konceptu Compact AGV tugger [11]

Model	Compact AGV tugger
Nosnost	4500 kg
Maximální rychlost bez zatížení (samotného vozidla)	neuveďena
Maximální rychlost se zatížením 4500 kg (spřažené vozidlo)	1 m/s
Hmotnost	neuveďeno
Š × D	813 × 1237 mm



Obr. 8 Koncept Compact AGV tugger [11]

1.3.4 LINDE

V tomto případě se jedná o více než 50 let starou firmu sídlící v České republice. Zabývá se vývojem a prodejem manipulační a skladovací techniky, potřebné k zajištění materiálového toku. Zabezpečuje také školení obsluhy a následný servis. Ve své nabídce uvádí vysokozdvizné vozíky a tahače poháněné spalovacím motorem nebo elektromotorem. U vozíků poháněných elektromotorem je možnost přepínání mezi automatickým a ručním řízením [23].

Z nabídky požadavkům odpovídá koncept P-MATIC (obr. 9). Tento tahač splňuje, až převyšuje požadované parametry. Nosnost je více jak třikrát vyšší, a to 5000 kg. Rychlost je pro zatížený i nezatížený tahač uváděná stejná a to 2,22 m/s. Tento tahač je z důvodu bezpečnosti vybaven laserovými snímači a 3D kamerami. Vozík ke svému navádění nepotřebuje žádné vodící prvky na podlaze nebo laserové reflektory. I přesto se jedná o AGV vozidlo, a to z důvodu, že výrobce udává v případě výskytu překážky před vozidlem nutnost jejího odstranění. AMR vozidlo by však bylo schopno se díky svému systému překážce vyhnout [23].

Tabulka 4 Technické parametry konceptu P-MATIC [23]

Model	P-MATIC
Nosnost	5000 kg
Maximální rychlost bez zatížení (samotného vozidla)	2,22 m/s
Maximální rychlost se zatížením 5 kg (spřažené vozidlo)	2,22 m/s
Hmotnost	1080
V × Š × D	2370 × 798 × 1750 mm



Obr. 9 Koncept P-MATIC [23]

1.3.5 EVO

Jedná se o firmu, která se zabývá automatizací manipulace pomocí robotů. V jejich nabídce se nachází několik robotů, které jsou schopné provádět transport nejrůznějších věcí, a to ať už rolí koberců, palet nebo vozíků s nákladem. Požadavkům částečně vyhovuje koncept EVO tugTM (obr. 10). Je schopen utáhnout 2500 kg, bohužel, ale výrobce v produktovém listu [24] neuvádí maximální rychlost zatíženého a nezatíženého vozidla, ale jen rozmezí rychlosti. Pokud budeme uvažovat, že spodní hranice rychlosti je uvažována pro zatížené vozidlo a horní hranice rychlosti pro nezatížené vozidlo, tak vozidlo nevyhovuje ani jednomu požadavku z pohledu maximální rychlosti. Jako příklad tahačů na trhu vyhovuje [24].

Tabulka 5 Technické parametry konceptu EVO tugTM [24]

Model	EVO tug TM
Nosnost	2500 kg
Maximální rychlost bez zatížení (samotného vozidla)	1 m/s
Maximální rychlost se zatížením 2500 kg (spřažené vozidlo)	0,1 m/s
Hmotnost	neuveďeno
V × Š × D	900 × 602 × 1000 mm



Obr. 10 Koncept EVO tugTM [24]

1.3.6 KIVNON LOGÍSTICA S.L.U.

V tomto případě se jedná o španělskou firmu s pobočkami po celém světě a mimo jiné i na Slovensku. Vyvíjí a následně prodává AGV a AMR vozidla všeho typu, a to s magnetickou či mapovací navigací. Zadaným požadavkům částečně vyhovuje koncept Traktor K32 (obr. 11) disponující magnetickou navigací. Maximální nosnost se nachází na průměrné úrovni, a to na 2000 kg. Bohužel je maximální rychlost pouze 1 m/s [21]. Jako příklad možných koncepčních provedení vyhovuje.

Tabulka 6 Technické parametry konceptu Traktor K32 [21]

Model	Traktor K32
Nosnost	2000 kg
Maximální rychlost	1 m/s
Hmotnost	neuvedeno
V × Š × D	1040 × 480 × 1170 mm



Obr. 11 Koncept Traktor K32 [21]

1.3.7 CEIT

Jedná se o slovenskou firmu, která vznikla v roce 2007 na Žilinské univerzitě. Zabývá se výzkumem, vývojem a následným prodejem řešení v oblasti automatizace logistiky a výroby. Firma na svých stránkách nabízí vidlicové, podbíhací a tahačové systémy AGV a tyto systémy jsou dále děleny dle nosnosti. Z této nabídky částečně vyhovuje tahač s označením 3000A (obr. 12). Jedná se tahač o nosnosti 3000 kg, ale bohužel opět o maximální rychlosti jen 1 m/s [2]. Vzhledem k malému množství vyhovujících konceptů je vhodné tento koncept zde uvést.

Tabulka 7 Technické parametry konceptu 3000A [2]

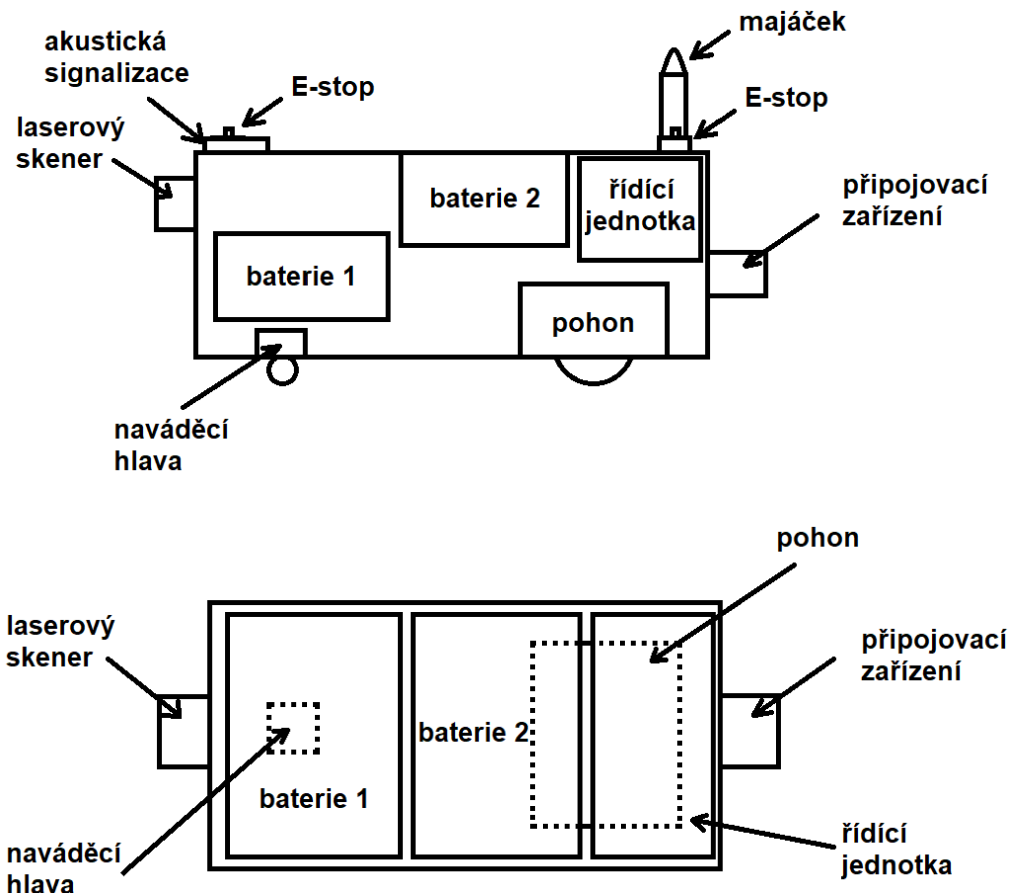
Model	3000A
Nosnost	3000 kg
Maximální rychlost	1 m/s
Hmotnost	neuveдено
V × Š × D	1410 × 900 × 1155 mm



Obr. 12 Koncept 3000A [2]

2 NÁVRH KONCEPTU PROTOTYPU VOZÍKU

Tato kapitola je zaměřena na návrh konceptu AGV vozidla a uložení jednotlivých komponent do jeho zástavby (obr. 13). Zvláštní důraz je kladen na pozici celkového těžiště vozidla.



Obr. 13 Schéma zástavby AGV vozidla

Vozidlo má poháněnou zadní nápravu, vepředu je vozidlo vybaveno otočnými pojezdovými koly, která jsou umístěna hned pod předními bateriemi. Ty jsou zároveň umístěny co nejvíce vepředu (obr. 13), aby při akceleraci docházelo k vyrušení momentu způsobeného připojenými vozíky.

Dále je vozidlo vybaveno připojovacím zařízením, v zadní části zástavby, sloužícím ke spřažení s vozíky, které je nutno transportovat.

2.1 VÝBĚR KOMPONENT

Vozidlo je dále vybaveno bezpečnostními prvky typu E-stop tlačítka, laserového skeneru, světelné a akustické signalizace. E-stop tlačítka se na vozidle nacházejí dvě a jsou umístěna v jeho přední a zadní části (obr. 13). Laserový skener je umístěn v přední části zástavby (obr. 13) a slouží k vydání akustické výstrahy v případě překážky na trati, případně i k zastavení AGV vozidla. V poslední řadě se na vozidle na vyvýšeném místě (obr. 13) nachází červený blikající majáček sloužící k označení vozidla, které je právě v provozu.

K vedení vozidla slouží naváděcí hlava, která je umístěna ve jeho přední spodní části (obr. 13). Informace jsou dále předávány do řídicí jednotky, která je umístěna uprostřed zástavby (obr. 13). Zde dochází ke zpracování informací, přicházejících z naváděcí hlavy a laserového senzoru, a k vydávání řídicích signálů ovládající pohon kol zadní hnací nápravy. Řídicí jednotka také předává signály do prvků světelné a akustické signalizace.

2.1.1 E-STOP

Jako tlačítko sloužící k okamžitému zastavení stroje je voleno E-stop tlačítko PIT es2u (obr. 14), které je podle výrobce vhodné do teplot $-30-70$ °C. Toto tlačítko má podle normy ČSN EN 60529 stupeň krytí IP65, což znamená, že je zcela prachotěsné a má ochranu proti tryskající vodě. Tlačítko je dále bez loga a jeho zmáčknutí nebrání jakákoliv boční ochranná zástěna (viz. obr. 14). Je ho tak možné zmáčknout klidně i rozevřenou dlaní a tím je zamezeno zbytečnému prodlení v případě ohrožení [9, 28].



Obr. 14 E-stop tlačítko [28]

2.1.2 LASEROVÝ SKENER

Jako laserový skener je volen S3000 PROFINET IO Professional (obr. 15). Tento prvek hlídá bezpečnost prostoru před zařízením pomocí osmi ochranných polí a osmi varovných polí, které je možno různě nastavit. Úhel snímání je 190° , což je pro náš případ plně dostačující. Maximální doba odezvy je 60 ms [30].



Obr. 15 Laserový skener S3000 PROFINET IO Professional [30]

2.1.3 SVĚTELNÁ A AKUSTICKÁ SIGNALIZACE

Tento bezpečnostní prvek může být obsažen v jednom zařízení, případně může být rozložen do dvou na sobě nezávislých zařízení. Zde je volena možnost nezávislého rozložení, a to z důvodu potřeby akustické signalizace jako výstraha v případě překážky na trati nebo při odjezdu či příjezdu na stanoviště. Světelná signalizace bude v provozu nepřetržitě, a to od chvíle vyjetí ze stanoviště do chvíle přijetí zpět na stanoviště.

SVĚTELNÁ SIGNALIZACE

Jako výstražný maják je použit rotační maják od firmy Schneider model XVR3E05 (obr. 16). Jedná se o červený majáček s LED technologií. Podle normy ČSN EN 60529 je chráněn stupněm krytí IP65, což znamená, že je zcela prachotěsný a má ochranu vůči tryskající vodě [9, 14].



Obr. 16 Rotační maják [14]

AKUSTICKÁ SIGNALIZACE

Akustický maják je volen od firmy Schneider model XVSV (obr. 17). Tento model je možné provozovat při teplotě $-10-55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dle normy ČSN EN 60529 je chráněn rovněž stupněm krytí IP65. Dále disponuje nastavitelnou hlasitelností [9, 29].



Obr. 17 Akustický maják [29]

2.1.4 NAVÁDĚCÍ HLAVA

Jako způsob vedení je voleno optické navádění pomocí barevných pásek nalepených na zemi a doplněných QR kódy s různými dalšími povely. Je vybrána naváděcí hlava Optical reading head PGV100-F200-B17-V1D-7477 (obr. 18). Tato čtecí hlava má rozlišení $\pm 0,2$ mm a je podle normy ČSN EN 60529 chráněna IP67, což znamená, že je zcela prachotěsná a je schopna vydržet dočasné ponoření pod vodu [9, 27].



Obr. 18 Optical reading head PGV100-F200-B17-V1D-7477 [27]

3 VÝPOČTOVÁ A NÁVRHOVÁ ČÁST

Tato kapitola se zabývá výpočtem trakčního pohonu pomocí požadovaného výkonu. Následně je zde počítána trakční baterie prostřednictvím výsledné spotřebované energie za dobu provozu. Dále je provedena volba podpěrných kol v přední části vozidla a návrh rámu vozíku s pevnostním výpočtem vybraného uzlu. Na úplný závěr je provedena kontrola přilnavosti kol trakčního pohonu při rozjezdu vozidla o skutečné hmotnosti.

3.1 ZADANÉ A VOLENÉ HODNOTY

Výstupem této podkapitoly je tabulka 9 se zadanými a volenými hodnotami. Volené hodnoty vychází z kritické rešerše případně ze stránek výrobců a prodejců konkrétních komponent.

Hmotnost nákladu – uvedena v zadání

Rychlost spřaženého/samostatného vozidla – uvedena v zadání

Hmotnost vozidla – volena dle hodnot kritické rešerše

Hmotnost přípojného vozíku – volena dle nabídky výrobce [19]

Součinitel valivého odporu – volen pro beton, dle tabulky 8

Tabulka 8 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [12]

Povrch	Součinitel valivého odporu f [-]
asfalt	0,01 – 0,02
beton	0,015 – 0,025
dlažba	0,02 – 0,04
makadam	0,03 – 0,04

Doba zrychlování – jedná se o volenou hodnotu

Součinitel smykového tření – volen pro beton dle [10]

Tabulka 9 Zadané a volené hodnoty

Hmotnost nákladu	$m_n = 1500 \text{ kg}$
Rychlost spřaženého vozidla	$v_1 = 1 \text{ m/s}$
Rychlost samostatného vozidla	$v_2 = 2 \text{ m/s}$
Hmotnost vozidla	$m_{AGV} = 600 \text{ kg}$
Hmotnost přípojného vozíku	$m_v = 100 \text{ kg}$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$
Součinitel valivého odporu	$f = 0,02$
Doba zrychlování	$t = 2,5 \text{ s}$
Maximální úhel stoupání	$\alpha = 0,5^\circ$
Součinitel smykového tření	$\mu = 0,7$

3.2 VÝPOČET TRAKČNÍHO POHONU

Tato kapitola je zaměřena na volbu pohonu vozíku prostřednictvím výpočtu potřebné hnací síly a následnému určení potřebného výkonu. Výpočet je vždy nejdříve proveden pro spřažené vozidlo a následně pro samostatné vozidlo.

Nejdříve je počítána celková hmotnost vozidla neboli soupravy pomocí následujícího vzorce (1) nebo (2). Při počítání hmotnosti soupravy jsou uvažovány připojené tři vozíky:

Spřažené vozidlo:

$$m_{c1} = m_n + m_{AGV} + 3 \cdot m_v \quad [\text{kg}] \quad (1)$$

$$m_{c1} = 1500 + 600 + 3 \cdot 100$$

$$m_{c1} = 2400 \text{ kg}$$

Kde:

$m_n = 1500 \text{ kg}$	hmotnost nákladu, z tabulky 9
$m_{AGV} = 600 \text{ kg}$	hmotnost vozidla, z tabulky 9
$m_v = 100 \text{ kg}$	hmotnost přípojného vozíku, z tabulky 9

Samostatné vozidlo:

$$m_{c2} = m_{AGV} \quad [\text{kg}] \quad (2)$$

$$m_{c2} = 600 \text{ kg}$$

Kde:

$m_{AGV} = 600 \text{ kg}$	hmotnost vozidla, z tabulky 9
----------------------------	-------------------------------

Jako první z odporů je počítán odpor proti valení (3), dle [12]:

$$O_f = f \cdot m_c \cdot g \quad [\text{N}] \quad (3)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (4):

$$O_{f1} = f \cdot m_{c1} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (4)$$

$$O_{f1} = 0,02 \cdot 2400 \cdot 9,81$$

$$O_{f1} = 470,88 \text{ N}$$

Kde:

$f = 0,02$	součinitel valivého odporu, z tabulky 9
$m_{c1} = 2400 \text{ kg}$	celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (1)
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	tíhové zrychlení, z tabulky 9

Samostatné vozidlo, dle vzorce (5):

$$O_{f2} = f \cdot m_{c2} \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5)$$

$$O_{f2} = 0,02 \cdot 600 \cdot 9,81$$

$$O_{f2} = 117,72 \text{ N}$$

Kde:

$f = 0,02$	součinitel valivého odporu, z tabulky 9
$m_{c2} = 600 \text{ kg}$	celková hmotnost samostatného vozidla, z rovnice (2)
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	tíhové zrychlení, z tabulky 9

Dále je pokračováno ve výpočtu odporem stoupání, dle vzorce (6) z literatury [12]:

$$O_s = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (6)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (7):

$$O_{s1} = m_{c1} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (7)$$

$$O_{s1} = 2400 \cdot 9,81 \cdot \sin(0,5^\circ)$$

$$O_{s1} = 205,46 \text{ N}$$

Kde:

$m_{c1} = 2400 \text{ kg}$	celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (1)
$g = 9,81$	tíhové zrychlení, z tabulky 9
$\alpha = 0,5^\circ$	maximální úhle stoupání, z tabulky 9

Samostatné vozidlo, dle vzorce (8) z literatury [12]:

$$O_{s2} = m_{c2} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (8)$$

$$O_{s2} = 600 \cdot 9,81 \cdot \sin(0,5^\circ)$$

$$O_{s2} = 51,36 \text{ N}$$

Kde:

$m_{c2} = 600 \text{ kg}$	celková hmotnost samostatného vozidla, z rovnice (2)
$g = 9,81$	tíhové zrychlení, z tabulky 9
$\alpha = 0,5^\circ$	maximální úhle stoupání, z tabulky 9

Dále je počítáno zrychlení obou možností soupravy, a to spřažené i samostatné. Ještě před samotným výpočtem zrychlení je však nutné určit maximální zrychlení (9), dle [22], při kterém nedojde k prokluzu mezi kolem a podlahou. To bude vypočítáno pomocí součinitele smykového tření, hmotnosti celkové soupravy a normálové síly působící na hnací kolo (uvažována polovina hmotnosti samostatného vozidla):

$$a_{max} = \frac{\mu \cdot \frac{m_{AGV} \cdot g}{2}}{m_c} \quad [\text{m/s}^2] \quad (9)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (10):

$$a_{max1} = \frac{\mu \cdot \frac{m_{AGV} \cdot g}{2}}{m_{c1}} \quad [\text{m/s}^2] \quad (10)$$

$$a_{max1} = \frac{0,7 \cdot \frac{600}{2} \cdot 9,81}{2400}$$

$$a_{max1} = 0,86 \text{ m/s}^2$$

Kde:

$\mu = 0,7$	součinitel smykového tření, z tabulky 9
$m_{AGV} = 600 \text{ kg}$	hmotnost vozidla, z tabulky 9
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	tíhové zrychlení, z tabulky 9
$m_{c1} = 2400 \text{ kg}$	celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (1)

Samostatné vozidlo, dle vzorce (11):

$$a_{max2} = \frac{\mu \cdot \frac{m_{AGV} \cdot g}{2}}{m_{c2}} \quad [\text{m/s}^2] \quad (11)$$

$$a_{max2} = \frac{0,7 \cdot \frac{600}{2} \cdot 9,81}{600}$$

$$a_{max2} = 3,43 \text{ m/s}^2$$

Kde:

$\mu = 0,7$	součinitel smykového tření, z tabulky 9
$m_{AGV} = 600 \text{ kg}$	hmotnost vozidla, z tabulky 9
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	tíhové zrychlení, z tabulky 9
$m_{c2} = 600 \text{ kg}$	celková hmotnost samostatného vozidla, z rovnice (2)

Následně je vypočítáno zrychlení pro jednotlivé varianty, a to spřaženého a samostatného vozidla, dle vzorce (12):

$$a = \frac{v}{t} \quad [\text{m/s}^2] \quad (12)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (13):

$$a_1 = \frac{v_1}{t} \quad [\text{m/s}^2] \quad (13)$$

$$a_1 = \frac{1}{2,5}$$

$$a_1 = 0,4 \text{ m/s}^2$$

Kde:

$$\begin{aligned} v_1 &= 1 \text{ m/s} && \text{rychlost spřaženého vozidla, z tabulky 9} \\ t &= 2,5 \text{ s} && \text{doba zrychlování, z tabulky 9} \end{aligned}$$

Samostatné vozidlo, dle vzorce (14):

$$a_2 = \frac{v_2}{t} \quad [\text{m/s}^2] \quad (14)$$

$$a_2 = \frac{2}{2,5}$$

$$a_2 = 0,8 \text{ m/s}^2$$

Kde:

$$\begin{aligned} v_2 &= 2 \text{ m/s} && \text{rychlost samostatného vozidla, z tabulky 9} \\ t &= 2,5 \text{ s} && \text{doba zrychlování, z tabulky 9} \end{aligned}$$

Jako poslední z odporů je vypočítán odpor zrychlení [12]. Tento odpor se počítá ze všech posuvných i rotačních částí soustavy, ale jelikož se jedná o menší vozidlo a rotační části jsou vesměs lehké, tak jsou tyto součásti zanedbány a odpor proti zrychlení je počítán dle následujícího vzorce (15), dle [12]:

$$O_z = m_c \cdot a \quad [\text{N}] \quad (15)$$

Spřaženého vozidla, dle vzorce (16):

$$O_{z1} = m_{c1} \cdot a_1 \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$O_{z1} = 2400 \cdot 0,4$$

$$O_{z1} = 960 \text{ N}$$

Kde:

$$\begin{aligned} m_{c1} &= 2400 \text{ kg} && \text{celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (1)} \\ a_1 &= 0,4 \text{ m/s}^2 && \text{zrychlení spřaženého vozidla, z rovnice (13)} \end{aligned}$$

Samostatné vozidlo, dle vzorce (17):

$$O_{z2} = m_{c2} \cdot a_2 \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$O_{z2} = 600 \cdot 0,8$$

$$O_{z2} = 480 \text{ N}$$

Kde:

$$\begin{aligned} m_{c2} &= 600 \text{ kg} && \text{celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (2)} \\ a_2 &= 0,8 \text{ m/s}^2 && \text{zrychlení spřaženého vozidla, z rovnice (14)} \end{aligned}$$

Ze všech výše vypočítaných odporů je následně vypočítána potřebná hnací síla (18), dle [12], která je potřeba pro výpočet potřebného výkonu pohonu nutného k rozpořbování vozíku:

$$F_H = O_f + O_v + O_s + O_z \quad [\text{N}] \quad (18)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (19):

$$F_{H1} = O_{f1} + O_{v1} + O_{s1} + O_{z1} \quad [\text{N}] \quad (19)$$

$$F_{H1} = 470,88 + 0 + 205,46 + 960$$

$$F_{H1} = 1636,34 \text{ N}$$

Kde:

$O_{f1} = 470,88 \text{ N}$	odpor proti valení pro spřažené vozidlo, z rovnice (4)
$O_{v1} = 0 \text{ N}$	vzdušný odpor, vzhledem k internímu užití je zanedbán
$O_{s1} = 205,46 \text{ N}$	odpor stoupání pro spřažené vozidlo, z rovnice (7)
$O_{z1} = 960 \text{ N}$	odpor zrychlení pro spřažené vozidlo, z rovnice (16)

Samostatné vozidlo, dle vzorce (20):

$$F_{H2} = O_{f2} + O_{v2} + O_{s2} + O_{z2} \quad [\text{N}] \quad (20)$$

$$F_{H2} = 117,72 + 0 + 51,36 + 480$$

$$F_{H2} = 649,08 \text{ N}$$

Kde:

$O_{f1} = 117,72 \text{ N}$	odpor proti valení pro samostatné vozidlo, z rovnice (5)
$O_{v1} = 0 \text{ N}$	vzdušný odpor, vzhledem k internímu užití je zanedbán
$O_{s1} = 51,36 \text{ N}$	odpor stoupání pro spřažené vozidlo, z rovnice (8)
$O_{z1} = 480 \text{ N}$	odpor zrychlení pro spřažené vozidlo, z rovnice (17)

Výpočet potřebného výkonu je proveden pomocí vzorce níže (21), dle [12]:

$$P = F_H \cdot v \quad [\text{W}] \quad (21)$$

Spřažené vozidlo, dle vzorce (22):

$$P_1 = F_{H1} \cdot v_1 \quad [\text{W}] \quad (22)$$

$$P_1 = 1636,34 \cdot 1$$

$$P_1 = 1636,34 \text{ W}$$

Kde:

$F_{H1} = 1636,34 \text{ N}$	potřebná hnací síla spřaženého vozidla, z rovnice (19)
$v_1 = 1 \text{ m/s}$	rychlost spřaženého vozidla, z tabulky 9

Samostatného vozidla, dle vzorce (23):

$$P_2 = F_{H2} \cdot v_2 \quad [\text{W}] \quad (23)$$

$$P_2 = 649,08 \cdot 2$$

$$P_2 = 1298,16 \text{ W}$$

Kde:

$$F_{H2} = 649,08 \text{ N} \quad \text{potřebná hnací síla samostatného vozidla, z rovnice (20)}$$

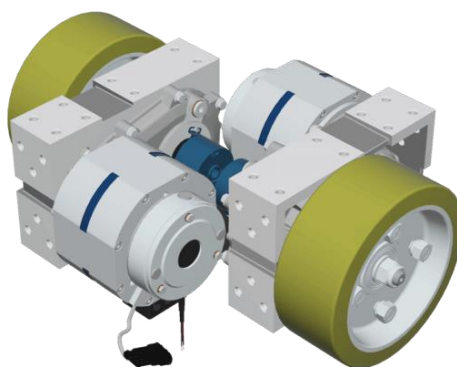
$$v_2 = 2 \text{ m/s} \quad \text{rychlost samostatného vozidla, z tabulky 9}$$

Z výše provedených výpočtů vyplývá, že potřebný výkon vozidla je 1636,34 W.

Jako další krok následuje výběr trakčního pohonu. Je vybírán tak, aby vyhovoval požadovanému výkonu vozidla, a to 1636,34 W. Na toto místo je volena trakční jednotka od firmy benevelli model DD1 SERIE PLUS (obr. 19). Tato jednotka obsahuje dva motory s koly o průměru 200 mm. Na místě motorů se nachází synchronní motory řízené měničem frekvence. Maximální výstupní kroutící moment jednotky se rovná 1000 Nm. Dále výrobce tuto jednotku dodává se stupněm krytí v rozsahu IP 54–67 [7, 8].

Tabulka 10 Parametry motoru DD1 SERIE PLUS [8]

Výstupní kroutící moment	$M_{k,v} = 1000 \text{ Nm}$
Výstupní otáčky	$n = 7200 \text{ s}^{-1}$
Maximální zatížení	$m_{MAX} = 1000 \text{ kg}$
Účinnost	$\eta = 0,95$
Průměr kola	$D = 200 \text{ mm}$
Jmenovitý výkon	$P_M = 1,2 - 6,0 \text{ kW}$
Stupeň krytí	$IP 54 - 67$



Obr. 19 Motor DD1 SERIE PLUS [13]

Následně je nutné ověřit, jestli motor vyhovuje také z pohledu požadovaného kroutícího momentu. Požadovaný kroutící moment nesmí přesáhnout výstupní kroutící moment použitého pohonu. Výpočet je zahájen výpočtem požadovaného kroutícího momentu, a to dle vzorce níže (24), z literatury [12]:

$$M_k = F_{H1} \cdot \frac{D}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (24)$$

$$M_k = 1636,34 \cdot \frac{0,2}{2}$$

$$M_k = 163,634 \text{ Nm}$$

Kde:

$$F_{H1} = 1636,34 \text{ N} \quad \text{potřebná hnací síla spřaženého vozidla, z rovnice (19)}$$

$$D = 200 \text{ mm} \quad \text{průměr kola motoru DD1 SERIE PLUS, z tabulky 10}$$

Dále je potřeba srovnat výše zmíněný požadovaný kroutící moment a výstupní kroutící moment pohonu, to je provedeno dle následujícího vzorce (25):

$$M_k \leq M_{k,v} \quad [\text{Nm}] \quad (25)$$

$$163,634 \leq 1000$$

Kde:

$$M_k = 163,634 \text{ Nm} \quad \text{požadovaný kroutící moment, z rovnice (24)}$$

$$M_{k,v} = 1000 \text{ Nm} \quad \text{výstupní kroutící moment trakční jednotky, z tabulky 10}$$

Ze vzorce vyplývá, že motor požadavkům vyhovuje.

3.3 VÝPOČET TRAKČNÍ BATERIE

Nezbytným prvkem vozíku je trakční baterie, která slouží k napájení trakčního motoru. Tato baterie je volena s ohledem na co nejdelší výdrž v provozu na jedno nabití.

Při výpočtu je uvažován jak rozjezd vozíku, který je více energeticky náročný, tak i jízda konstantní rychlostí, která je už vzhledem k nepřítomnosti odporu zrychlení méně energeticky náročná. Vzhledem k tažnému vozíku a pravděpodobnému většímu počtu zastavování u regálových stojanů, je uvažována ze čtyřhodinového cyklu na jedno nabití polovina času pro rozjezd a polovina času pro jízdu konstantní rychlostí.

Výpočet je zahájen výpočtem odebíraného výkonu při jízdě konstantní rychlostí spřaženého vozidla, a to dle vzorce (26):

$$P_{konst} = (O_{f1} + O_{s1}) \cdot v_1 \quad [\text{W}] \quad (26)$$

$$P_{konst} = (470,88 + 205,46) \cdot 1$$

$$P_{konst} = 676,34 \text{ W}$$

Kde:

$$O_{f1} = 117,72 \text{ N} \quad \text{odpor proti valení pro samostatné vozidlo, z rovnice (5)}$$

$$O_{s1} = 51,36 \text{ N} \quad \text{odpor stoupání pro spřažené vozidlo, z rovnice (8)}$$

$$v_1 = 1 \text{ m/s} \quad \text{rychlost spřaženého vozidla, z tabulky 9}$$

Dále je vypočítána výsledná spotřebovaná energie, dle vzorce (27), z literatury [5], s tím, jak již bylo zmíněno výše, je polovina času uvažována pro rozjezd a polovina času pro jízdu konstantní rychlostí:

$$A = P_{konst} \cdot t_K + P_1 \cdot t_R \quad [\text{Wh}] \quad (27)$$

$$A = 676,34 \cdot 2 + 1636,34 \cdot 2$$

$$A = 4625,36 \text{ Wh}$$

Kde:

$P_{konst} = 676,34 \text{ W}$ požadovaný výkon pro jízdu spřaženého vozidla konstantní rychlostí, z rovnice (26)

$t_K = 2 \text{ h}$ doba jízdy konstantní rychlostí, volená hodnota

$P_1 = 1636,34 \text{ W}$ potřebný výkon spřaženého vozidla, z rovnice (22)

$t_R = 2 \text{ h}$ doba akcelerace na požadovanou rychlost, volená hodnota

Následně je přistoupeno k výpočtu potřebné kapacity akumulátoru, podle které bude vybrána vhodná trakční baterie, dle vzorce (28) z literatury [5]:

$$C_{AKU,min} = \frac{A}{U_{AKU} \cdot \eta} \cdot k \quad [\text{Ah}] \quad (28)$$

$$C_{AKU,min} = \frac{4625,36}{48 \cdot 0,95} \cdot 1,2$$

$$C_{AKU,min} = 121,72 \text{ Ah}$$

Kde:

$A = 4625,36 \text{ Wh}$ výsledná spotřebovaná energie, z rovnice (27)

$U_{AKU} = 48 \text{ V}$ požadované napětí dodávané akumulátorem, volená hodnota

$\eta = 0,95$ účinnost trakčního pohonu, z tabulky 10

$k = 1,2$ koeficient rezervy, dle [5]

Vzhledem ke skutečnosti potřeby baterie o velké kapacitě a zároveň velkém napětí a malé nabídce této kombinace na trhu, je přistoupeno k poskládání baterie z několika baterií o menší kapacitě a menším výstupním napětí.

Na základě výše provedených výpočtů a rozhodnutí o složení baterie z několika menších baterií, byla zvolena trakční baterie model 830 085 051 (obr. 20) od firmy Varta. Tato baterie je vyrobena technologií AGM (Absorbed Glass Mat). Výhodou této baterie je, že díky uvedené technologii výroby zvládá opakované cyklické vybíjení, dále je odolná vůči otřesům, vibracím a disponuje větší životností než klasické olověné baterie [26].

Tabulka 11 Parametry trakční baterie Varta 830 085 051 [26]

Technologie výroby	AGM
Výstupní napětí	$U_{AKU} = 12 V$
Kapacita baterie	$C_{AKU} = 85 Ah$
Hmotnost baterie	$m_{AKU} = 25 kg$
V x Š x D	230 x 169 x 260 mm



Obr. 20 Trakční baterie Varta 830 085 051 [26]

Vzhledem ke zvolené baterii je potřeba použít osm těchto baterií ke složení konečné baterie. Tyto baterie je potřeba propojit tím způsobem, že vždy čtyři baterie jsou spojeny paralelně a tyto celky jsou poté spojeny sériově do konečného celku. Celkové napětí i celková kapacita konečného celku baterií jsou spočítány dle vzorců níže (29) a (30), oba dle [6]:

Celková kapacita:

$$C_{C,AKU} = 2 \cdot C_{AKU} \quad [Ah] \quad (29)$$

$$C_{C,AKU} = 2 \cdot 85$$

$$C_{C,AKU} = 170 Ah$$

Kde:

$$C_{AKU} = 85 Ah \quad \text{kapacita baterie, z tabulky 11}$$

Celkové napětí:

$$U_{C,AKU} = 4 \cdot U_{AKU} \quad [V] \quad (30)$$

$$U_{C,AKU} = 4 \cdot 12$$

$$U_{C,AKU} = 48 V$$

Kde:

$U_{AKU} = 12 V$ výstupní napětí baterie, z tabulky 11

Na základě výše provedených výpočtů je zjištěno, že konečný celek baterií má kapacitu 170 Ah a poskytuje výstupní napětí 48 V, což plně vyhovuje požadavkům vyplývajícím z provedených výpočtů.

3.4 VOLBA PODPĚRNÝCH KOL

Vzhledem k potřebě přidání dvou opěrných bodů k současným dvěma opěrným bodům, potřebných k zajištění stability, je nutné vybrat dvě hnaná kola. Teoreticky by sice stačily tři opěrné body, ale vzhledem k vysokému těžišti vozidla a z toho plynoucímu riziku převrácení při průjezdu obloukem, je přistoupeno k variantě čtyř opěrných bodů. Kola jsou vybírána tak, aby unesla minimálně 1/4 předpokládané hmotnosti vozidla. Na toto místo byly zvoleny otočná kola bez zajišťovacího systému typu K1770.07532 (obr. 21) od firmy HEINRICH KIPP WERK. Jedná se o firmu, která je na trhu už více než 100 let. Tyto kola o průměru 75 mm, jsou vybavena kluznými ložisky a mají nosnost 200 kg. U tohoto průměru kola by nemělo dojít k zaseknutí v nějaké nepředvídatelné nerovnosti na jízdním povrchu [15].



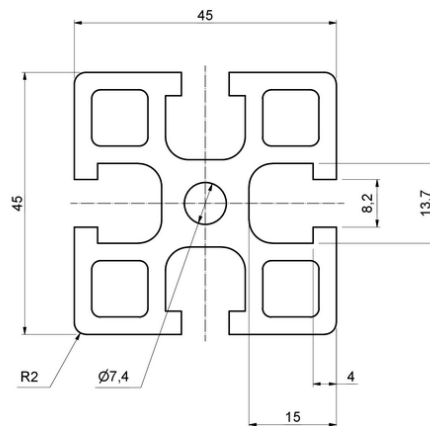
Obr. 21 Otočná kladka K1770.07532 [15]

3.5 NÁVRH RÁMU VOZÍKU

Jako jedna z posledních částí z celkového návrhu je proveden návrh rámu, a to s ohledem na snadnou montáž a zároveň možnost jednoduché výměny poškozených prvků. V následujících podkapitolách bude popsán zvolený způsob provedení rámu a pevnostní výpočet vybraných uzlů.

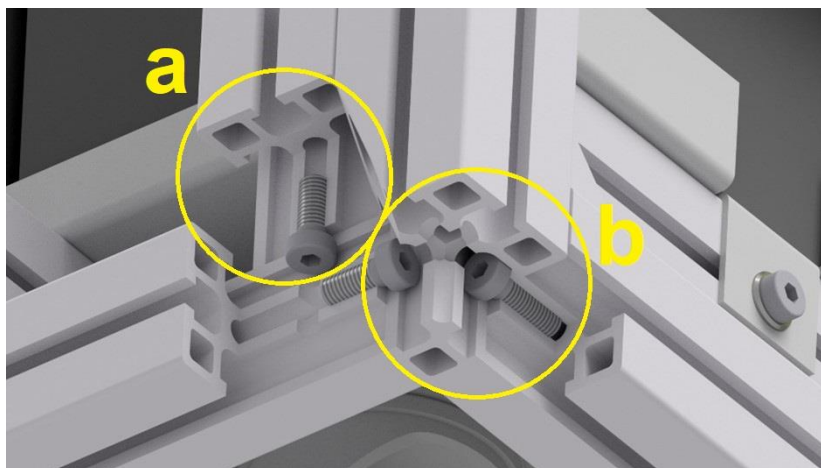
3.5.1 MATERIÁL A PRVKY RÁMU

Jako konstrukční prvky ke stavbě rámu jsou voleny konstrukční profily a spojovací komponenty od firmy ALUTEK KK. Jedná se o stavebnicový systém, vyrobený z materiálu DIN 3.3206, který je na povrchu dále opatřen přírodním eloxem o tloušťce 15 mikrometrů. Ten zvyšuje materiálu odolnost proti korozi, tvrdost a ořezuvzdornost. Jako konstrukční prvek byl vybrán profil katalogového čísla 104545 (obr. 22), který disponuje stěnami tlustými 3 mm [1].



Obr. 22 Profil 104545 [1]

Tyto profily jsou poté spojeny dvěma druhy spojů, a to spojem, který spojuje jen dva profily (obr. 23a) a spojem, který spojuje tři profily (obr. 23b). Pro oba typy spojů je potřeba opatřit profily závit a otvory napříč profily, což pak umožňuje jejich následné smontování. Spojení je poté realizováno pomocí šroubů s vnitřním šestihranem, které jsou vyrobeny dle normy DIN 7984.



Obr. 23 Použité druhy spojů – a) pro dva profily, b) pro tři profily

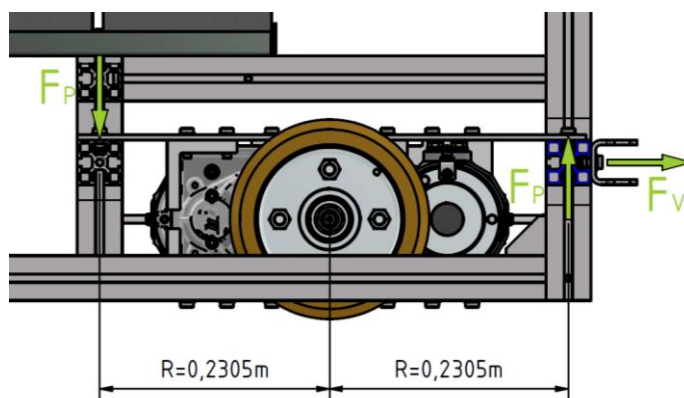
Více namáhané uzly jsou vyztuženy pomocí úhelníků 301840 (obr. 24) od firmy ALUTEK KK. Tyto prvky jsou umístěny na osmi místech rámu. Tím je zajištěno menší zatížení šroubových spojení a zároveň větší tuhost celé konstrukce.



Obr. 24 Úhelník 301840

3.5.2 KONTROLNÍ VÝPOČET VYBRANÉHO UZLU

Jako kontrolovaný konstrukční uzel byl zvolen profil spojující plech s trakčním pohonem k rámu AGV vozidla a zároveň přípojné zařízení k rámu AGV vozidla. Tento profil je na obrázku níže (obr. 25) znázorněn modrou barvou. V tomto uzlu působí dvě síly, a to síla F_P a síla F_V . Síla F_P je vyvolána od trakčního pohonu a síla F_V je vyvolána od přípojného zařízení, které spojuje AGV vozidlo s přípojnými vozíky.



Obr. 25 Detail uzlu sil F_V a F_P

Jako první je spočítána síla F_P , která je spočítána dle vzorce (31). Ve vzorci se nachází požadovaný krouticí moment trakčního pohonu M_k , který již byl spočítán dle vzorce (24) a poloměr R , který byl určen pomocí CAD programu Autodesk Inventor. Hodnota je nakonec vydělena dvěma, vzhledem k tomu, že plech s trakčním pohonem je upevněn na dvou profilech.

$$F_P = \frac{M_k}{2 \cdot R} \quad [\text{N}] \quad (31)$$

$$F_P = \frac{163,634}{2 \cdot 0,2305}$$

$$F_P = 354,96 \text{ N}$$

Kde:

$$M_k = 163,634 \text{ Nm} \quad \text{požadovaný kroutící moment, z rovnice (24)}$$

$$R = 0,2305 \text{ m} \quad \text{rameno momentu síly } F_p, \text{ vyplývá z obr. 25}$$

Následně je vypočítána síla F_V , dle rovnice (33) ve které se nachází dvě veličiny, a to požadovaná hnací síla spřaženého vozidla F_{H1} a požadovaná hnací síla samostatného vozidla F_{H2} . Obě veličiny byly již vypočítány během předchozích výpočtů, a to dle rovnic (19) a (20).

$$F_V = F_{H1} - F_{H2} \quad \text{[N]} \quad (32)$$

$$F_V = 1636,34 - 649,08$$

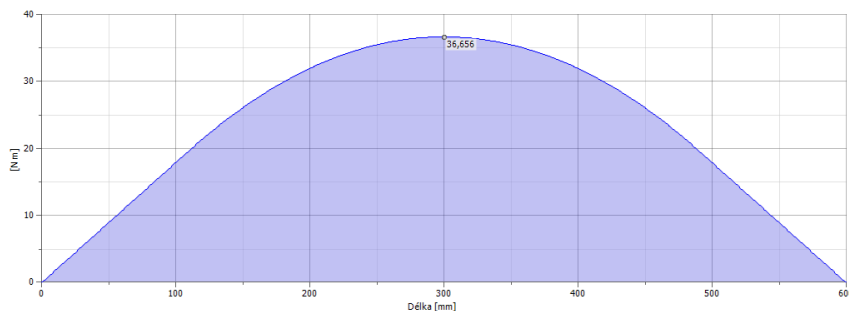
$$F_V = 987,26 \text{ N}$$

Kde:

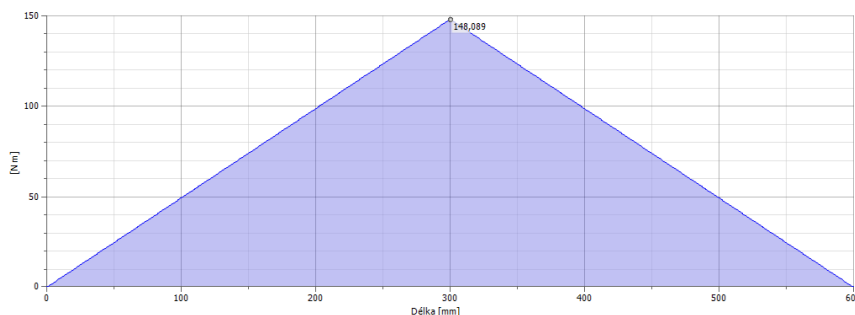
$$F_{H1} = 1636,34 \text{ N} \quad \text{potřebná hnací síla spřaženého vozidla, z rovnice (19)}$$

$$F_{H2} = 649,08 \text{ N} \quad \text{potřebná hnací síla samostatného vozidla, z rovnice (20)}$$

Výsledné ohybové momenty $M_{O,P}$ (obr. 26) a $M_{O,V}$ (obr. 27) působící na profil jsou určeny pomocí programu aplikace Design Accelerator v programu Autodesk Inventor.



Obr. 26 Ohybový moment od trakčního pohonu $M_{O,P}$



Obr. 27 Ohybový moment od přípojného zařízení $M_{O,V}$

Z obr. 26 a obr. 27 jsou odečteny hodnoty ohybových momentů, a to ohybového momentu od síly F_V $M_{O,V} = 36,656 \text{ Nm}$ a ohybový moment od síly F_p $M_{O,P} = 148,089 \text{ Nm}$. Dále je z aplikace, sloužící k výpočtu nosníku od firmy Alutec K&K [20], zjištěn Modul průřezu

v ohybu $W_O = 0,00000772 \text{ m}^3$ a dovolené napětí v ohybu $\sigma_{DO} = 200 \text{ MPa}$. Pomocí prvních dvou veličin je poté spočítáno napětí v ohybu (33), dle [31], a poté ověřena podmínka (34).

$$\sigma_O = \frac{M_{O,V} + M_{O,P}}{W_O} \quad [\text{Pa}] \quad (33)$$

$$\sigma_O = \frac{36,656 + 148,089}{0,00000772}$$

$$\sigma_O = 23930699,48 \text{ Pa}$$

$$\sigma_O = 23,9 \text{ MPa}$$

Kde:

$$M_{O,V} = 36,656 \text{ Nm}$$

ohybový moment vyvolaný silou F_V , z obr. 27

$$M_{O,P} = 148,089 \text{ Nm}$$

ohybový moment vyvolaný silou F_P , z obr. 26

$$W_O = 0,00000772 \text{ m}^3$$

modul průřezu v ohybu, zjištěno ze zdroje [20]

Ověření podmínky pevnosti, dle (34):

$$\sigma_O \leq \sigma_{DO} \quad [\text{MPa}] \quad (34)$$

$$23,9 \leq 200$$

Kde:

$$\sigma_O = 23,9 \text{ MPa}$$

napětí v ohybu, z rovnice (33)

$$\sigma_{DO} = 200 \text{ MPa}$$

dovolené napětí v ohybu, zjištěno ze zdroje [20]

Ze vzorce (34) vyplývá, že nosník pevnostně vyhovuje.

3.6 OVĚŘENÍ PŘILNAVOSTI TRAKČNÍCH KOL PŘI ROZJEZDU

Po provedení všech nezbytných výpočtů je potřeba ověřit, že nedojde k prokluzu trakčních kol při rozjezdu vozidla. To je provedeno pomocí vzorce (36), dle [22], kde je počítáno maximální zrychlení spřaženého vozidla o skutečné hmotnosti $m_{AGV,R} = 293,89 \text{ kg}$ zjištěné z modelu vymodelovaném v programu Autodesk Inventor. Před samotným výpočtem maximálního povoleného zrychlení je potřeba vypočítat skutečnou hmotnost spřažené soupravy, dle vzorce (35).

$$m_{c1,R} = m_n + m_{AGV,R} + 3 \cdot m_v \quad [\text{kg}] \quad (35)$$

$$m_{c1,R} = 1500 + 293,89 + 3 \cdot 100$$

$$m_{c1,R} = 2093,89 \text{ kg}$$

Kde:

$$m_n = 1500 \text{ kg}$$

hmotnost nákladu, z tabulky 9

$$m_{AGV,R} = 293,89 \text{ kg}$$

skutečná hmotnost AGV vozidla, zjištěna z programu Autodesk Inventor

$$m_v = 100 \text{ kg}$$

hmotnost přípojného vozíku, z tabulky 9

Výpočet maximálního možného zrychlení spřaženého vozidla se skutečnou hmotností AGV vozidla, dle rovnice (36):

$$a_{max1,R} = \frac{\mu \cdot \frac{m_{AGV,R}}{2} \cdot g}{m_{c1,R}} \quad [m/s^2] \quad (36)$$

$$a_{max1,R} = \frac{0,7 \cdot \frac{293,89}{2} \cdot 9,81}{2093,89}$$

$$a_{max1,R} = 0,48 \text{ m/s}^2$$

Kde:

$$\mu = 0,7$$

součinitel smykové tření, z tabulky 9

$$m_{AGV,R} = 293,89 \text{ kg}$$

skutečná hmotnost AGV vozidla, zjištěna z programu Autodesk Inventor

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

tíhové zrychlení, z tabulky 9

$$m_{c1,R} = 2093,89 \text{ kg}$$

skutečná celková hmotnost spřaženého vozidla, z rovnice (35)

Ověření podmínky přilnavosti, dle (37):

$$a_1 \leq a_{max1,R} \quad [m/s^2] \quad (37)$$

$$0,4 \leq 0,48$$

Kde:

$$a_1 = 0,4 \text{ m/s}^2$$

zrychlení spřaženého vozidla, z rovnice (13)

$$a_{max1,R} = 0,48 \text{ m/s}^2$$

maximální možné zrychlení spřaženého vozidla o skutečné hmotnosti, z rovnice (36)

Ze vzorce (37) vyplývá, že při rozjezdu nedojde k prokluzu hnacích kol.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést rešeršní rozbor autonomních dopravních vozidel pro tažení přívěsných vozíků. Poté navrhnout konstrukční řešení autonomního dopravního vozidla, táhnoucího přívěsné vozíky, pro zajištění materiálového toku ve výrobní nebo montážní hale. Přívěsné vozíky jsou schopny odvézt v součtu 1500 kg.

Jak již bylo zmíněno, v úvodní části práce je proveden rešeršní rozbor. Ten obsahuje popis a užití autonomních dopravních vozidel v průmyslu. Dále jsou zde popsány rozdíly mezi vozidly typu AGV a AMR, a to z pohledu implementace do procesu a samotného provozu. Následně je uvedeno dělení autonomních dopravních vozíků dle konstrukce. Jsou zde zmíněny tři nejzákladnější druhy. Na samotný závěr rešeršní části je uvedeno několik výrobců autonomních tahačů typu AGV, s důrazem na splnění podmínek zadání, a to hmotnost nákladu 1500 kg, rychlosti spřaženého vozidla 1 m/s a rychlosti samostatného vozidla 2 m/s.

V další části práce je proveden návrh konceptu prototypu vozíku s následným výběrem komponent. Vybírané komponenty slouží k zajištění navádění vozidla a zajištění bezpečnosti při provozu.

Poslední kapitola je věnována výběru trakčního pohonu, trakčního akumulátoru a návrhu rámu vozíku. Trakční pohon je vypočítán prostřednictvím jízdních odporů působících na vozík při rozjezdu. Po výpočtu trakčního pohonu je přistoupeno k výpočtu trakčního akumulátoru, sloužícího k napájení trakčního pohonu. Při výpočtu je uvažován poloviční čas provozu na rozjezd vozidla a poloviční čas provozu pro jízdu konstantní rychlostí. K tomuto postupu je přistoupeno z důvodu skutečnosti, že při jízdě konstantní rychlostí trakční pohon spotřebovává méně energie než při rozjezdu. Dále jsou vybrány podpěrná kola nacházející se v přední části vozíku. Ta jsou vybírána tak, aby unesla minimálně 1/4 jeho předpokládané hmotnosti. Následně je proveden návrh rámu vozíku s kontrolním silovým výpočtem vybraného uzlu, který ve výsledku vyhovuje s bezpečností přibližně 8. Na úplný závěr kapitoly je proveden ověřovací výpočet, zda při rozjezdu nedojde k prokluzu hnacích kol. Z provedeného výpočtu vyplývá, že při zvoleném zrychlení a skutečné hmotnosti vozíku nedojde při rozjezdu k prokluzu kol.

Nedílnou součástí práce je také výkresová dokumentace, která obsahuje sestavu AGV vozíku, podsestavu rámu a výrobní výkres držáku baterií.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *ALUTEC KK: Katalog* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://katalog.aluteckk.cz/produkt/profil-45x45-104545/>
- [2] *Asseco CEIT: AGV tahače* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.asseco-ceit.com/cz/agv-system/tahace/>
- [3] *Asseco CEIT: Vidlicové AGV* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.asseco-ceit.com/en/agv-systems/forklift-agvs/>
- [4] *Automatizace: Automaticky naváděné vozíky pro interní logistiku ve výrobě* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/automaticky-navadene-voziky-pro-interni-logistiku-ve-vyrobe.html>
- [5] RYZA, Vojtěch. *Autonomní vozidlo pro materiálový tok* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124398>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [6] *Banner Batterien: Sériové zapojení a paralelní zapojení* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.bannerbatterien.com/cz/Znalosti/5-S%C3%A9riov%C3%A9-a-paraleln%C3%AD-zapojen%C3%AD>
- [7] *BENEVELLI-GROUP: Electric motor, how it is made and how it works* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.news.benevelli-group.com/index.php/en/131-how-an-electric-motor-works.html>
- [8] *BENEVELLI-GROUP: DD1 SERIE PLUS - AGV WHEELS VERSION* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://benevelli-group.com/docs/DD1-PLUS-Serie-AGV-Wheels-Datasheet.pdf>
- [9] *BILI MARKET: Stupeň krytí IP?* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.bilimarket.cz/bm-blog/stupen-kryti-ip/>
- [10] *Converter: Součinitelé smykového tření* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>
- [11] *Dematic: Compact AGV tugger* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.dematic.com/en/downloads-and-resources/brochures/download/?map=10&id=1654>
- [12] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 80-239-0024-2.

- [13] *EFA FRANCE SAS: DD1 Drive wheels for AGV* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://efa-controls.com/en/project/dd1-drive-wheels-for-agv/>
- [14] *Ema HOME: Rotační maják* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.emahome.cz/elektroinstalace-a-elektro-material/rotacni-majak--bez-bzucaku-schneider-xvr3e05-dc-48v/>
- [15] *HEINRICH KIPP WERK: Otočné kolečko* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/sk/cs/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-prvky-normovan%C3%A9-d%C3%ADly/P%C5%99epravn%C3%AD-Technika/Kola-a-v%C3%A1le%C4%8Dky/Oto%C4%8Dn%C3%A1-a-pevn%C3%A1-pojezdov%C3%A1-kole%C4%8Dka-z-ocelov%C3%A9ho-plechu-%07standardn%C3%AD-proveden%C3%AD/pid.1226/agid.15582.24376.24440.24442/ecm.ag/Oto%C4%8Dn%C3%A9-kole%C4%8Dko.html>
- [16] *Isitec-International: Automaticky naváděný vozík (AGV)* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://isitec-international.com/cs/automaticky-navadeny-vozik-agv/>
- [17] *JBT: Towing AGVs & Tugger AGVs* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.jbtc.com/automated-systems/products-and-applications/products/towing-agvs/>
- [18] *JK LOGISTIKA: Movexx AGV-Basic* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.jklas.cz/produkty/elektricke-tahace-movexx/elektricky-tahac-movexx-agv2500/>
- [19] *JK LOGISTIKA: Tažné soupravy a přepravní vozíky K.Hartwall* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.jklas.cz/produkty/tazne-soupravy-a-prepravni-voziky-k-hartwall/>
- [20] *Katalog Alutec K&K: Výpočet nosníku* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://katalogaluteckk.aspone.cz/Beam>
- [21] *KIVNON friendly innovation: Traktor K32* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.kivnon.com/sk/products/k32-tractor/>
- [22] *LambdaGeeks.com: jak najít zrychlení s koeficientem tření* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://cs.lambdageeks.com/how-to-find-acceleration-with-coefficient-of-friction/>
- [23] *Linde: P-MATIC* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.linde-mh.cz/cs/Vyrobky/Automatizovane-voziky/P-Matic/P-Matic.html>

- [24] *OPPENT S.P.A.: EVO tug TM* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.oppent-evo.com/en/prodotto/evo-tug-2/>
- [25] *OTTO MOTORS: AGV vs. AMR* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://ottomotors.com/resources/info/agv-vs-amr>
- [26] *PB-AUTOBATERIE: Varta Professional DC AGM 12V 85Ah 510A 830 085 051* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.pb-autobaterie.cz/p/varta-professional-dc-agm-12v-85ah-510a-830-085-051>
- [27] *PEPPERL+FUCHS: Optical reading head PGV100-F200-B17-V1D-7477* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.pepperl-fuchs.com/global/en/classid_3334.htm?view=productdetails&prodid=84570#overview
- [28] *PILZ the spirit of safety: PIT es2u* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.pilz.com/cs-CZ/eshop/Provoz-a-monitorov%C3%A1n%C3%AD/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-a-signaliza%C4%8Dn%C3%AD-p%C5%99%C3%ADstroje/PITestop-Estop-tla%C4%8D%C3%ADtka/PITestop-tla%C4%8D%C3%ADtka/PIT-es2u/p/400532>
- [29] *Schneider Electric: Harmony XVS* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.se.com/cz/cs/product/XVSV7BBP/harmony-xvs-editable-voice-alarms-black-mounting-72-mm-din-rail-pnp-12-24v-dc/?filter=business-1-pr%C5%AFmyslov%C3%A1-automatizace-a-%C5%99%C3%ADzen%C3%AD&parent-subcategory-id=5040&range=2104-harmony-xvs&selected-node-id=24669699221>
- [30] *SICK SENSOR INTELLIGENCE: Bezpečnostní laserové skenery S3000 PROFINET IO Professional* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/bezpecnostni-laserove-skenery/bezpecnostni-laserove-skenery/s3000-profinet-io-professional/c/g198184>
- [31] ŠČERBOVÁ, M. a V. PAVELKA. *SLOŽENÉ NAMÁHÁNÍ* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/16_MEC_SLOZENA_NAMAHANI_2_ROCNIK-UT.pdf
- [32] *SSI SCHÄFER: AGV WEASEL* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.ssi-schaefer.com/cs-cz/produkty/conveying-transport/automated-guided-vehicles/fahrerloses-transportsystem-weasel-192914>
- [33] *TOYOTA MATERIAL HANDLING: Who we are* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://toyota-forklifts.eu/about-toyota/who-we-are/>

- [34] *Westmat: CENTER-CONTROLLED RIDER AND CORE TOW TRACTOR* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.westmat.com/wp-content/uploads/2020/12/2020_Center-Controlled-Rider-Core-Tow-Tractor-Automated-Forklift-Comprehensive-Brochure_Print.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[Wh]	výsledná spotřebovaná energie
a	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla
a_1	[m·s ⁻²]	zrychlení spřaženého vozidla
a_2	[m·s ⁻²]	zrychlení samostatného vozidla
AGM		Absorbed Glass Mat (absorpční skleněná rohož)
AGV		Automated Guided Vehicle (automaticky naváděný vozík)
a_{max}	[m·s ⁻²]	maximální možné zrychlení vozidla
a_{max1}	[m·s ⁻²]	maximální možné zrychlení spřaženého vozidla
$a_{max1,R}$	[m·s ⁻²]	maximální možné zrychlení spřaženého vozidla o skutečné hmotnosti
a_{max2}	[m·s ⁻²]	maximální možné zrychlení samostatného vozidla
AMR		Autonomous Mobile Robot (autonomní mobilní robot)
CAD		Computer-Aided Design (počítačem podporované projektování)
C_{AKU}	[Ah]	kapacita akumulátoru
$C_{AKU,min}$	[Ah]	potřebná kapacita akumulátoru
$C_{C,AKU}$	[Ah]	celková kapacita svazku akumulátorů
D	[mm]	průměr kola pohonu
f	[-]	součinitel valivého odporu
F_H	[N]	potřebná hnací síla
F_{H1}	[N]	potřebná hnací síla spřaženého vozidla
F_{H2}	[N]	potřebná hnací síla samostatného vozidla
F_P	[N]	síla od momentu M_k působící na profil
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
k	[-]	koeficient rezervy
LED		Light-Emitting Diode (elektroluminiscenční dioda)
m_{AGV}	[kg]	hmotnost vozidla
$m_{AGV,R}$	[kg]	skutečná hmotnost AGV vozidla
m_{AKU}	[kg]	hmotnost akumulátoru
m_c	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_{c1}	[kg]	celková hmotnost spřaženého vozidla
m_{c2}	[kg]	celková hmotnost samostatného vozidla
M_k	[N·m]	požadovaný kroučící moment
$M_{k,v}$	[N·m]	výstupní kroučící moment jednoho motoru

$M_{k,v}$	[N·m]	požadovaný kroutící moment jednoho motoru
m_{MAX}	[kg]	maximální zatížení pohonu
m_n	[kg]	hmotnost nákladu
$M_{O,P}$	[N·m]	ohybový moment vyvolaný silou F_P
$M_{O,V}$	[N·m]	ohybový moment vyvolaný silou F_V
m_v	[kg]	hmotnost přípojného vozíku
n	[s ⁻¹]	výstupní otáčky pohonu
O_f	[N]	odpor proti valení
O_{f1}	[N]	odpor proti valení pro spřažené vozidlo
O_{f2}	[N]	odpor proti valení pro samostatné vozidlo
O_s	[N]	odpor stoupání
O_{s1}	[N]	odpor stoupání pro spřažené vozidlo
O_{s2}	[N]	odpor stoupání pro samostatné vozidlo
O_v	[N]	vzdušný odpor
O_{v1}	[N]	vzdušný odpor spřaženého vozidla
O_{v2}	[N]	vzdušný odpor samostatného vozidla
O_z	[N]	odpor zrychlení
O_{z1}	[N]	odpor zrychlení pro spřažené vozidlo
O_{z2}	[N]	odpor zrychlení pro samostatné vozidlo
P	[W]	potřebný výkon vozidla
P_1	[W]	potřebný výkon spřaženého vozidla
P_2	[W]	potřebný výkon samostatného vozidla
P_{konst}	[W]	požadovaný výkon pro jízdu spřaženého vozidla konstantní rychlostí
P_M	[kW]	jmenovitý výkon pohonu
R	[m]	rameno momentu síly F_P
t	[s]	doba zrychlování
t_K	[h]	doba jízdy konstantní rychlostí
t_R	[h]	doba akcelerace na požadovanou rychlost
U_{AKU}	[V]	výstupní napětí akumulátoru
$U_{AKU,min}$	[V]	požadované napětí dodávané akumulátorem
$U_{C,AKU}$	[V]	celkové výstupní napětí svazku akumulátorů
v	[m·s ⁻¹]	rychlost vozidla
v_I	[m·s ⁻¹]	rychlost spřaženého vozidla

v_2	[m·s ⁻¹]	rychlost samostatného vozidla
VNA		Very Narrow Aisle (velmi úzká ulička)
W_0	[m ³]	modul průřezu v ohybu
α	[°]	maximální úhel stoupání
η	[-]	účinnost trakčního pohonu
μ	[-]	koeficient tření
σ_{D0}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_0	[MPa]	napětí v ohybu



SEZNAM PŘÍLOH

P1	Výkres sestavení	AGV	01/00
P2	Výrobní výkres	DRŽÁK BATERÍ	01/07
P3	Výkres sestavení	RÁM	02/00