



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKCE RAMPY PRO NÁSTUP TĚLESNĚ
POSTIŽENÝCH DO MĚSTSKÝCH AUTOBUSŮ**

DESIGN OF ENTRANCE RAMP FOR HANDICAPPED PEOPLE TO CITY BUSES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Luděk Pospíšil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Luděk Pospíšil**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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

Konstrukce rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh nízkonákladového řešení nástupní plošiny pro tělesně postižené při dodržení požadavků na nosnost s cílem minimalizace hmotnosti, jednoduché obsluhy a spolehlivosti. Zařízení musí splňovat platné mezinárodní normy.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, funkční výrobek

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: funkční vzorek

Projekt: TAČR – ALFA

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků)

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, C.R. a Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. 1. vyd. VUTIUM, Brno. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

.....
prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.

ředitel ústavu

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

děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem automaticky ovládané rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů. Úvodní rešeršní část se zabývá předpisy a směnicemi, které musí být při návrhu respektovány, problematikou mobility vozíčkářů a analýzou uvažovaných prvků pro konstrukční návrh. Ve druhé části přechází práce k vybranému konstrukčnímu řešení. Vstupními parametry při návrhu jsou výška kazety rampy, úhel sklonu a šířka nástupní plošiny. Vysouvání nástupní plošiny je realizováno dvojicí pneumatických válců spolu s nůžkovým mechanismem vedeným v lineárním kuličkovém vedení. Nástupní plošina je vyrobena z hliníkového voštinového panelu, u kterého je proveden analytický výpočet únosnosti. Na přední hraně je nástupní plošina z důvodu bezpečnosti vybavena tlakovou lištou. Kazeta rampy je tvořena svařovanou konstrukcí z ocelových profilů a podrobena napěťové deformační analýze. K práci je přiložena kompletní výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

bezbariérová doprava, rampa, tělesně postižený, nízkopodlažní autobus, invalidní vozík

ABSTRACT

Diploma thesis deals with the design of the automatically controlled ramp for the boarding of physically disabled people in city buses. The initial research section deals with the regulations and directives that must be respected in the design, the issue of wheelchair mobility and the analysis of design considered elements. In the second part the thesis goes to the chosen design solution. The design input parameters are the height of the ramp cassette, the slope of the ramp when boarding and the width of the boarding platform. The platform is extended by a pair of pneumatic cylinders along with a scissor mechanism guided in a linear ball guide. The boarding platform is made of an aluminium honeycomb panel which strength is verified by analytical calculation. At the front edge, the boarding platform is equipped with a pressure-sensitive edge. The ramp cassette is made up of a welded frame of steel profiles and subjected to stress strain analysis. The thesis is accompanied by complete drawing documentation.

KEY WORDS

wheelchair accessible transportation, ramp, handicapped, low-floor bus, wheelchair

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POSPÍŠIL, L. Konstrukce rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Konstrukce rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka, Ph.D. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně

.....

dne.....

podpis



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za připomínky, vstřícnost a ochotu při zpracování diplomové práce. Dále bych rád poděkoval rodině a přátelům za podporu a trpělivost v průběhu celého studia.



OBSAH

1	Úvod	13
2	Přehled současného stavu poznání	14
2.1	Problematika bezbariérové dopravy	14
2.2	Veřejná doprava	14
2.3	Odborné články zabývající se problematikou cestování OOSPO	15
2.4	Předpis 107 a směrnice 2001/85/ES	17
2.4.1	Požadavky na technická zařízení usnadňující přístup osobám se sníženou pohyblivostí	18
2.4.2	Požadavky na rampu	19
2.4.3	Měření sil reakce automaticky ovládaných ramp	19
2.4.4	Pracovní módy	20
2.5	Komerční produkty	21
2.5.1	PSV transport systems – PSV/04/001	21
2.5.2	Mavetech	21
2.5.3	Palfinger MBB FV 850-350	22
2.5.4	HÜBNER transportation – SKADI	23
2.6	Patenty	24
2.6.1	US patent 5391041	24
2.6.2	US patent 06264416 - Compact, slide-out ramp for a minivan	24
2.6.3	Patent 7527467 - Retractable ramp system for a mobility vehicle	25
2.7	Pneumatické pohony	26
2.7.1	Lineární pneumatický pohon	26
2.7.2	Kyvný pneumatický pohon	29
2.7.3	Rotační pneumatický pohon	29
2.7.4	Membránové pohony	30
2.8	Elektrické pohony	30
2.8.1	Stejnoseměrné motory	31
2.8.2	Lineární aktuátory	32
2.9	Lineární vedení	32
2.9.1	Lineární osy (moduly)	32
2.9.2	Pohybové šrouby	33
2.9.3	Rolničkové vedení	33
2.9.4	Vodící tyče	34
2.9.5	Kolejnicové (profilové) lineární vedení	34
3	Analýza problému a cíl práce	36
4	Koncepční řešení	38
4.1	Rampa vysouvaná pomocí pohybového šroubu	38
4.2	Rampa s pneumotorem a hřebenovým převodem	39
4.3	Rampa poháněná pneumatickým válcem s nůžkovým mechanismem	40
4.4	Zhodnocení variant	42
5	Konstrukční řešení	44
5.1	Nástupní plošina	45
5.1.1	Hliníková voštinová deska a její vyztužení	45
5.1.2	MKP analýza zadní hrany nástupní plošiny	49
5.1.3	Výpočet průměru čepu	50
5.1.4	Podlahovina	52

5.1.5	Tlaková bezpečnostní lišta	53
5.2	Mechanismus vysouvání	54
5.2.1	Profil výsuvu	54
5.2.2	Nůžkový mechanismus	56
5.2.3	Návrh pneumatického válce	63
5.3	Rám	65
5.4	Pneumatické prvky	67
5.5	Bezpečnost	68
5.6	Finanční rozvaha	69
6	Diskuze	70
7	Závěr	71
8	Seznam použitých zdrojů	72
9	Seznam použitých symbolů a veličin	75
10	Seznam obrázků	77
11	Seznam tabulek	79
12	Seznam příloh	79

1 ÚVOD

Mobilita tělesně postižených osob, zvláště vozíčkářů, je velmi širokou, složitou a především stále nedořešenou oblastí. Tito lidé jsou ve společnosti ve většině situací jistým způsobem znevýhodněni a mají proto ztížené podmínky života. Hendikepovaní se navzájem liší především mírou a druhem jejich postižení. Podle toho jsou schopni se o sebe sami postarat, pohybovat nebo ne a potom potřebují asistenty. I s jejich pomocí ale není jednoduché překonávat vertikální a horizontální rozdíly, jež jim ztěžují pohyb. Nejsou to pouze pevné překážky, které jsou vytvořeny infrastrukturou měst, ale například také bariéry v dopravě.

Tato práce je zaměřena na odstranění jedné z bariér v městské hromadné dopravě a tou je nastupování do prostředků hromadné dopravy. Především pro osoby s ochrnutím nebo absencí dolních končetin, tzv. vozíčkářů, ale také pro osoby, které mají určitý druh postižení dolních končetin je nastupování bez pomůcek jako jsou rampy nemožné. Právě tyto osoby žijí nejčastěji ve větších městech, kde mají lepší podmínky pro život a k cestování po městě využívají MHD. Proto je důležité, aby byla většina vozidel přístupná vozíčkářům a dalším tělesně postiženým osobám.

Nástupní rampy jsou pro postižené osoby na invalidním vozíku z hlediska komfortu nejlepší pomůckou, protože eliminují schody či mezery, které je jinak obtížné někdy i nemožné překonat. Do nedávna hojně používané mechanické rampy nezajišťují požadovaný komfort, neboť je nastupování vozíčkářů pomalé z důvodu nutnosti obsluhy rampy řidičem. Dostačující nejsou ani z hlediska spolehlivosti, kdy dochází k trvalé deformaci pantu, čímž vzniká řada problémů (vzniká „schod“ mezi rampou a podlahou vozidla, rampu nejde sklopit do polohy „za jízdy“ a další). Proto jsou u nově dodávaných autobusů často nahrazovány rampami automatickými, které využívají k výsuvu, případně vyklápění jistý druh pohonu.

Řešením, které navrhuji, je automaticky ovládaná rampa, která může být kontrolována řidičem z jeho prostoru a je vhodná pro nízkopodlažní autobusy. Typ pohonu byl zadavatelem dopředu určen na pneumatický nebo elektrický (zadavatel je také výrobcem pneumaticky ovládaných dveří do autobusů), proto jsou v práci uvažovány oba typy pohonů. Hlavní výhodou této rampy je zrychlení nastupování/vystupování vozíčkářů, čímž se pro ně stane stejně jako pro řidiče komfortnější. Ten bude moci sledovat a ovládat nástupní proces z pozice za volantem bez nutnosti mechanického ovládnutí rampy. Hendikepovaná osoba pouze požádá o nastoupení tlačítkem na boku autobusu a řidič zajistí vysouvání rampy. Díky této rampě bude usnadněn přístup vozíčkářů a urychlen jejich nástup do vozidel MHD. Tím se zkrátí doba strávená autobusy na zastávkách a usnadní nástupní proces pro řidiče i hendikepované osoby.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Problematika bezbariérové dopravy

Cestování je neodmyslitelnou součástí života každého člověka. Pro lidi, kteří nemají žádné zdravotní omezení, nezpůsobuje cestování větší překážky. Jinak je tomu u osob s omezenou schopností pohybu a orientace (OOSPO), kteří potřebují v dopravě řadu pomůcek. Je proto velmi důležité, aby byl celý systém veřejné dopravy bezbariérový (takový systém v dopravě, který zajistí samostatný pohyb a užívání dopravy osobami s omezenou schopností pohybu a orientace), a tím umožňoval všem osobám s určitou pohybovou vadou se zapojit do společenského života.

Za bariéru v případě veřejné dopravy považujeme jakoukoli překážku nebo situaci, která omezuje využití veřejné dopravy nebo ji zcela vylučuje. V České republice není tento pojem v právních předpisech definován i přesto, že se běžně používá v zákonech, vyhláškách, odborné literatuře i praxi. Matuška J. uvádí v článku [11], že je to „takový stav systému veřejné dopravy, který umožňuje všem osobám bezpečný a samostatný přístup a plnohodnotné – bezpečné a samostatné – používání a pohyb bez cizí pomoci“.

Většina tělesně postižených osob potřebuje pomůcky, které jim pomáhají při pohybu a dalších úkonech. Do těchto pomůcek se řadí především invalidní vozíky, které se liší svou stavbou i použitím. Pro různé potřeby a druhy omezení je každému postiženému vybrán, případně sestaven vozík dle jeho potřeb. Proto podléhají rampy pro nástup OOSPO normám a předpisům, které např. specifikují i minimální rozměry nástupní plošiny z důvodu zajištění bezpečného nastupování a vystupování vozičkářů s odlišně velkými invalidními vozíky.

2.2 Veřejná doprava

Stále více prostředků městské hromadné dopravy je vybaveno pomůckami pro nástup tělesně postižených. Stejně jako autobusy, používají podobné nástupní rampy také tramvaje a trolejbusy. Právě u těchto prostředků veřejné hromadné dopravy je systém pro usnadnění nástupu osobám s různými typy omezení nejrozšířenější. Tyto rampy jsou vhodné pro překonávání vertikálních rozdílů nejvýše do 300 mm z důvodu předepsaného maximálního sklonu rampy při nastupování. V případě větších vertikálních rozdílů, než je 300 mm, musí být rampy velmi dlouhé a nastává problém se zabudováním do prostoru pod podlahu či do podlahy. Také musí být dostatečně velký prostor na nástupním ostrůvku nebo jiném místě, do kterého dochází k vysouvání rampy.

2.3 Odborné články zabývající se problematikou cestování OOSPO 2.3

V článku [7] uvádí King počátek výroby nízkopodlažních autobusů na konec 80. let 20. století v Německu. K jejich výrobě bylo přistoupeno především z důvodu jejich snazšího a uživatelsky přijatelnějšího přístupu pro všechny pasažéry.

Je zde uvedena také spokojenost cestujících, řidičů a osob starajících se o chod dopravy. Výsledky šetření jsou:

- postoj cestujících byl jednotně pozitivní
- nástupní časy se snížily od 0,3 s pro zdravé osoby do 6 s pro osoby s malými dětmi
- osoby s postižením shledaly nastupování pomocí rampy mnohem snazší oproti zdvižím
- výklopná rampa se rychle stala populární u řidičů, mechaniků i managementu
- nastupování pomocí ramp je mnohem rychlejší než pomocí zdviží, protože pro nastoupení stačí pouze jeden cyklus rampy
- žádný dopravce neměl problém se sníženým počtem míst k sezení, který s použitím výklopné rampy souvisí.

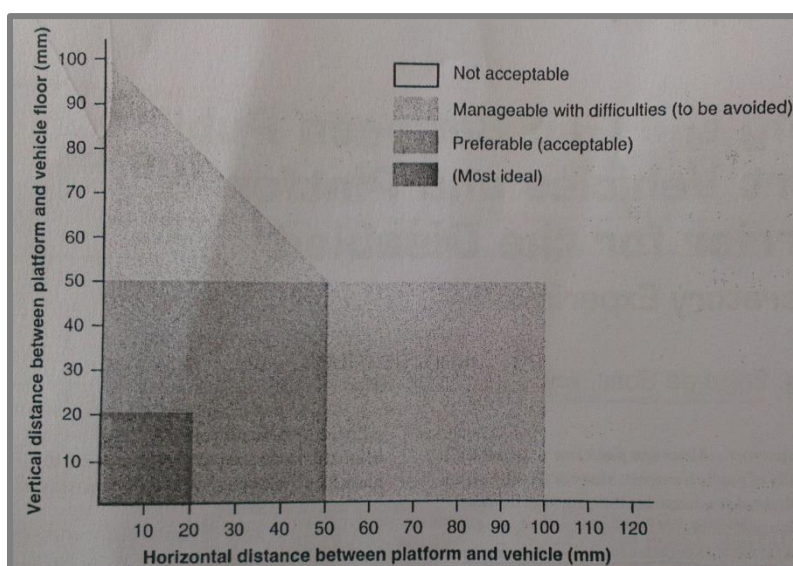
TABLE EIGHT
WHEELCHAIR BOARDING AND ALIGHTING TIMES (SECONDS) BY BUS TYPES

Segments of Process	Low-Floor Bus		Conventional Bus	
	Passenger 1	Passenger 2	Passenger 1	Passenger 2
Boarding Process				
Door Open (Lift/Ramp Deployed) to Wheelchair On Board	18	26	27	44
On Board to In Securement Position	23	26	10	9
Lift/Ramp Stowed, Bus Unkneeled to Bus Ready to Move	20	19	16	16
Alighting Process				
Door Open (Lift/Ramp Deployed) to Start Releasing	18	16	17	12
Finish Releasing to Wheelchair on Sidewalk	13	16	16	19
Lift/Ramp Stowed, Bus Unkneeled Ready to Move	21	21	21	27

Obr. 2-1 Tabulka nástupních dob [7]

Dejeammes došel v článku [6] k tomu, že nízkopodlažní autobusy dělají městskou dopravu přístupnější osobám s tělesným postižením z důvodu, že je mezi obrubníkem a vozidlem pouze jeden schod. Tím není ale celý problém nastupování vyřešen. Přesto, že jsou nástupní hrana u nízkopodlažních autobusů a hrana moderního obrubníku používaného speciálně pro snadné nastupování prakticky ve stejné výšce, je nutné použít k nastupování rampu. Problémem je horizontální vzdálenost, kterou nejsou schopni řidiči při vjezdu k nástupnímu ostrůvku dodržet z důvodu špatného výhledu z vozidla a s tím spojené obavy z poškození autobusu a dalších (např. překážky u zastávek). Navíc se autor zabýval také vhodným sklonem rampy, který by měl být na základě jeho výzkumu max. 8 % pro vzdálenosti menší než 2 m, 12 % pro rampy o délce cca 100 cm a 16 % pro rampy dlouhé cca 70 cm. Tato data budou sloužit v další části práce jako jedny ze vstupních parametrů pro volbu vhodného sklonu rampy.

V článku [1] se zabývají Daamen a kolektiv jiným tématem, a to velikostí mezery, kterou je schopen vozičkář překonat. Maximální velikost mezery, kterou je schopen překonat téměř každý uživatel invalidního vozíku byla experimentálně stanovena na (5 x 2) cm (š x v). Jako ideální však byla stanovena mezera (2 x 2) cm, kterou je schopen překonat bez obtíží každý uživatel invalidního vozíku.



Obr. 2-2 Obtížnost překonání mezery dle její velikosti [1]

Francis v článku [3] uvádí, že velikost mezery, kterou je schopen vozičkář překonat, je 5/8" (15,9 mm) v horizontálním a 1/4" (6,4 mm) ve vertikálním směru. Tyto hodnoty musí být ve Spojených státech dodrženy, stejně jako hodnota sklonu, který nesmí být větší než 1:4. Navíc se zabývá také plochou rampy, na níž mohou být výstupky o maximální výšce 1/4" a rampu musí být schopen v případě manuálního ovládání obsluhovat jeden člověk.

Další problematiku týkající se cestování osob na vozíku v městské dopravě řeší ve svém článku Ferrari [8]. Osoby na invalidním vozíku stráví cestami v průměru o 50 % více času z důvodu nutnosti více přestupů. V případě, že budou všechna vozidla městské dopravy vybavena nástupními rampami, budou časy strávené na daných trasách srovnatelné pro osoby s omezením i bez omezení.

Důležitou součástí konstrukce ramp je také bezpečnost. To, že není vždy dodržena, dokazují dva články [5, 9]. V prvním je uvedena statistika počtu zranění v hromadné dopravě. Během nastupování/vystupování dojde k 42,6 % všech zranění způsobených při cestování vozíčkářů městskou dopravou. Většina těchto zranění byla způsobena vyjetím z plochy rampy a následným převrnutím vozíku. Druhý článek popisuje případ, kdy došlo ke zranění vozíčkáře, který sjel s invalidním vozíkem ze špatně označené rampy, která navíc neměla dodržet maximální sklon.

V posledním článku [12] se autoři Haghani a Shafahi částečně zabývají spolehlivostí a nutností údržby ramp. Uvedené výsledky vycházejí ze šetření městské hromadné dopravy v americkém městě Baltimore. Nejporuchovější jsou rampy vysouvané pomocí pohybového šroubu. Na nimi použitým typu musí být prováděna údržba nejčastěji, a to jednou měsíčně. Spolehlivější jsou rampy, jež používají k vysouvání řetěz a stačí na nich provádět údržbu pouze jednou za dva měsíce.

2.4 Předpis 107 a směrnice 2001/85/ES

2.4

Předpis 107 a směrnice 2001/85/ES udávají technická pravidla a zvláštní ustanovení pro vozidla pro dopravu osob, která mají kromě sedadla řidiče více než 8 sedadel, tedy také předpisy pro městské autobusy. Jejich součástí jsou předpisy pro přepravu osob se zdravotním postižením včetně požadavků na zařízení usnadňující nastupování tělesně postižených osob, tedy také ramp.

Uvažovaná rampa je určena pro vozidla kategorie M2 (vozidla s více než osmi místy k přepravě osob a jejichž nejvyšší přípustná hmotnost nepřevyšuje 5000 kg) nebo vozidla kategorie M3 (vozidla s více než osmi místy k přepravě osob a jejichž nejvyšší přípustná hmotnost převyšuje 5000 kg).

Směrnice také vymezuje třídy podle přepravovaných osob. Autobusy pro přepravu nejvýše 22 osob se řadí do tříd A (pro přepravu sedících i stojících cestujících) a B (pouze pro sedící cestující). Autobusy pro přepravu více než 22 osob jsou rozděleny do tříd I (pro sedící i stojící cestující, zejména vozy MHD), II (určené pro sedící cestující s možností přepravovat také stojící cestující, zejména meziměstské autobusy) a III (pouze pro sedící cestující, dálkové linky).

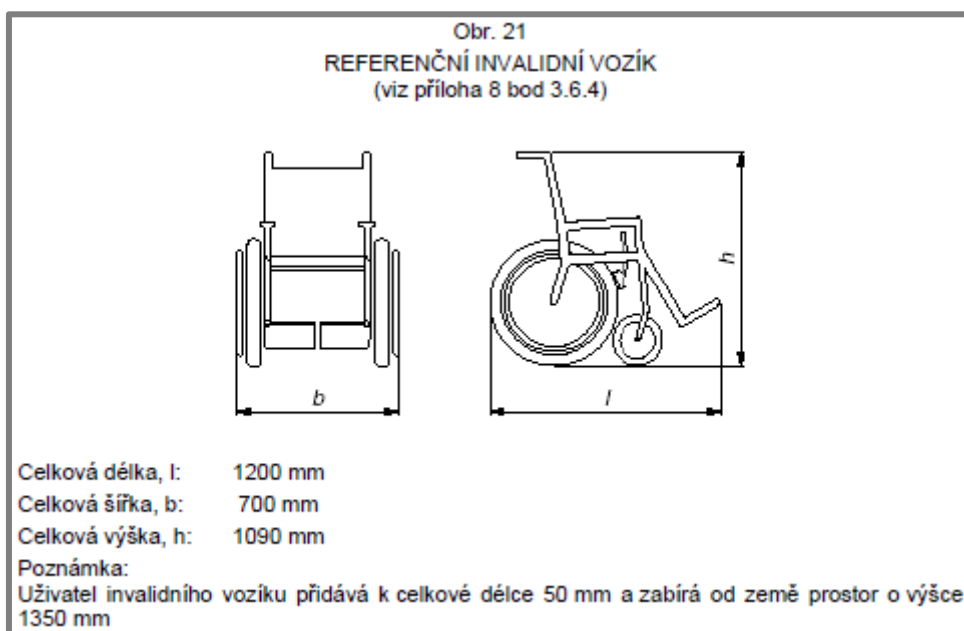
„Vozidla třídy I musí být přístupná osobám se sníženou pohyblivostí včetně osob užívajících invalidní vozík podle technických opatření stanovených v příloze VII.“(2001/85/ES)

2.4.1 Požadavky na technická zařízení usnadňující přístup osobám se sníženou pohyblivostí

1. U vozidel třídy I a A musí mít minimálně jedny provozní dveře nástupní hranu ve výšce menší než 250 mm od vozovky. Alternativou může být u vozidel třídy I a A, že první stupeň nepřesáhne výšku 270 mm ve dvojích dveřích, jedněch pro nástup a druhých pro výstup. K dosažení této výšky může být použit systém snížení podlahy nebo výsuvný schod.

2. U vozidel třídy I musí být minimálně jedním vstupem/výstupem provozní dveře. Tyto dveře musí být opatřeny systémem pro snížení podlahy, který musí být kombinován s rampou.

Minimální šířka dveří pro přístup osob na invalidním vozíku musí být 900 mm. Tato šířka může být v úrovni držadel snížena o 100 mm.



Obr. 2-3 Referenční invalidní vozík [13]

3. U vozidel vybavených rampou pro přístup invalidního vozíku musí být možný nástup i výstup referenčního invalidního vozíku o rozměrech dle Obr. 2-3, který se pohybuje směrem dopředu.

4. Pokud dojde k poruše zabezpečovacího zařízení, musí být rampy a systémy snížení podlahy neschopny činnosti. Výjimku tvoří případy, kdy je možné zařízení bezpečně ovládat ručně. Typ a umístění nouzového ovládání mechanismu musí být zřetelně označeny. Rampy musí být v případě závady na napájení schopny ručního ovládání.

2.4.2 Požadavky na rampu

1. Provoz rampy musí být umožněn pouze v případě, že je vozidlo v klidu.
2. Vnější hrany musí být zaobleny poloměrem o minimální velikosti 2,5 mm a vnější rohy zaobleny poloměrem o minimální velikosti 5 mm.
3. Činný povrch rampy musí být široký min. 800 mm. Sklon rampy vysunuté na obrubník o výšce 150 mm nesmí překročit 12 %. Sklon rampy vysunuté na vozovku nesmí překročit 36 %. K dosažení této hodnoty může být použit systém snížení podlahy.
4. Rampa, která má ve stavu připraveném k užívání délku větší než 1200 mm, musí být vybavena zařízením bránícím vyjetí invalidního vozíku do strany.
5. Každá rampa musí zajistit bezpečný provoz s nákladem o hmotnosti 300 kg.
6. Vnější okraj povrchu rampy sloužící k užití invalidním vozíkem musí být označen pásem o šířce min. 45 až 55 mm v barvě, která opticky kontrastuje s ostatním povrchem rampy. Tento pás musí být umístěn po celé délce vnějšího okraje a po celé délce obou okrajů rovnoběžných se směrem pohybu invalidního vozíku. Rovněž může být označeno jakékoli nebezpečí v pojiždění vozíku nebo tam, kde tvoří současně povrch rampy schod.

2.4.3 Měření sil reakce automaticky ovládaných ramp

Pohyb při vysouvání rampy je dynamický proces. Pokud narazí pohybující se rampa na překážku, výsledkem je dynamická reakční síla, jejíž průběh v čase závisí především na hmotnosti rampy, zrychlení a rozměrech.

Reakční síla $F(t)$ je funkcí času a je měřena na konci rampy. Reakční síla F_S je maximální špičková síla, která může nastat.

Činná síla F_E je střední hodnota uzavírací nebo reakční síly vztažená na délku impulsu:

$$F_E = \frac{1}{T} \int_{t_{11}}^{t_{22}} F(t) \cdot dt$$

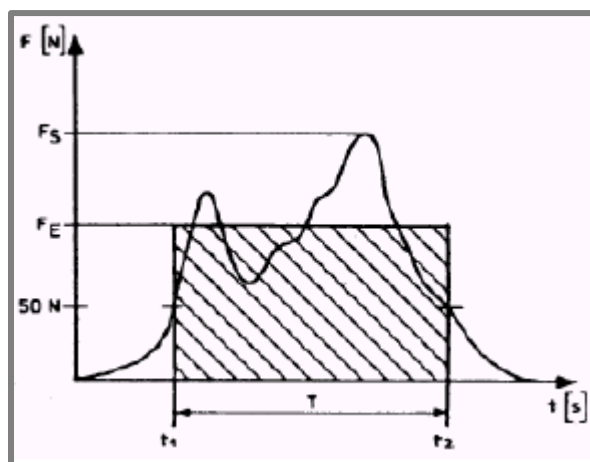
Délka impulsu T je časový úsek mezi časy t_1 a t_2 :

$$T = t_{22} - t_{11}$$

kde:

t_{11}	s	- práh citlivosti, kdy reakční síla překračuje hodnotu 50 N
t_{22}	s	- práh poklesu, kdy reakční síla klesá pod 50 N
F_E	N	- činná síla reakční síly vztažená na délku impulsu
T	s	- délka impulsu při kterém síla vůči překážce působí

Vztah mezi těmito parametry je znázorněn na Obr. 2-4.



Obr. 2-4 Graf reakčních sil [13]

Reakční síla je měřena, když je vozidlo na vodorovném povrchu, přičemž musí být do prostoru, kam je rampa vysouvána, instalována pevná překážka ve formě bloku nebo jiné podobné zařízení, vůči kterému je reakce vyvozována. Reakce jsou měřeny na vnější hraně rampy, a to v jejím středu a dvou bodech ve vzdálenosti 100 mm od každého okraje, rovnoběžného se směrem pohybu rampy.

Signál reakční síly musí být zaznamenáván přes dolnoproputný filtr s mezní frekvencí 100 Hz. Práh citlivosti i práh poklesu je pro stanovení trvání impulsu nastaven na 50 N.

2.4.4 Pracovní módy

1. Spouštění nebo zdvihání rampy je možné ovládat mechanicky, servomotorem či jiným zdrojem energie.
2. Servomotorem ovládané rampy musí mít spouštění nebo zdvihání rampy indikováno přerušovaně svítící žlutou kontrolkou a zvukovým signálem.
3. Součástí rampy musí být bezpečnostní zařízení, které (která) zamezí riziku vzniku poranění při spouštění nebo zdvihání. To (ta) musí zastavit pohyb rampy, pokud je rampa vystavena reakční síle nepřesahující 150 N. Tato síla může na krátkou dobu dosáhnout špičkové hodnoty, která je větší než 150 N, nesmí ale překročit 300 N.
4. Rampa může být ovládána řidičem z jeho sedadla, pouze pokud má řidič takový výhled na rampu, který je dostačující k jejímu monitorování a zajištění bezpečnosti cestujících. Tento požadavek může být splněn také způsobem nepřímého výhledu, např. pomocí zpětných zrcátek. Ve všech dalších případech musí být umístěny ovladače v blízkosti rampy a aktivovány/deaktivovány řidičem z jeho sedadla.

2.5 Komerční produkty

2.5

2.5.1 PSV transport systems – PSV/04/001

2.5.1

Firma PSV dodává rampy především do Velké Británie a Irska. Spolupracuje s výrobcí autobusů a dodává elektricky ovládané rampy také jako náhradu za mechanicky ovládané výklopné rampy. Díky stejným bodům uchycení je snadné rampy nahradit bez nutnosti velkých zásahů do karoserie autobusu. Všechny typy ramp od firmy PSV jsou konstruovány na minimální užité zatížení 300 kg, přičemž činná plošina rampy je vyráběna především z kompozitních materiálů. Elektricky vysouvaná rampa PSV/04/001 má nástupní plošinu složenou ze dvou částí, čímž vznikají na nástupní ploše dvě hrany, které musí vozíčkář překonat. Je poháněna jedním elektromotorem, který je přímo napojen na pohybový vodící šroub, který slouží také jako vedení při vysouvání a zasouvání rampy.

Všechny rampy jsou dle evropských předpisů schopny ovládní také v manuálním režimu pro případ poruchy na elektrickém pohonu. V tomto případě musí použít řidič k otáčení pohybového šroubu klíč.



Obr. 2-5 Rampa PSV/04/040 [17]

2.5.2 Mavetech

2.5.2

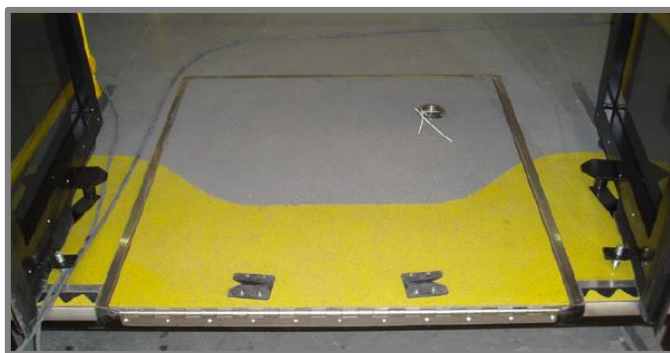


Vana a plošina připravená k montáži.

Obr. 2-6 Rampa Mavetech [16]

Nejpoužívanějším typem ramp v autobusech městských hromadných doprav v České republice je mechanicky ovládaná výklopná rampa. Skládá se z „vany“, která je upevněna do podlahy autobusu a vlastní plošiny, která je s vanou spojena pomocí klavírového pantu. Je konstruována tak, aby ji bylo možné zapustit do podlahové překližky o síle 15 mm. Plošina je vyrobena z hliníkových slitin a je slepena sendvičovým způsobem ve složení plech-voština-plech v rámu z Al profilů. Její nosnost je 330 kg a je vyráběna v základním rozměru 1000 x 830 mm.

Její největší nevýhodou je absence pohonu spolu s vyklápěním, které není příliš vhodné, protože

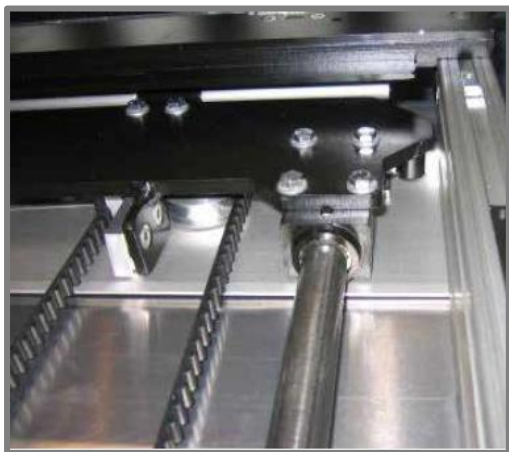


Obr. 2-7 Rampa Mavetech v autobuse [16]

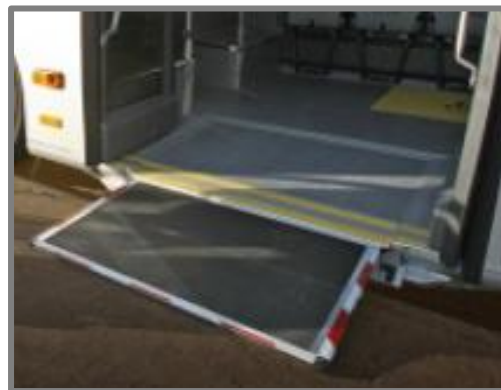
rampa zabírá v prostoru pro cestující velkou plochu. To je spojeno také s rizikem zranění osob při jejím vyklápění a zavírání. Provozovatelé autobusů, kteří mají instalovány tyto rampy, uvádějí, že dochází k poškození klavírového pantu a tím obtížnému otevírání a zavírání rampy. Dále se v prostoru mezi nástupní plošinou a vanou hromadí nečistoty, které brání v dosednutí plošiny na indukční snímač, který kontroluje výchozí pozici rampy.

2.5.3 Palfinger MBB FV 850-350

Plně automatická dálkově ovládaná rampa je poháněna elektromotorem napájeným na 24 V, který otáčí řemenicí. Ta je spojena s ozubeným řemenem, který posunuje rampu po lineárním kluzném vedení. Rampa využívá lehkého kazetového stylu a její plošina je vyrobena z hliníku sendvičovým způsobem. Podle předpisů je její povrch protiskluzový a disponuje elektrickým výstupem pro akustické a vizuální signály při vysouvání/zasouvání. Rampa je konstruována na nosnost 350 kg. Celý systém rampy



Obr. 2-8 Pohon rampy Palfinger [19]



Obr. 2-9 Rampa Palfinger [19]

je snadno a rychle demontovatelný, a proto usnadňuje údržbu. V případě poruchy pohonu je možné realizovat vysouvání manuálně.

Tato rampa je vzhledem k její menší délce vhodná především pro vlaky a jiná kolejová vozidla nebo autobusy, které zastavují na zastávkách s nástupním ostrůvkem. V její nájezdové části je oproti některým rampám větší hrana, kterou musí vozičkář překonat.

2.5.4 HÜBNER transportation – SKADI

Stejně jako předchozí rampa je i tato elektricky ovládaná a plně automatická. Doba výsuvu je 8 sekund a je konstruována na 350 kg, přičemž je vybavena systémem pro zastavení pohybu plošiny v případě, že na ní někdo stoupne. Disponuje také systémem, který zastaví její pohyb v případě, že je v prostoru, do kterého se vysouvá nějaká překážka. Její celková hmotnost je 53 kg a její zástavbové rozměry jsou 1437 mm x 1055 mm x 65 mm (d x š x v).



Obr. 2-10 Rampa Hübner Skadi [15]

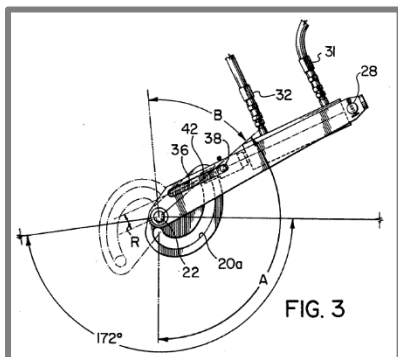
Její výhodou je především velmi snadná demontáž celého systému vysouvání. Rampa nedisponuje systémem pro mechanické vysouvání v případě poruchy pohonu nebo jiných částí rampy.



Obr. 2-11 Vysunutý mechanismus rampy Skadi [15]

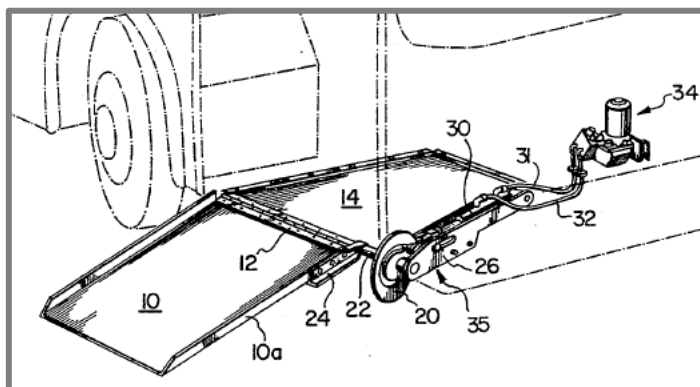
2.6 Patenty

2.6.1 US patent 5391041



Obr. 2-12 Mechanismus patentu 5391041 [23]

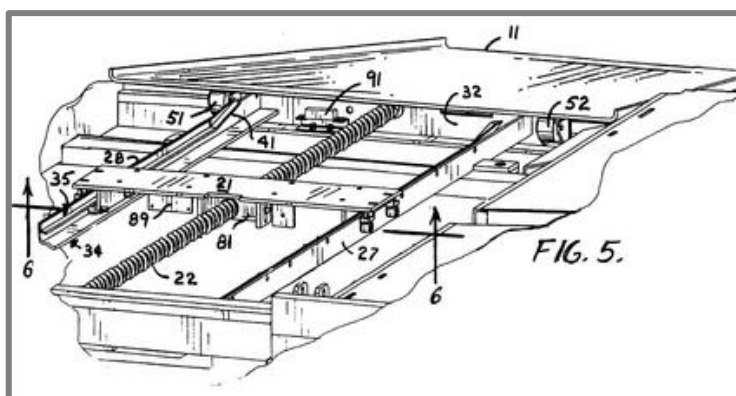
U tohoto patentu nejsou uvedeny jeho parametry, ale je zde podrobně zobrazen systém vyklápění, který je realizován pomocí hydraulického válce. Ten otáčí excentrem připevněným na osu výklopné plošiny, která je vlivem působící síly otáčena kolem této osy. Podrobně můžeme vidět mechanismus na Obr. 2-12. Nevýhodou tohoto řešení je, že se rampa nezasouvá do podlahy, ale vyklápí, čímž zabírá prostor v autobusu a může nastat obdobný problém s klavírovým pantem jako u mechanicky ovládané rampy (deformace pantu při sklápění rampy do výchozí pozice způsobená přítomností nečistot v oblasti pantu).



Obr. 2-13 Patent 5391041 [23]

2.6.2 US patent 06264416 - Compact, slide-out ramp for a minivan

Tato rampa je navržena především pro minivany, ale její mechanismus lze využít i v jiných vozidlech. Je určena pro zabudování pod podlahu a je ovládána pomocí elektromotoru. Elektromotor otáčí pohybovým šroubem, který posouvá rampu po bočním vedení. To je tvořeno kolejnicemi umístěnými po obou podélných hranách rampy. Na rampě jsou uchyceny dvojice pojezdových rolen, které se po kolejnicích odvalují. Jedna z dvojice rolen vede rampu ve vertikálním a druhá v horizontálním směru.

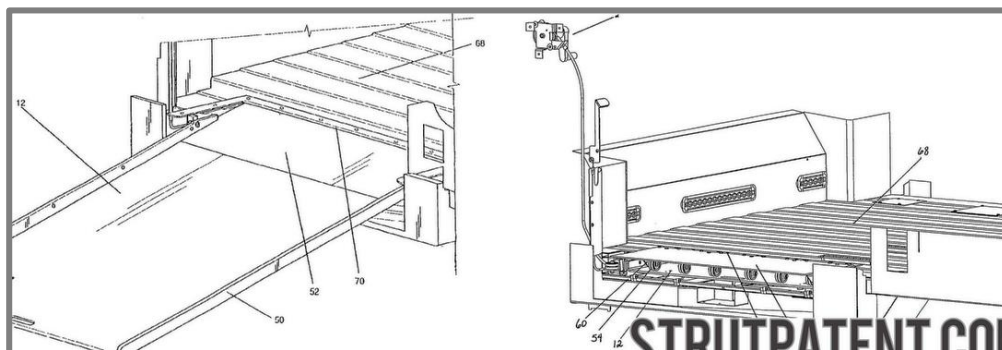


Obr. 2-14 Patent 06264416 [21]

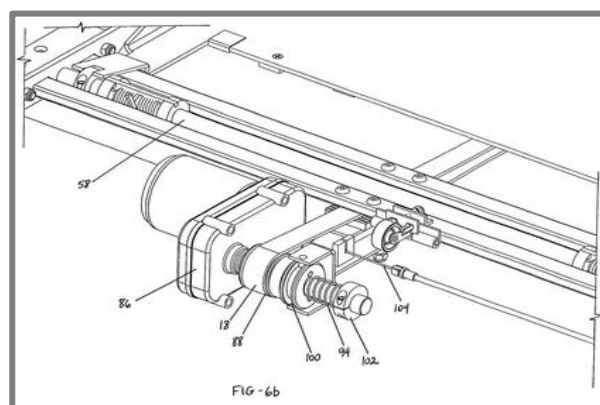
2.6.3 Patent 7527467 - Retractable ramp system for a mobility vehicle

2.6.3

Rampa je koncipována jako vysouvací, přičemž je poháněna reverzním motorem. Ten otáčí řemenicí, která přenáší rotační pohyb na pás spojený s vozíkem plošiny. Když dojde k vysunutí rampy z prostoru pod podlahou, je její rotační pohyb kolem čepu na straně nástupní hrany autobusu (při spouštění/dopadu na zem) tlumen zkrutnými pružinami. Pokud je odpojen pohon, je možné vysouvat rampu také ručně, a to pomocí kliky, která je umístěna v blízkosti řidiče tak, aby byl na rampu dostatečný výhled. Na bocích je vedena v lineárních kuličkových pouzdrech na vodících tyčích.



Obr. 2-15 Mechanismus patentu 07527467 [20]



Obr. 2-16 Patent 07527467 [20]

2.7 Pneumatické pohony

Pneumatickými systémy jsou označovány takové systémy, kde je pracovním médiem stlačený plyn, a to nejčastěji vzduch. Akumulovaná energie, kterou představuje stlačený vzduch, umožňuje pneumatickým mechanismům konat práci.

Pneumatické pohony dělíme podle prvku, který převádí tlak na sílu nebo výchylku, dále na pohony s membránou, pístem, vlnovcem a speciální. Z hlediska způsobu generování pohybu dělíme pneumatické pohony na jednočinné a dvojčinné a podle dráhy výstupního prvku na posuvné, kyvné a rotační.

Jejich velkou výhodou oproti hydraulickým pohonům je vyšší rychlost vykonávání pohybů, možnost přetížení mechanismů bez rizika poškození, snadná montáž a údržba, možnost vypouštění vzduchu zpět do atmosféry a čistota provozu. Proto je možné splnit i případné nároky na čistotu provozu, kterou lze při použití hydraulických systémů splnit jen s velkými obtížemi. V neposlední řadě je nutné upozornit také na nízkou cenu těchto systémů.

Nevýhodou je naopak pomalejší odezva na regulační zásah, výrazná změna teploty pracovního média v důsledku jeho stlačování a expanze, obtížné dosažení přesného polohování a složitější uskutečnění pomalých a plynule se měnících pohybů.

2.7.1 Lineární pneumatický pohon

Jedná se o pneumatický válec, jehož píst koná přímočarý vratný pohyb a působí přitom na příslušný mechanismus. Vzduch o tlaku 0,1 až 1 MPa (většina pneumatických systémů není navrhována na tlak vyšší než 1 MPa) se přivádí do vstupních otvorů na obou koncích válce. Jejich funkce se využívá především ke zvedání nebo podávání materiálu, polotovarů, výrobků, nástrojů a také k ovládní upínacích prvků zařízení. V základu je lze rozdělit na jednočinné válce – pneumatický pohon vykonává pohyb pouze v jednom směru a druhý směr je ovládán mechanickou pružinou nebo jinou vnější silou a na dvojčinné válce – pneumatický pohon řídí pohyb v obou směrech.

Při volbě pneumatického válce rozhodují především tyto parametry:

- typ válce (kruhový, kompaktní, bezpístnicové a další)
- rozměry válce
- velikost zdvihu
- průměr válce
- spotřeba vzduchu
- způsob upevnění válce k okolí
- typ upevnění na pneumatické vedení
- cena

Výpočet síly pneumatického válce a spotřeby vzduchu

Z důvodů ztrát ve válci (tření pístu, nedokonalost těsnění pístu a pístní tyče) není přeměněna veškerá energie stlačeného vzduchu na práci. U válců bez tlumení je účinnost jednočinných přibližně 0,8, u dvojčinných 0,9 a u válců s tlumením dvojčinných 0,5 až 0,6.

$$F_v = p \cdot A_p \cdot \eta$$

kde:

F_v	N	- jmenovitá síla válce
p	Pa	- tlak ve válci
A_p	m ²	- plocha pístu
η		- účinnost

$$Q_{min} = 2A_p \cdot s \cdot p_2 \cdot \frac{n}{p_1}$$

kde:

Q_{min}	m ³ min ⁻¹	- spotřeba vzduchu ve válci
s	m	- zdvih pístu
p_2	Pa	- pracovní tlak
p_1	Pa	- atmosférický tlak
n	min ⁻¹	- počet pracovních cyklů za minutu
2		- koeficient dvojčinného válce (koeficient 1 je v případě jednočinného válce)

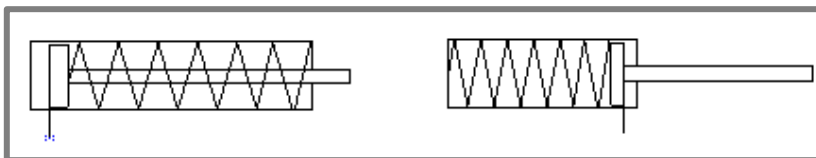
Rozměrové parametry některých pneumatických válců										
Průměr válce (mm)	12	16	20	32	40	50	80	100	160	200
Průměr pístní tyče (mm)	6	8	8	12	16	20	25	25	40	40
Délka zdvihu jednočinného válce (mm)	10, 25, 50			25, 50, 80, 100				-		
Délka zdvihu dvojčinného válce (mm)	do 160	do 200	do 320	10, 25, 50, 80, 100, 160, 200, 250, 320, 400, 500						

Tab. 2-1 Rozměrové parametry válců

Pneumatické válce se vyrábějí také v mikroprovedení, kdy je průměr válce 2,5; 4; 5; 6 mm stejně jako válce s velkými průměry 250 a 320 mm. Jednotlivé parametry těchto válců jsou pak závislé na daném výrobcu pneumatického prvku.

Jednočinné válce

Jednočinné válce se vyznačují tím, že je vzduchem ovládaný pohyb pouze v jednom směru a pohyb ve druhém směru je realizován mechanicky, nejčastěji pružinou. Válce jsou vhodné pro zdvihy do 50 mm a tam, kde není nutná velká síla pro ovládnutí pohybu ve druhém směru (nejčastěji pouze pro přestavení válce do výchozí polohy).

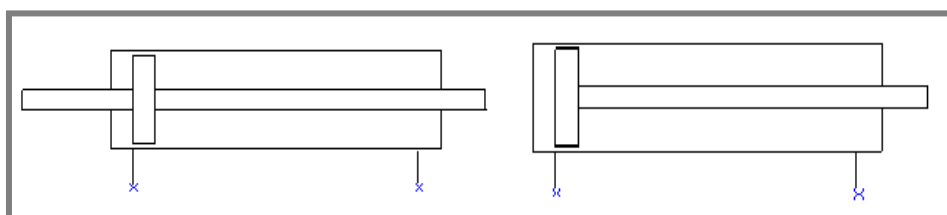


Obr. 2-17 Jednočinný válec zasouváný pružinou (vlevo) a vysouváný pružinou (vpravo)

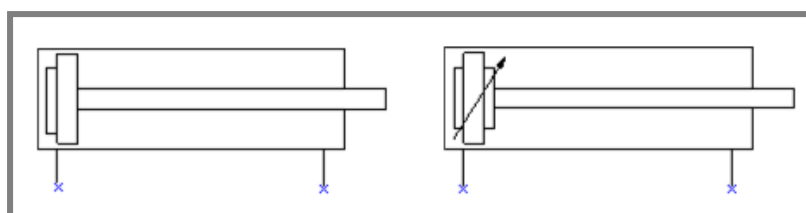
Dvojčinné válce

Dvojčinné válce mají oproti jednočinným s vratnou pružinou mnohem větší pracovní rozsah, pracovní pohyb není pružinou ovlivňován, a proto je pohyb rovnoměrný a rychlý.

Pracovní rozsah ve válci je nastaven pomocí zarážek. Nárazy pístu do zarážek mohou způsobovat jejich poškození (pokud není pohyb tlumen na ovládaném prvku či jinak). Poškození lze eliminovat při použití nastavitelného nebo nenastavitelného jednostranného nebo oboustranného tlumení.



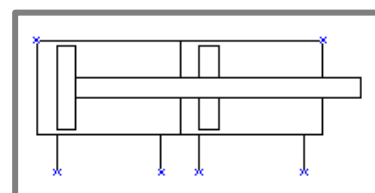
Obr. 2-18 Dvojčinný válec s oboustrannou (vlevo) a jednostrannou (vpravo) pístní tyčí



Obr. 2-19 Dvojčinný válec s nenastavitelným (vlevo) a nastavitelným (vpravo) tlumením

Tandemový válec

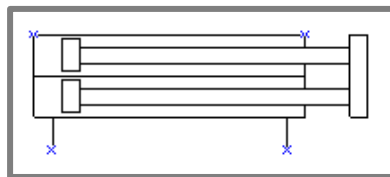
Jedná se o válec, v němž jsou za sebou sériově řazeny dva písty na jedné společné pístní tyči. Uplatňují se především tam, kde je nutné vyvinout při malém průřezu válce velkou sílu. Síla válce se za použití dvou pístů téměř zdvojnásobuje. Tyto válce jsou vyráběny od průměru 32 mm a do výsuvu 500 mm.



Obr. 2-20 Tandemový válec

Dvoupístový válec

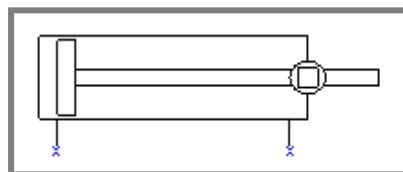
Tento typ pneumatického válec se skládá ze dvou paralelně řazených válců, a proto má příčný řez jeho tělem obdélníkový tvar. Obdobně jako tandemový válec, má i dvoupístový válec mnohem vyšší sílu na konci pístnice, a to přibližně dvojnásobnou oproti jednopístovým válcům. Dvoupístové válce jsou vyráběny do průměru jednoho válce 25 mm a maximálního výsuvu 200 mm.



Obr. 2-21 Dvoupístový válec

Válec nekruhového průřezu

Používají se především tam, kde je zapotřebí zamezit otáčení pístu kolem osy pístní tyče a průřez válce je jiný než kruhový, např. oválný nebo šestihranný.



Obr. 2-22 Válec nekruhového průřezu

Prvky lineárních pneumatických pohonů pro nízké teploty

Vzhledem k použití pneumatických prvků při nízkých teplotách (provoz také v zimním období) je nutné nahradit některé standardní součásti za jiné, teplotně odolnější. Standardní pneumatické prvky jsou vyráběny pro teploty od -20 do 80 °C. V zimních obdobích je ale uvažováno s teplotou až -40 °C. Proto je pro těsnění pístu použita nitrilová pryž, která je při nízkých teplotách dostatečně pružná a zvládá plnit těsnící funkci. Dále se pro mazání válců používá speciální mazivo.

2.7.2 Kyvný pneumatický pohon

2.7.2

Uplatnění kyvného pohybu nalezneme především při manipulaci s materiálem. S jeho pomocí lze materiál otáčet, posouvat, otevírat a zavírat různá stavěcí zařízení nebo také ventily. Výhodou jsou především malé rozměry při nízké hmotnosti a plynulém chodu. Rozsah kyvného pohybu je nejčastěji od 0° do 180° nebo od 0° do 270° .

Kyvné pohony můžeme dále rozdělit na pohony s kyvným křídlem a na pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem.

U pohonů s kyvným křídlem působí tlakové médium na utěsněné křídlo, a to rotuje v kruhové komoře kolem svého středu. Pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem převádí lineární pohyb na rotační, kdy je lineární pohyb pístu, který je na boku vybaven ozubeným hřebenem, převáděn přes pastorek na rotační.

2.7.3 Rotační pneumatický pohon

2.7.3

Rotační pneumatické motory nacházejí uplatnění tam, kde je potřeba malá hmotnost pohonu za současného relativně vysokého výkonu. Jsou to například pohony různých druhů náradí nebo zdvihacích zařízení. Jejich pravděpodobně největší předností jsou jednoduchá změna velikosti výkonu, otáček, směru otáček a točivého momentu.

Otáčky motoru jsou ovšem závislé také na jeho zatížení a je možné ho přetížit. Jednou z nevýhod pneumatických motorů je velká spotřeba stlačeného vzduchu.

Rotační pohony můžeme rozdělit na:

- pístové (do $6000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, axiální a radiální)
- lamelové (do $30\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$)
- turbínové (až $450\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$)



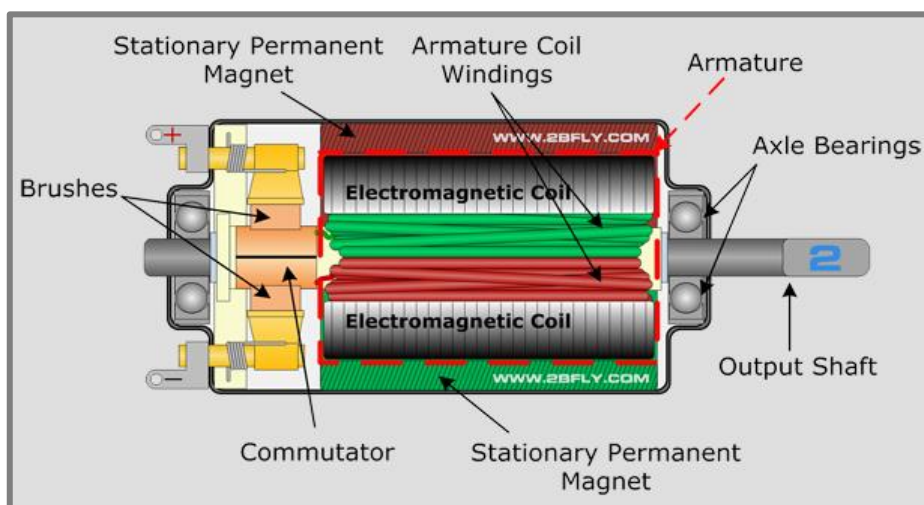
Obr. 2-23 Pneumatický motor [29]

2.7.4 Membránové pohony

Jejich použití je především v oblasti spojité regulace, kde slouží k pohonu regulačních orgánů, jako jsou klapky, ventily, šoupátka a žaluzie. Jsou vyráběny ve velkých sériích a stavebnicovém uspořádání. To umožňuje jejich vysokou stavební variabilitu. Vynikají svou dokonalou těsností. Nevýhodou je naopak relativně malý zdvih.

2.8 Elektrické pohony

Pro pohon rampy je možné uvažovat stejnosměrné motory (DC) nebo lineární aktuátory (hlavní pohonnou jednotkou je rovněž DC motor), které jsou napájeny 12 V nebo 24 V. Stejnosměrné motory jsou historicky nejstarší a pro své specifické



Obr. 2-24 Brushed DC motor [27]

vlastnosti se používají dodnes. V určitých odvětvích se začíná jejich vlastností využívat stále častěji. Jsou to především regulované pohony, robotika a mikroelektronické pohony.

Motor se skládá ze statoru, rotoru a rotačního přenosového ústrojí. Toto ústrojí má tu nevýhodu, že musí být elektrická energie do rotoru přiváděna přes soustavu rotujícího komutátoru a sběracích ústrojí (kartáčů-brushes, jak je vidět na Obr. 2-24). Z důvodu vzniku jiskření v bodech styku pevných uhlíků s rotujícími lamelami komutátoru dochází k opotřebení povrchu obou částí, a proto mají tyto motory omezenou životnost, která by však neměla být v případě rampy limitující, neboť se pohybuje kolem 10 000 hodin.

Nevýhodou stejnosměrných motorů je přítomnost komutátoru, který spíná velké proudy a je náchylný k poruchám, musí se na něm provádět pravidelná údržba. Pro změnu směru otáčení motoru je nezbytné přepólovat jen stator nebo jenom rotor.

2.8.1 Stejnosměrné motory

2.8.1

Motory s cizím buzením

Budicí vinutí je umístěno ve statoru a je napájeno elektrickou energií ze samostatného zdroje. Spouštění motoru probíhá tak, že je nejdříve připojen zdroj napětí k budicímu vinutí a poté se teprve připojí zdroj napětí k vinutí rotoru. V tomto okamžiku nastává velký proudový odběr, který je nutné často omezovat.

Tyto motory lze nejnázne regulovat, protože je rotorové magnetické pole závislé na napájení rotoru a se statorovým polem není přímo svázáno. Otáčky rotou jsou tak závislé pouze na velikosti napětí přivedeného na rotorové cívky.

Motory s vlastním buzením

Budicí vinutí je spojeno s vinutím rotoru, tedy vinutí statoru i rotoru je napájeno z jednoho společného zdroje. Tyto motory mají velký záběrový moment a používají se k pohonům s velmi častými rozběhy



Obr. 2-25 12 V DC motor [28]

2.8.2 Lineární aktuátory

Lineární aktuátory jsou pohony, které převádějí rotační pohyb elektromotoru na lineární. Nejčastěji je přenášén otáčivý pohyb z DC motoru přes planetovou převodovku na matici, čímž dochází k posouvání šroubu (či naopak).

Díky velkým převodovým poměrům je možné s DC motory dosahujícími pouze malých krouticích momentů zvedat či posouvat velmi těžká břemena, a to až tisíce kilogramů.

Vyznačují se vysokou bezpečností, čistotou a tichostí chodu. Nabízí možnost polohování s přesnou kontrolou pohybu, vysokou efektivitu spojenou s dlouhou životností a minimálními nároky na údržbu. Teplotní rozsah jejich použití je nejčastěji od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $85\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 2-26 Lineární aktuátor [30]

2.9 Lineární vedení

Lineární vedení je část stroje/zařízení, jež dovoluje relativní pohyb určitému celku zařízení (vozíku spojeného s dalšími komponentami) po liniové dráze (kolejnici) s cílem dosáhnout co nejnižšího tření. Lineární vedení můžeme rozdělit dle několika kritérií. Jedním může být dělení na uzavřená, která vedou pohyblivou část ve všech směrech (např. vedení kabiny výtahu), a na otevřená (např. lokomotiva na kolejích). Další rozdělení lineárního vedení může být na kluzné (pohyblivá a pevná část se po sobě smýkají, přičemž mezi nimi musí být určitá vůle a styčné plochy jsou zpravidla mazány) a na valivé (nejčastěji pomocí rotujících kuliček/válečků, které obíhají v uzavřených drážkách v těle vozíku). [26]

2.9.1 Lineární osy (moduly)

Lineární osy se zpravidla skládají z pohonu (elektromotory různých druhů), členu přenášejícího rotační pohyb z elektromotoru na lineární pohyb saní (kuličkový šroub, ozubený řemen), již zmíněných saní a jejich vedení (kolejnicové lineární vedení, rolničkové vedení). Lineární moduly zajišťují vysokou přesnost polohování a vynikají tuhostí celého systému. Tento modul navíc zahrnuje dva důležité celky (pohon a lineární vedení) do jednoho „zařízení“. Oproti ostatním vedením má však výrazně větší rozměry, vyšší váhu a také pořizovací cenu.



Obr. 2-27 Lineární osa [22]

2.9.2 Pohybové šrouby

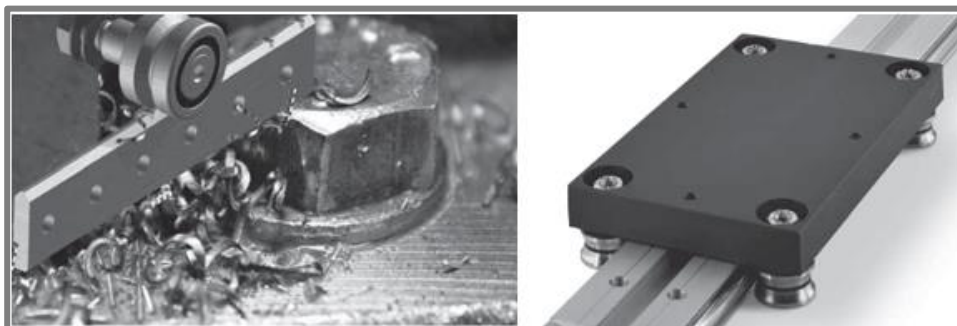
Pohybovými šrouby označujeme kuličkové a trapézové šrouby, které slouží k převodu rotačního pohybu na přímočarý a zároveň k přenosu točivého momentu na sílu působící v ose šroubu. Ke snížení tření se používají vícechodé závity. Konstrukce je ve většině případů navržena tak, že se otáčí šroub a matice se pohybuje v axiálním směru spolu se supportem stroje, či jinou pohyblivou součástí (celkem), která je s maticí pevně spojena. Kuličkové šrouby využívají při pohybu valivého tření kuliček a mají proto téměř nulový mrtvý chod. Důležitá je u nich především pravidelná údržba, která je spojena s jejich mazáním a také dodržением čistoty povrchu (prach a další částice ulpívající na povrchu šroubu). U trapézových šroubů dochází při otáčení k tření mezi maticí a závitem šroubu, čímž je snížena účinnost a také životnost vedení. Dále jsou zde nižší rychlosti polohování oproti kuličkovým šroubům. Stejně jako u kuličkových šroubů je důležité pravidelné mazání nebo použití samomazných matic.

2.9.2

2.9.3 Rolničkové vedení

Rolničkové nebo také rolnové vedení nabízí široké portfolio pojezdových roln a jejich vedení, se kterými souvisí variabilita uchycení. Může být realizováno jako otevřené (Obr. 2-28 vlevo) i uzavřené (Obr. 2-28 vpravo). Vyniká tichým chodem, nastavitelným předepnutím, vysokou odolností proti rázům nebo možností použití v prašném prostředí. Není naopak vhodné pro velmi přesné aplikace. Naproti tomu má nízkou pořizovací cenu a jednoduchá konstrukce převyšuje ostatní nízkými nároky na údržbu.

2.9.3



Obr. 2-28 Rolničkové vedení [22]

2.9.4 Vodící tyče

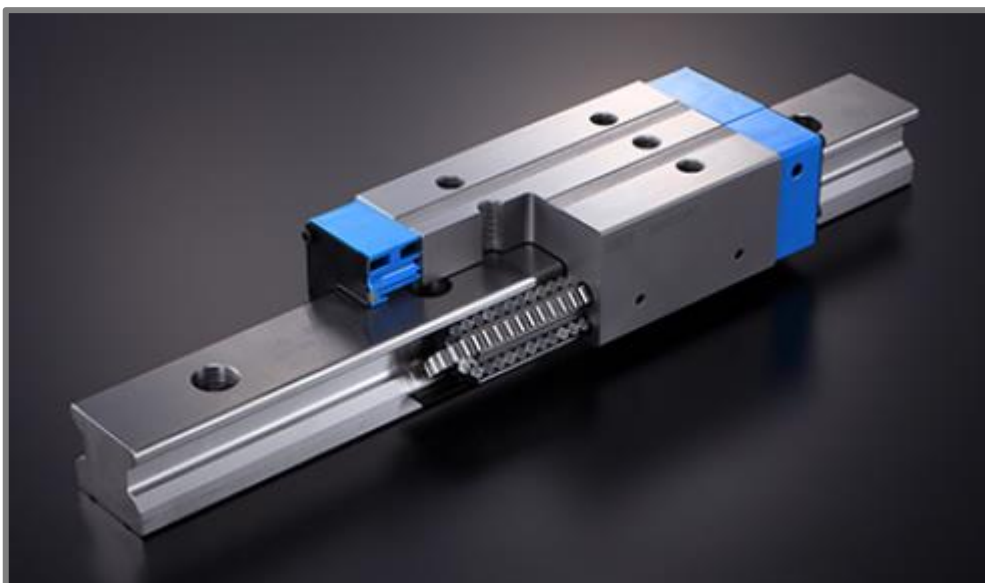
Vodící tyče slouží v kombinaci s kluznými či kuličkovými pouzdry jako přesné a vysoce účinné lineární vedení nejrůznějších mechanismů. Je schopné zachytit zatížení v radiálním směru a momenty ve dvou osách (vyjma osy vodící tyče). Jedná se o broušené, kalené a na povrchu nejčastěji chromované tyče kruhového průřezu. Ty je možné upevnit k upínacím lištám, objímkám nebo jiným upínacím elementům. Tyče je nutné pro plynulý a lehký chod mazat a chránit před prachem, vodou a agresivním prostředím. Výhodou je široká variabilita rozměrů pro různá zatížení a také snadná montáž.



Obr. 2-29 Vodící tyče [18]

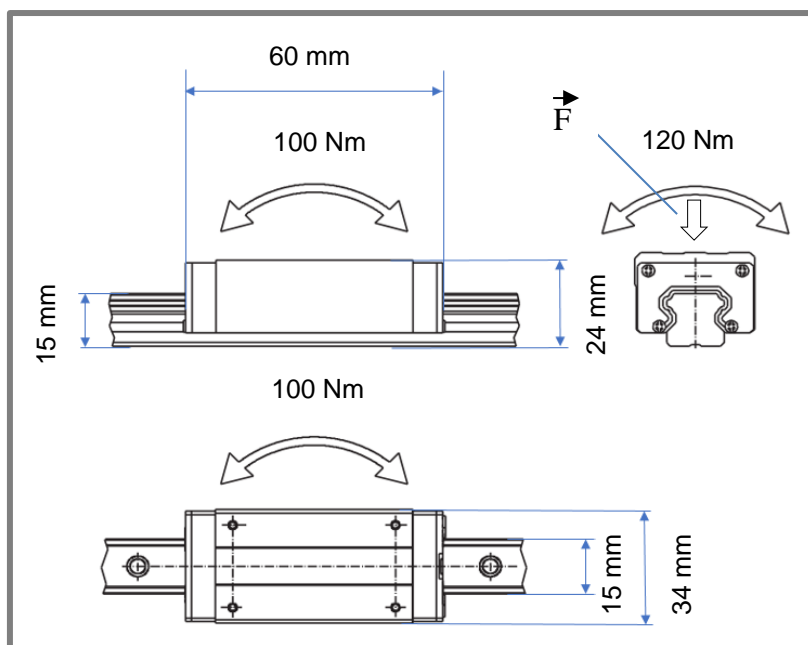
2.9.5 Kolejnicové (profilové) lineární vedení

Kolejnicové lineární vedení se skládá z kolejnice a vozíku. Základním prvkem, který umožňuje teoreticky neomezenou délku zdvihu, je vozík s uvnitř obíhajícími valivými elementy, nejčastěji kuličkami nebo válečky. Ty jsou umístěny v klecích, které udržují elementy rovnoměrně rozmístěny. Je schopné přenášet zatížení ve dvou



Obr. 2-30 Kolejnicové lineární vedení [10]

směrech a momenty kolem všech tří os. Vzhledem k tvaru vozíku a kolejnice jsou velikosti momentů i sil, které je vedení schopné přenášet, různé. Výhodou tohoto vedení jsou: chod bez vůle, vysoká přesnost, vysoké posuvové rychlosti, přenášení velkého zatížení při malých rozměrech, snadná údržba a nízké tření. Nevýhodou při některých aplikacích může být neschopnost tlumení vibrací. Na obrázku níže můžeme vidět příklad profilového vedení s rozměry a hodnotami dovolených momentů kolem jednotlivých os. Dynamická únosnost tohoto vedení ve směru vektoru síly F je 11 380 N a statická 16 970 N.



Obr. 2-31 Profilové lineární vedení

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

V současné době je na trhu několik firem vyrábějících rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů. Jednou z nich je také společnost Poličské strojírny a.s., která v současné době dodává do autobusů manuálně vyklápenou rampu. Vzhledem k rychlé modernizaci v oblasti automobilového průmyslu jsou na výrobce kladeny vysoké nároky na vývoj nových typů ramp, a to především „automaticky“ ovládaných. To znamená, že je rampa ovládána jinak než manuálně, nejčastěji elektromotorem. Aby si firma udržela stávající zákazníky a byla schopna konkurovat dalším výrobcům, je pro ni důležité reagovat na tento požadavek trhu a nabídnout takový typ rampy.

Hlavní cílem této práce je vytvořit kompletní konstrukční návrh a následně funkční vzorek automaticky ovládané rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů. Při návrhu konstrukce bude brán zřetel především na spolehlivost a jednoduchost konstrukce s co nejnižšími nároky na údržbu. Důležitou roli hraje také nízká hmotnost a cena, která je často jedním z rozhodujících faktorů při výběru rampy. Vzhledem k faktu, že se jedná o prototypový výrobek, který bude sloužit především k ověření funkčnosti, bude brán při návrhu konstrukce zřetel na co největší použití normalizovaných dílů. Při návrhu je však nutné uvažovat budoucí sériovou výrobu a při vývoji samotného prototypu se konstrukci sériové verze co nejvíce přiblížit.

V rešeršní části byla provedena analýza komerčních i patentových řešení a uvedeny jejich výhody i nevýhody. U komerčních řešení byly zjištěny parametry ramp, především rozměry, hmotnost a doba vysouvání. Následně byly uvedeny vybrané možnosti elektrických a pneumatických pohonů, které je možné použít k vysouvání rampy. Výsuv rampy je ve většině případů realizován po přímočaré dráze, proto byly v rešeršní části uvedeny jednotlivé možnosti lineárního vedení. Samotná plošina sloužící pro najetí invalidního vozíku bude vyrobena z hliníkového voštinového panelu, jehož funkčnost a trvanlivost byla ověřena již u manuálně ovládané rampy. Funkčnost tohoto řešení dokazuje také fakt, že voštinové panely používají i další výrobci. Výhodou je především velmi nízká hmotnost vůči pevnosti a také široká nabídka různých tloušťek těchto panelů. Mechanismů k vysouvání se nabízí několik. Nejčastěji je vysouvání řešeno řetězem, pohybovým šroubem nebo také nůžkovým mechanismem. Ze zkušeností s používáním ramp se dle odborných článků ukazuje jako nejspolehlivější vysouvání řetězem, které není prostorově náročné a zároveň je také levné. Navíc nevyžaduje náročnou údržbu, která hraje při provozu významnou roli. Řetězové kolo je přitom ve většině případů poháněno elektromotorem. V případě nůžkového mechanismu se nabízí použití vhodného pneumatického válce napojeného přímo na nůžkový mechanismus.

Způsoby měření reakčních sil na konci rampy ve vertikálním a horizontálním směru nebyly zjištěny v žádném odborném článku ani u komerčních produktů. Nabízí se varianta měření posuvu na některé z pohyblivých částí rampy, kdy se vlivem působení reakční síly posune určitý člen rampy do snímané polohy a pohyb rampy zastaví. Jednou z možných variant je v případě použití pneumatického válce měření vnitřního tlaku v pneumatickém válci. V tomto případě by bylo ovšem nutné určit třecí ztráty na výsuvném mechanismu. Jako poslední varianta je uvažována tlaková bezpečnostní lišta, která se dodává jako elektrická nebo pneumatická.

- Parametry rampy:
- užitná hmotnost 300 kg
 - maximální sklon 12 % při výšce nástupní hrany 270 mm
 - šířka nástupní plošiny min. 800 mm
 - maximální výška kazety 80 mm
 - teplotní rozmezí použitelnosti – 40 °C až 60 °C
 - zastavení pohybu rampy v horizontálním směru při působení reakční síly 150 N a více
 - životnost na únavovou pevnost 60 tis. cyklů najetí vozíku

CÍL PRÁCE

Konstrukční návrh nového typu pneumaticky ovládané rampy, který bude eliminovat konstrukční nedostatky stávajících řešení a přinese jeho uživatelům jednodušší nastupování a obsluhu příjemnější ovládání. Zároveň vytvoří výrobci potenciální zisk a možnost růstu na trhu ramp pro tělesně postižené. Předpisy pro konstrukci automaticky ovládaných ramp předepisuje TUV SÜD - Předpis 107 a Směrnice evropského parlamentu a rady 2001/85/ES.

Konkrétně je práce zaměřena na vývoj nového typu rampy, který bude elektricky případně pneumaticky ovládan. Rampa bude navržena tak, aby spojovala výhody malého zástavbového prostoru a nízké hmotnosti mechanicky ovládaných ramp. Zároveň má eliminovat jejich nevýhody, především absenci pohonu k jejich ovládání.

Dílicí cíle práce stanovené zadavatelem jsou:

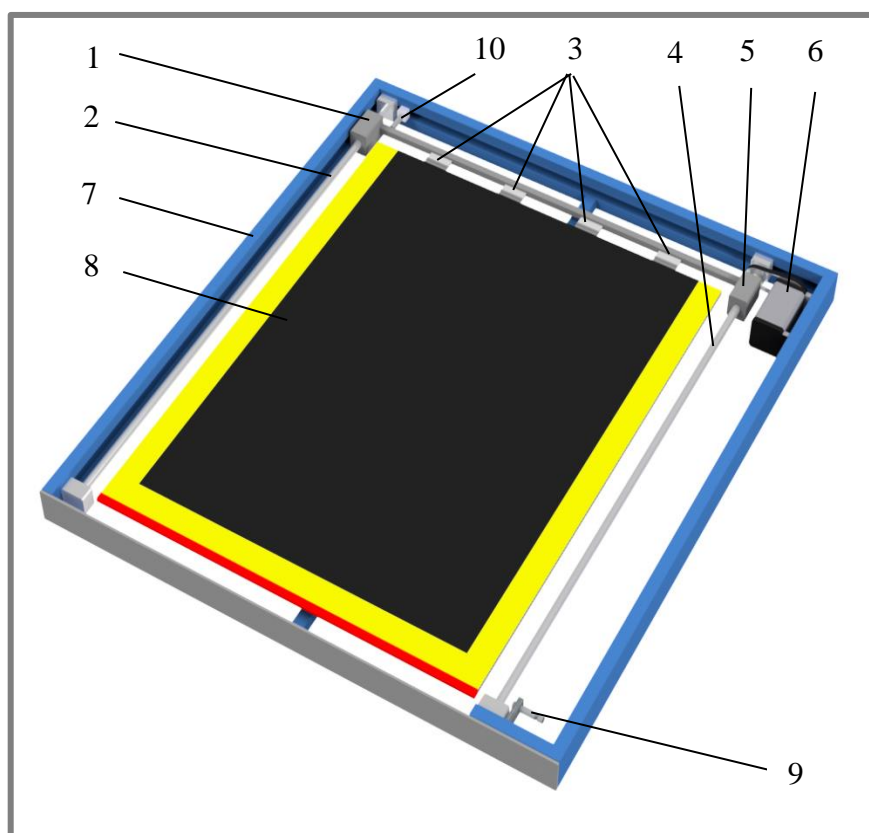
- Možnost modifikace zástavbové šířky a délky s co největším počtem společných komponent.
- Připojení elektrického či pneumatického pohonu na stávající vedení kabelů/hadic, které jsou součástí ovládání dveří.
- Kazetový styl rampy zabudovaný do prostoru pod podlahou.
- Dodržení rovinnosti celé rampy včetně její pevné části při poloze za jízdy z pohledu zabudování do prostoru pod podlahou nebo nosný rám podlahy.
- Dosažení tuhosti u hrany vozidla při vysunutí poloze na vozovku/chodník.
- Maximální použití běžně dostupných dílů a polotovarů.
- Přiměřené zamezení vniknutí nečistot do prostoru zasouvání rampy.
- Odolnost proti povětrnostním vlivům: rampa musí odolávat všem vlivům počasí beze změny tvaru a funkce.
- Činná plocha rampy musí mít protiskluzový povrch.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Z rešeršní části vyplývá, že konstrukčních variant pro řešení automaticky vysouvaných ramp je velké množství. Vzhledem k požadavku na kazetový styl rampy není vhodná varianta, kdy je nástupní plošina vyklápěna z podlahy. Z tohoto důvodu jsou navrhované koncepční varianty řešeny jako výsuvné. Zásadní je především výběr pohonu, k jehož volbě se úzce váží další konstrukční části, a to mechanismus vysouvání a výběr vhodného lineárního vedení. Další důležitou částí je bezpečnost, a to jak ve spojení s požadavky norem, tak vzhledem k nouzovým stavům, které mohou při používání rampy nastat. Jejich řešení však není s hlavními konstrukčními částmi tak úzce spjata, a proto budou bezpečnostní prvky podrobněji rozebrány až po výběru finální konstrukční varianty.

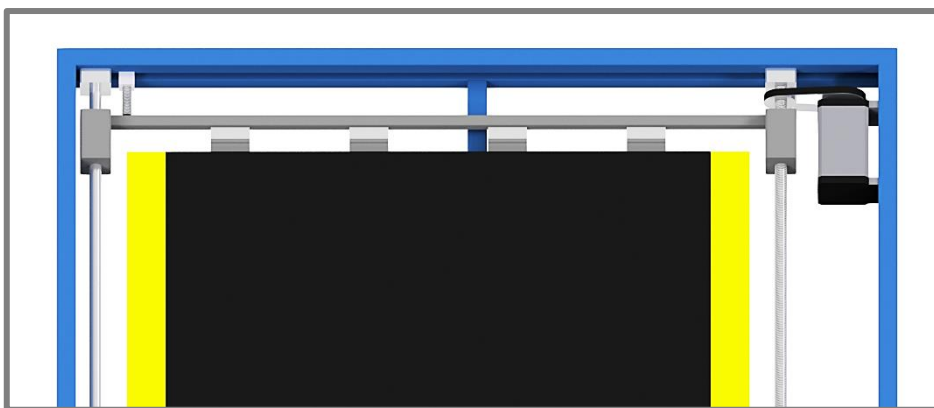
4.1 Rampa vysouvaná pomocí pohybového šroubu

V prvním koncepčním návrhu je uvažována rampa (viz. Obr. 4-1), jež využívá k vysouvání pohybového šroubu (4) poháněného stejnosměrným elektromotorem (6). Krouticí moment z elektromotoru je na pohybový šroub přenášen pomocí ozubeného řemenu, který je z hlediska údržby a hlučnosti při provozu vhodnější než řetěz. Rám (7) je tvořen jekly čtvercového průřezu a vyztužen plechy krytujícími zároveň celý prostor rampy. Na jedné straně rámu je pohybový šroub, kterým je ovládáno vysouvání/zasouvání rampy, a na druhé vodící tyč (2), na níž je umístěn domek



Obr. 4-1 Rampa vysouvaná pomocí pohybového šroubu

s kuličkovým pouzdem (1). Kuličkový šroub je na svých koncích upevněn v ložiscích, která jsou umístěna v domcích připevněných přímo k rámu rampy. Vodící tyč je upevněna na jejích koncích svěrně. Vodící tyč může být v případě nedostatečné tuhosti (při použití svěrných pouzder na jejích koncích) uchycena pomocí podpěr vodících tyčí, které ji vyztuží po celé délce. Pohybující se domky vodící tyče (1) a kuličkového šroubu (5) jsou vzájemně spojeny profilem, k němuž je přes „panty“ (3) připojena rampa (8). Panty slouží k vyklopení zadní hrany rampy do úrovně nástupní hrany, tedy do úrovně podlahy autobusu. Rampa je vyrobena z hliníkového panelu s voštinovým jádrem a na spodní ploše vedena po kluzných plastech. Koncová poloha rampy ve vysunutém stavu je snímána na domku matice kuličkového šroubu (5) indukčním senzorem (9). Zasunutý stav rampy je kontrolován také indukčním senzorem (10), a to na profilu spojovacího domky pohybového šroubu a vodící tyče. Uchycení rampy k výsuvnému mechanismu je možné vidět blíže na Obr 4-2.



Obr. 4-2 Výsuvný mechanismus rampy

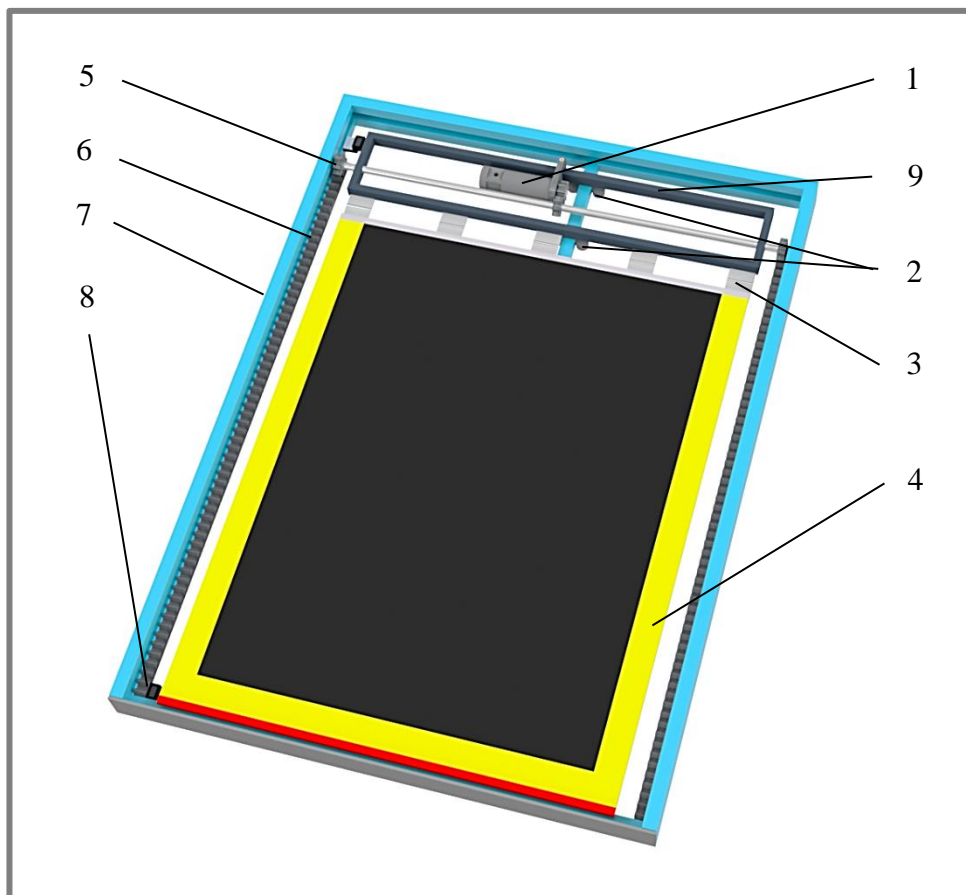
Výhodou tohoto řešení je v případě poruchy na elektrickém pohonu snadná aplikace manuálního vysouvání. Obsluha rampy použije klíč či jiný nástroj, pomocí kterého bude otáčet pohybovým šroubem, až vysune rampu do polohy umožňující nástup tělesně postižené osoby. Naopak pokud dojde k poškození pohybového šroubu, není možné rampu manuálně vysunout a je nutné ji vyřadit z provozu. Dalším úskalím tohoto řešení může být právě použití pohybového šroubu. Ten vyžaduje vysoké nároky na čistotu prostředí, ve kterém je minimum prachu a dalších nečistot, jež mohou na povrchu šroubu ulpět a zapříčinit jeho poškození.

4.2 Rampa s pneumatorem a hřebenovým převodem

4.2

Ve druhé variantě koncepčního návrhu je uvažována rampa využívající k vysouvání hřebenový převod (viz. Obr 4-3). Pneumatickým motorem (1) je poháněna hřídel (5), na jejíž koncích jsou ozubená kola odvalující se po hřebenu s přímým ozubením (6). Rám výsuvu (9), ke kterému je uchycen pneumatický motor i hřídel, se pohybuje společně s rampou (4). Je proto nutné zajistit vedení kabelů a hadic k pneumatickému motoru. Panty (3), které sloužily u předchozí varianty k vysunutí rampy do požadované koncové pozice, jsou použity i zde. Oproti předchozí variantě jsou spojeny s profilem upevněným k zadní hraně nástupní rampy. Tento profil zaručuje dostatečnou tuhost nástupní hrany, která byla u manuálně ovládané rampy

jedním z kritických míst. Rám celé kazety (7) je svařenec z dutých profilů čtvercového průřezu a v jeho podélném směru je ve spodní části přidán ještě jeden profil, který slouží jako vedení pro rolny (2) upevněné k rámu výsuvu. Tyto nastavitelné rolny slouží jako boční vedení při vysouvání/zasouvání rampy. Jejich hlavní funkcí je zajistit, aby nemohlo dojít ke sjetí ozubených kol poháněné hřídele z lineárního hřebenu působením případných bočních sil. Koncové polohy jsou



Obr. 4-3 Rampa poháněná pneumatickým motorem

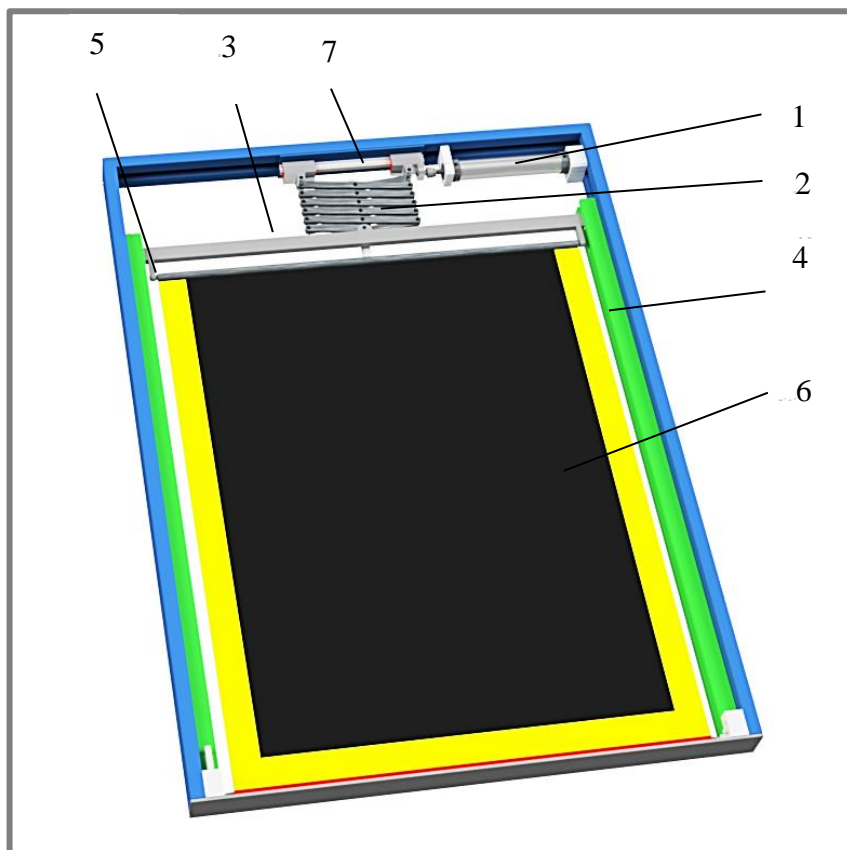
snímány mikrosplínači (8) kontrolujícími pozici rámu výsuvu.

Výhodou tohoto řešení je snadná údržba a případné opravy, kdy lze celý mechanismus vytáhnout z rámu a není tak nutné provádět nezbytné úkony zesponu autobusu. Náročnější je zde vyřešení způsobu manuálního ovládní, kdy by musel být celý mechanismus ručně vytažen do koncové polohy a v ní určitým členem/mechanismem zajištěn.

4.3 Rampa poháněná pneumatickým válcem s nůžkovým mechanismem

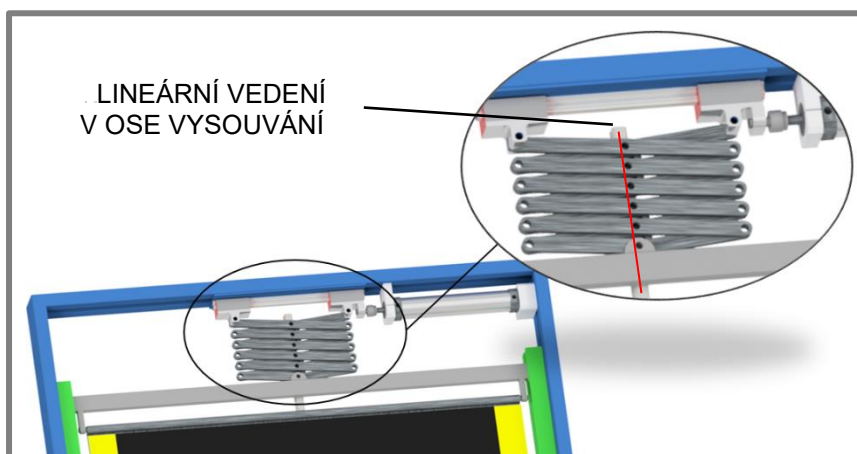
Třetím koncepčním návrhem je rampa poháněná pneumatickým válcem viz. Obr. 4-4, kdy je pneumatickým válcem (1) ovládn nůžkový mechanismus (2), který je spojen s profilem (3) vedeným v lineárním kluzném vedení (4). K tomuto profilu je

přes čepy (5) uchycena rampa (6). Čepy umožňují rampě otáčení kolem jejich osy, čímž je zajištěno její sklopení na nástupní ostrůvek či vozovku po vysunutí z kazety. Nůžkový mechanismus je rotačně uložen v kostkách upevněných k lineárnímu kolejničovému vedení (7). Nůžkový mechanismus je uchycen také k lineárnímu



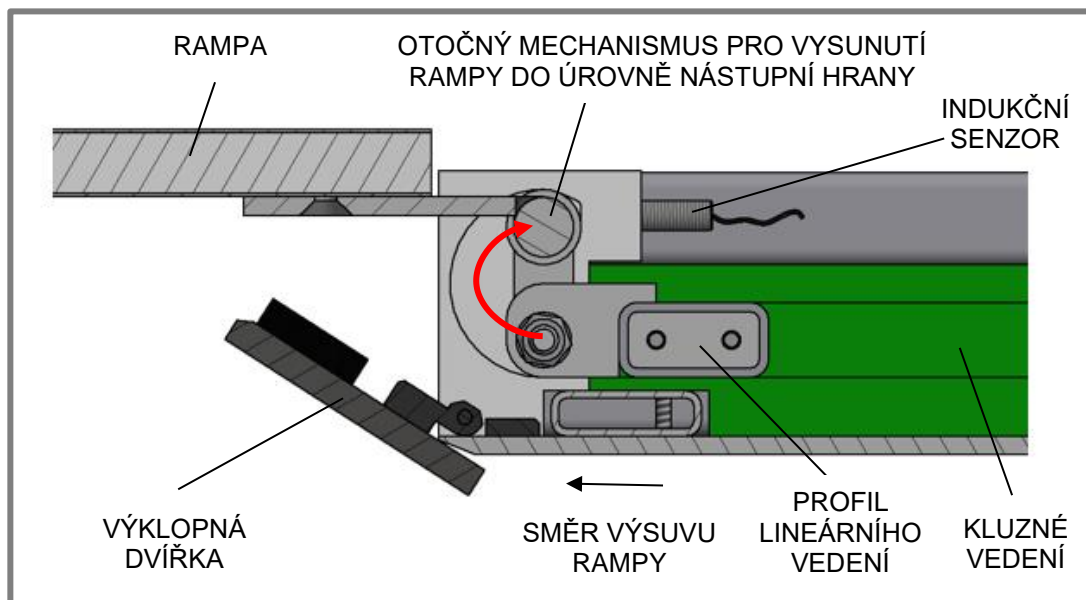
Obr. 4-4 Rampa s nůžkovým mechanismem

vedení umístěném v ose vysouvání (viz. Obr. 4-5), což zvyšuje nejen tuhost tohoto mechanismu, ale také zajišťuje vysouvání „v ose“. K vysunutí rampy do požadované koncové pozice (zadní hrana rampy v úrovni podlahy) je využito tvarové kostky s “U“ drážkou, jak je vidět na Obr. 4-6.



Obr. 4-5 Detail vysouvacího mechanismu

Rám celé kazety je tvořen jekly čtvercového průřezu, přičemž je prostor kazety krytován nerezovým profilovaným plechem. Rampa je vyrobena z hliníkových desek s vlnitým jádrem, tzv. honeycomb. Koncové pozice rampy jsou hlídány snímači na pneumatickém válci a ve vysunutém stavu také indukčním senzorem snímajícím čep rampy.



Obr. 4-6 Mechanismus vysunutý do úrovně nástupní hrany

Výhodou této rampy je z hlediska pneumatického pohonu cena, která je několikanásobně nižší než v případě použití pneumatického motoru. Mechanismus vysouvání vykazuje díky použití profilového vedení v místě působení válce i pod nůžkovým mechanismem dostatečnou tuhost. Výhodou profilového vedení je také jeho nízký koeficient tření. Kazeta rampy je umístěna pod podlahou či rámem podlahy v místě, kde jsou nástupní dveře. Z tohoto důvodu se nabízí použití rozvodu vzduchu a případných dalších komponent sloužících primárně pro ovládání dveří (dveře jsou ovládány rovněž pneumatickými válci). Nevýhodou může být použití samotného nůžkového mechanismu v této konfiguraci, s nímž nejsou v praxi velké zkušenosti.

4.4 Zhodnocení variant

Navržená koncepční řešení rampy se lišila především typem pohonu, který má zásadní vliv na volbu navazujících mechanismů a prvků sloužících k vysouvání rampy. První varianta s pohybovým šroubem a elektromotorem má tu výhodu, že ji lze při vysouvání zastavit v kterémkoli okamžiku, případně přesně polohovat. Vzhledem k tomu, že je rampa vždy vysouvána do koncových poloh, není to pro tuto aplikaci rozhodující benefit. Z hlediska řešení nouzových stavů, kdy by došlo k poruše na elektrickém pohonu, je zde možnost snadného vysouvání otáčením pohybového šroubu. Jeho použití je ale spojeno s pravidelnou údržbou (každých 14 dní) a také nároky na použití v čistém prostředí. V případě vniknutí nečistot může dojít

k poškození pohybového šroubu nebo zadření vodících tyčí a vzpříčení mechanismu uvnitř kazety, proto byla tato varianta zamítnuta.

Druhým koncepčním řešením je rampa poháněná pneumatickým motorem, který je z hlediska využívání tlakového vzduchu výhodný, a to z důvodu možného napojení na stávající pneumatický systém dveří. Pneumatické motory spotřebovávají velké množství stlačeného vzduchu, a proto není jisté, zda by byl kompresor instalovaný v autobusu schopen požadované množství dodávat. Rozhodujícím faktorem pro vyřazení této varianty byla jeho cena, která je až desetkrát vyšší oproti běžným pneumatickým válcům, a komponenty nezbytné pro řízení těchto motorů cenu ještě navyšují.

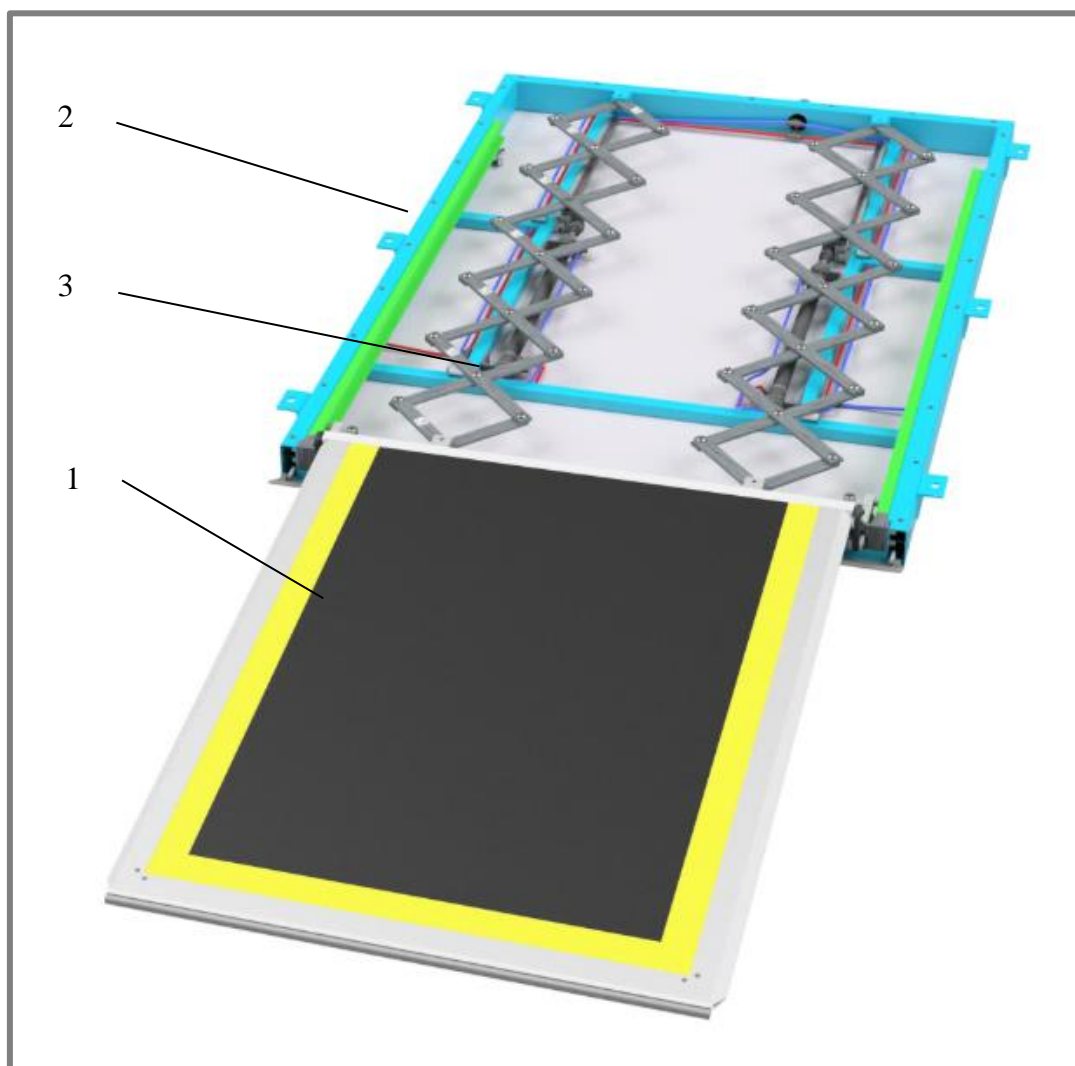
Jako finální varianta byla vybrána rampa poháněná pneumatickým válcem, který je jednoduchý na ovládání, je možné ho napojit na stávající vedení tlakového vzduchu nástupních dveří a náklady na jeho pořízení nejsou vysoké. Vzhledem k tomu, že je zadavatel této práce firma vyrábějící pneumatické komponenty, má s použitím pneumatických válců bohaté zkušenosti a toto řešení preferuje. Nůžkový mechanismus se v této konfiguraci jeví jako dostatečně tuhý a v kombinaci s pneumatickým válcem a kluzným vedením vhodný pro danou aplikaci. Nevýhodou této varianty je obtížnější řešení manuálního vysouvání v případě poruchy na pneumatickém válci nebo jiném mechanismu. Manuální vysouvání je prováděno pouze v nouzovém stavu, kdy dojde k poruše pneumatického válce nebo jiného mechanismu. K tomuto stavu by nemělo v praxi docházet často, a proto je tato skutečnost akceptovatelná a varianta s pneumatickým válcem vybrána jako nejvhodnější k dalšímu zpracování.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledný návrh konstrukční varianty ve vysunutém stavu můžeme vidět na Obr. 5-1. Rampa umožňuje nástup tělesně postižené osoby ve stavu vysunutém na chodník při sklonu rampy 6° a ve stavu vysunutém na vozovku 15° . Rozměry kazety, která se upevní pod podlahu autobusu či pod nosný rám podlahy autobusu (dle požadavků daného zákazníka), jsou $1008 \times 1421 \times 76$ mm (š x d x v). Spolu s upevňovacími patkami je celková šířka 1088 mm. Vzhledem k odlišným požadavkům zákazníků (odlišné způsoby uchycení v různých typech autobusů) se však tento rozměr může lišit. Váha celé kazety je 63 kg a doba vysouvání 7 sekund. Rám je ze spodní a horní části krytován deskami DIBOND, které jsou teplotně stálé a odolávají korozi.

Navržené řešení odpovídá požadavkům České republiky dle Předpisu 107 i požadavkům Evropské unie dle směrnice 2001/85/ES.

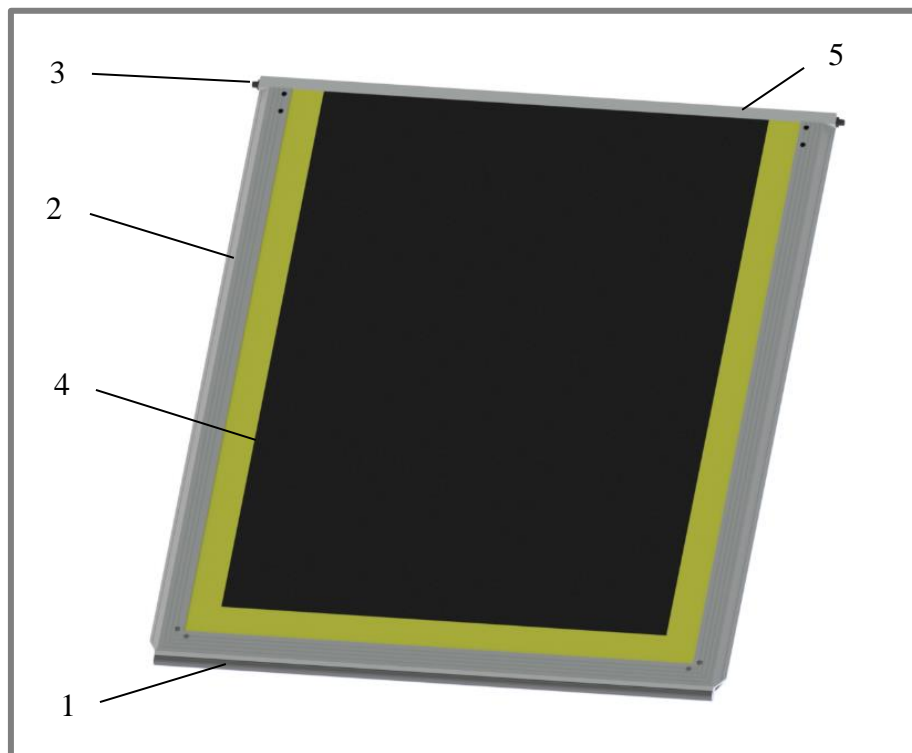
Navržené konstrukční řešení můžeme rozdělit na nástupní plošinu, výsuvný mechanismus a rám. Tyto tři základní celky budou včetně jejich dílčích částí postupně popsány.



Obr. 5-1 Navržené řešení: 1–nástupní plošina; 2–rám; 3–výsuvný mechanismus

5.1 Nástupní plošina

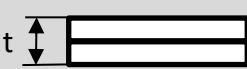
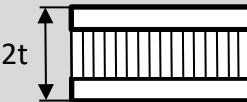
Základním nosným prvkem přenášejícím váhu vozíčkáře při nastupování a vystupování z autobusu je nástupní plošina. Ta je při jízdě zasunuta v kazetě a při požadavku na nástup tělesně postižené osoby vysunuta a sklopena na nástupní ostrůvek či vozovku.



Obr. 5-2 Nástupní plošina: 1-tlaková lišta; 2-obvodová lišta; 3-čep uchycení; 4-voštinová deska pokrytá podlahovinou; 5-přechodový profil


5.1.1 Hliníková voštinová deska a její vyztužení

Základem nástupní plošiny je hliníková voštinová deska, tzv. honeycomb. Hlavní výhodou této desky je především vynikající poměr hmotnosti vůči pevnosti, kdy při dvojnásobné tloušťce voštinové desky dostáváme přibližně sedminásobnou tuhost a 3,5krát vyšší pevnost v ohybu oproti homogennímu materiálu, jak můžeme vidět v Tab. 5-1.

Materiál	Homogenní materiál	Síla panelu 2t
Schéma		
Tuhost panelu	1	7
Pevnost v ohybu	1	3,5
Hmotnost	1	1,03

Tab. 5-1 Srovnání vlastností homogenního materiálu a voštinových panelů

Deska se skládá z jádra tvořeného voštinou o velikosti oka 6 mm a tloušťce 8 mm. Tloušťka voštinové folie je 0,06 mm. Další parametry voštinového panelu jsou v Tab. 5-2.

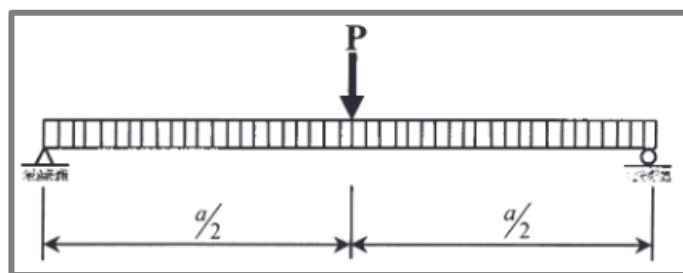
Velikost oka [mm]		6
Hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]		80
Pevnost v tlaku – dynamický [$\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$]		0,47
Pevnost v tlaku – statická [$\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$]		0,5
Pevnost slepu [$\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$]		36
Modul pružnosti [MPa]		0,11

Tab. 5-2 Mechanické vlastnosti voštinového jádra

Kontrolní výpočet voštinové desky

Modelování voštinových desek v programech pro MKP analýzu není jednoduché z důvodu ortotropního charakteru. V programu Ansys Workbench existuje modul pro simulování těchto desek, ale bohužel není zahrnut ve školní licenci. V případě modelování kompletní geometrie této struktury v některém z 3D CAD softwarů je výsledný model velmi složitý. Následná pevnostní analýza v MKP softwaru je potom vzhledem k velkému počtu prvků nemožná, neboť je ve školní licenci omezený počet prvků, který je software schopen řešit. Poslední možností, jak tento materiál definovat, je přiřazení objemovému materiálu vlastnosti voštinové desky. Materiálové charakteristiky těchto desek jsou však dostupné pouze pro určité rozměry jádra a krycích plechů. Navíc výrobci uvádějí pouze vybrané parametry a všechny potřebné hodnoty pro definici tohoto materiálu v MKP softwaru nemají. Proto byl proveden kontrolní výpočet analytickou metodou na základě vztahů uvedených v článku [4].

Zjednodušená metoda výpočtu je použita pro analýzu chování voštinové desky při zatěžování ohybem. Ve výpočtu je využito předpokladu, že je voštinová deska zatěžována v jejím středu liniovým zatížením. Deska je na jednom konci upevněna rotační vazbou a na druhém konci posuvnou vazbou, jak je znázorněno na Obr. 5-3.



Obr. 5-3 Způsob zatěžování voštinové desky

Vlastnosti materiálu voštinové desky [4]:

$$\rho_c = 2\,700 \text{ kgm}^{-3}$$

$$E_f = 70 \text{ GPa}$$

$$G_{cw} = 26 \text{ GPa}$$

$$\sigma_{f0} = 268 \text{ MPa}$$

hmotnost krycích plechů:

$$m_f = 2 \cdot a_v \cdot b_v \cdot \rho_c \cdot t_f = \frac{2 \cdot 980 \cdot 810 \cdot 2,7 \cdot 1}{1000} = 4,29 \text{ kg}$$

virtuální plocha buňky honeycomb: $A = L \cdot W = 11,43 \cdot 6 = 68,58 \text{ mm}^2$

průměrná hustota jádra honeycomb:

$$\rho_{ca} = \frac{8 \cdot d_h \cdot t_c}{A} \cdot \rho_c = \frac{8 \cdot 3,5 \cdot 0,6}{68,58} \cdot 2,7 = 0,661 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$$

hmotnost jádra honeycomb:

$$m_c = a_v \cdot b_v \cdot h_c \cdot \rho_{ca} = \frac{980 \cdot 810 \cdot 8 \cdot 0,661}{10} = 4,2 \text{ kg}$$

celková hmotnost desky: $m = m_f + m_c = 4,29 + 4,2 = 8,49 \text{ kg}$

kvadratický moment:

$$I_f = \frac{h^3 - h_c^3}{12} \cdot b_v = \frac{10^3 - 8^3}{12} \cdot 810 = 32\,940 \text{ mm}^4$$

plocha průřezu desky v příčném směru: $A_c = b \cdot h_c = 810 \cdot 8 = 6\,480 \text{ mm}^2$

průměrná hodnota elastického modulu ve smyku pro L a W směr:

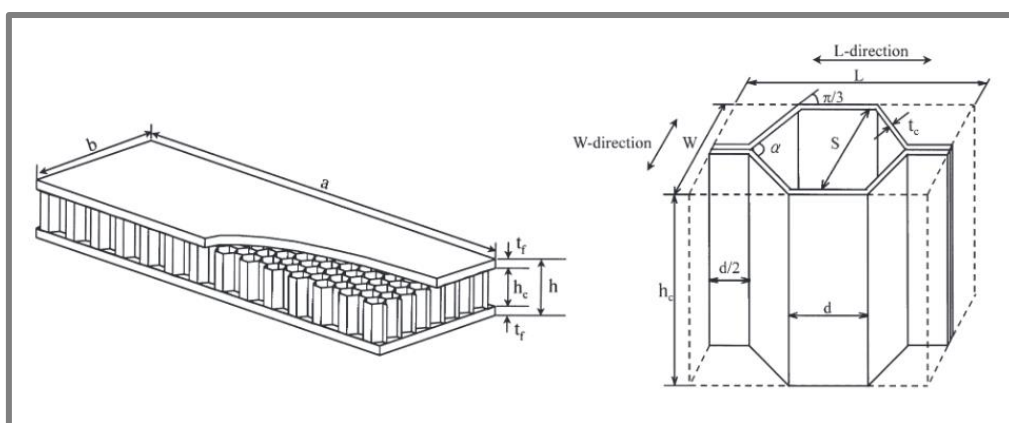
$$G_{ca} = \frac{G_{cw} + G_{cl}}{2} = \frac{26\,000 + 13\,000}{2} = 19\,500 \text{ MPa}$$

konstanta reprezentující smykový efekt:

$$C = \frac{C_1}{C_1 + C_2} = \frac{8,5 \cdot 10^{-3}}{8,5 \cdot 10^{-3} + 0,0019 \cdot 10^{-3}} = 0,9998$$

$$C_1 = \frac{a^3}{48 \cdot E_f \cdot I_f} = \frac{980^3}{48 \cdot 70\,000 \cdot 32\,940} = 8,5 \cdot 10^{-3}$$

$$C_2 = \frac{a}{4 \cdot A_c \cdot G_{ca}} = \frac{980}{4 \cdot 6\,480 \cdot 19\,500} = 0,0019 \cdot 10^{-3}$$



Obr. 5-4 Voštinová deska-parametry

kritické zatížení:

$$P_0 = C \cdot \frac{b_v \cdot h^2 \cdot \sigma_{fo}}{a_v} \cdot \left[1 - \left(\frac{h_c}{h} \right)^2 \right] = 0,9998 \cdot \frac{810 \cdot 10^2 \cdot 268}{980} \cdot \left[1 - \left(\frac{8}{10} \right)^2 \right]$$

$$= 7\,973 \text{ N}$$

kde:

ρ_c	kgm ⁻³	- hustota použitého materiálu voštinové desky
E_f	GPa	- Youngův modul pružnosti
G_{cw}	GPa	- modul pružnosti ve smyku
σ_{fo}	MPa	- mez kluzu materiálu
μ	-	- Poissonova konstanta
m_f	kg	- hmotnost krycích plechů voštinové desky
a_v	mm	- délka voštinové desky
b_v	mm	- šířka voštinové desky
t_f	mm	- tloušťka krycího plechu
A	mm ²	- virtuální plocha buňky honeycomb
L	mm	- rozměr honeycomb buňky v L-směru dle Obr. 5-4
W	mm	- rozměr honeycomb buňky ve W-směru dle Obr. 5-4
ρ_{ca}	kgm ⁻³	- průměrná hustota jádra honeycomb
d_h	mm	- délka jedné stěny jádra honeycomb
t_c	mm	- tloušťka stěny buněk honeycomb
m_c	kg	- hmotnost jádra voštinové desky
h_c	mm	- výška voštinového jádra
m	kg	- hmotnost celé voštinové desky
I_f	mm ⁴	- kvadratický moment voštinové desky
h	mm	- tloušťka voštinové desky
A_c	mm ²	- plocha průřezu voštinového jádra v příčném směru
G_{ca}	MPa	- průměrná hodnota elastického modulu ve smyku pro L-
L-		a W-směr
G_{cw}	MPa	- modul pružnosti ve smyku v L-směru (hodnota dle [2])
G_{cl}	MPa	- modul pružnosti ve smyku ve W-směru
C	-	- konstanta reprezentující smykový efekt
P_0	N	- kritické zatížení (maximální zatížení, kterým můžeme zatížit voštinovou desku při konfiguraci dle Obr. 5-4)

Ve výpočtu bylo uvažováno, že je kompletní zatížení soustředěno na linii ve středu desky. Ve skutečnosti bude zatížení vozíčkáře rozloženo na dvě (2 kola na rampě) respektive čtyři plochy, pokud budou všechna čtyři kola invalidního vozíku na rampě. Voštinová deska je navíc po bocích vyztužena hliníkovými zakončovacími profily a zatížení od vozíčkáře o maximální velikosti 3 000 N soustředěno na minimálně 2 plochy, které jsou blíže vnější hraně nástupní plošiny (rozteč kol referenčního invalidního vozíku je přibližně 680 mm). Na základě těchto skutečností můžeme říci, že hodnota kritického zatížení 7 973 N pro použitou voštinovou desku nebude při provozu překročena a nástupní plošina bude pro nástup osoby na

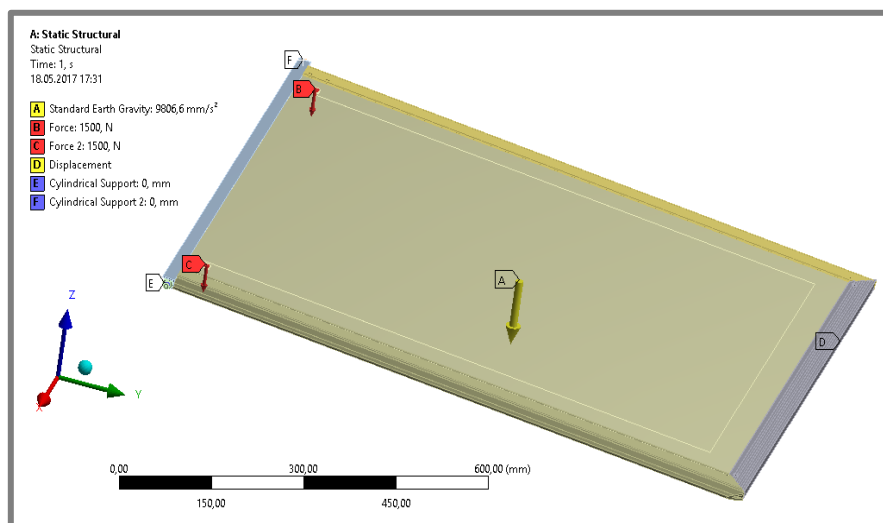
invalidním vozíku z hlediska použití výše uvedené voštinové desky dostatečně bezpečná.

5.1.2 MKP analýza zadní hrany nástupní plošiny

5.1.2

U manuálně ovládané rampy docházelo k deformaci zadní hrany nástupní plošiny z důvodu její malé tuhosti. Proto bylo nutné v tomto kritickém bodě zajistit dostatečnou tuhost tak, aby nevznikala mezi nástupní plošinou a podlahou autobusu hrana, která by ztěžovala nástup vozíčkáře. Invalidní vozíky se vyrábí v široké škále typů, které se liší rozměry, hmotností, druhem pohonu, velikostí kol i v rozložení hmotnosti na přední a zadní kola. Z analýzy rozložení hmotnosti vozíčkáře vyplývá, že ve většině případů je větší část hmotnosti soustředěna na zadní kola, a to až 80 %. Přestože je nastupování dynamický proces, je provedena statická pevnostní analýza, při které je na dvě plochy o rozměrech 10x10 mm a vzdálených 680 mm (hodnota vychází z rozchodu kol referenčního invalidního vozíku uvedeného v Předpisu 107) aplikováno plné zatížení, tedy 300 kg. Vzhledem ke zkušenostem firmy Poličské strojírny a současnému navýšení zatěžující síly o 25 % oproti reálným podmínkám, je možné toto zjednodušení aplikovat a MKP výpočet provést za použití statické pevnostní analýzy.

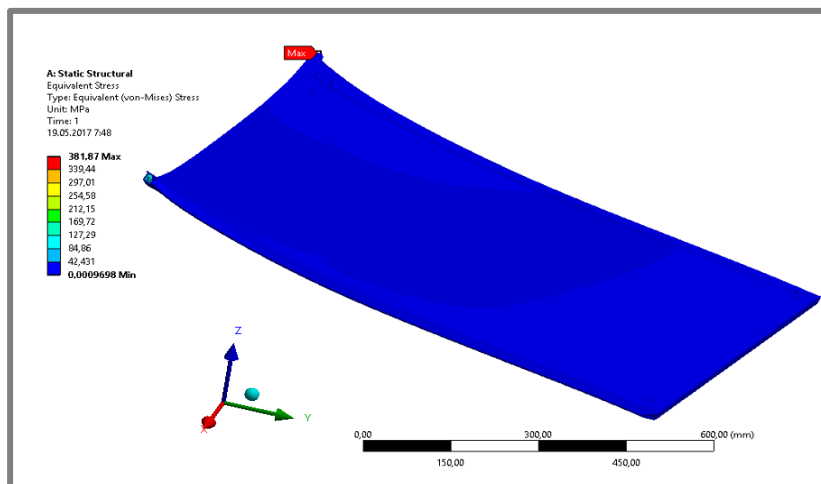
V analýze je voštinová deska nahrazena plným materiálem o poloviční tloušťce oproti voštinové desce. To nám dle údajů výrobce dává dostatečnou bezpečnost, neboť je tuhost a pevnost v ohybu při stejném charakteru zatěžování pro plný



Obr. 5-5 Místa zatížení nástupní plošiny

materiál nižší.

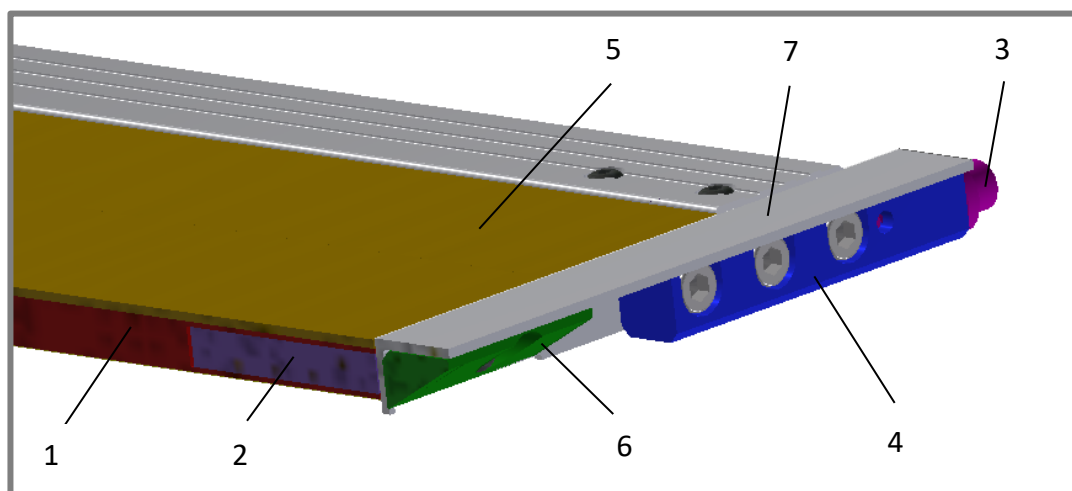
Maximální napětí vyšlo 170 MPa v místě čepu. Vzhledem k použitému materiálu s mezí kluzu 325 MPa je bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti 1,9. Návrhový výpočet pro průměr čepu a ověření jeho dostatečné pevnosti je provedeno v další části práce (kap. 5.1.3). Maximální posuv je v nejkritičtějších místě na zadní hraně nástupní plošiny 0,3 mm.



Obr. 5-6 Průběh napětí na nástupní plošině při plném zatížení na zadní

Po přední a bočních hranách voštinového panelu jsou nalepeny a zároveň nanýtovány krycí obvodové hliníkové lišty, které zvyšují tuhost nástupní plošiny. Jejich další funkcí je pohledové ukončení ostrých hran voštinové desky a zatěsnění prostoru buněk voštinového panelu vůči vniknutí vlhkosti a nečistot.

V zadní části rampy (na straně uchycení k výsuvnému mechanismu) je do voštinového panelu vyfrézována drážka a do ní vložen (zalepen a přišroubován) hliníkový kvádr, který zvyšuje tuhost této, z hlediska pevnosti, kritické části. Návaznost jednotlivých prvků na zadní hraně můžeme vidět na Obr. 5-7. Protože voštinová deska není konstrukčně vhodná pro uchycení čepů, slouží k tomu rovněž hliníkový kvádr, v němž jsou závitové uchycení dílu, ve kterém je čep zašroubován.

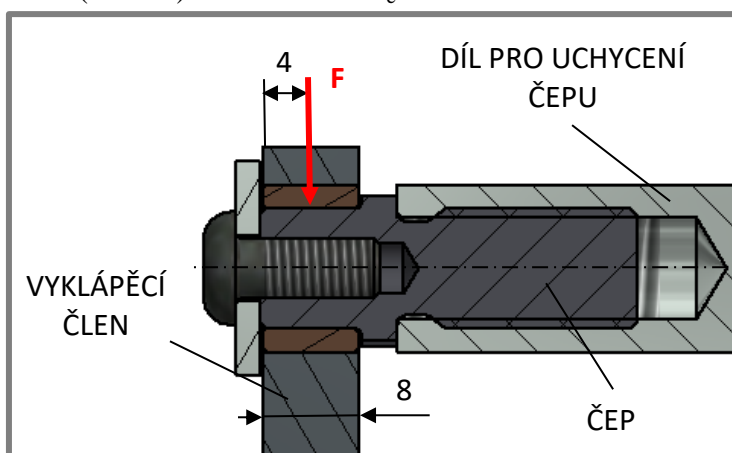


Obr. 5-7 Zadní hrana rampy: 1-voštinová deska; 2-hliníkový kvádr; 3-čep; 4-díl držící čep; 5-podlahovina; 6-výztuha přechodového L profilu; 7-hliníkový L profil

5.1.3 Výpočet průměru čepu

Čepy sloužící k uchycení rampy musí být schopný přenést zatížení od vozíčkáře a zároveň hmotnosti rampy, která je 12 kg. Proto je každý čep navrhován na zatížení 1530 N. Zatížení čepu včetně vzdáleností působení síly můžeme vidět na Obr. 5-5.

Čep je v axiálním směru zajištěn podložkou dotaženou šroubem. Toto řešení je vzhledem k minimálním silám v axiálním směru dostatečné. Materiálem čepu byla zvolena ocel C45E (12 050) s mezí kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$.



Obr. 5-8 Zatížení čepu rampy

Kontrola čepu na ohyb

$$M_o = F \cdot 4 = 1\,530 \cdot 4 = 6\,120 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_o \cdot 32}{R_e \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{6\,120 \cdot 32}{325 \cdot \pi}} = 5,77 \text{ mm}$$

Na Obr. 5-8 je vidět, závit pro uchycení šroubu, který slouží k axiálnímu zajištění členu na čepu. Vzhledem k přítomnosti závitu a z důvodu bezpečnosti volím průměr čepu $d = 10 \text{ mm}$.

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

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_{DO}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,17 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{6\,120}{98,17} = 62,34 \text{ MPa}$$

kde:

M_o	Nmm	- moment vyvolaný zatěžující silou
F	N	- zatěžující síla
d_{min}	mm	- minimální průměr čepu
R_e	MPa	- mez kluzu materiálu čepu
σ_o	MPa	- působící napětí v ohybu
σ_{do}	MPa	- dovolené napětí v ohybu
M_{omax}	Nmm	- maximální ohybový moment
W_o	mm^3	- kvadratický moment průřezu čepu v ohybu

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{dov} = 180 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{d \cdot t} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{1\,530}{10 \cdot 8} = 19,13 \text{ MPa}$$

kde:

p	MPa	- tlak vyvozený na čep
t	mm	- délka čepu
p_{dov}	MPa	- dovolený tlak působící na povrch čepu

Kontrola čepu na střih

$$\tau_{ds} = 120 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{ds}$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1\,530}{\pi \cdot 10^2} = 19,48 \text{ MPa}$$

Kde:

τ_s	MPa	- působící napětí ve střihu
S	mm ²	- plocha průřezu čepu
T_{dsv}	MPa	- dovolené napětí ve střihu

Výpočet redukovaného napětí podle teorie HMM

Vzhledem k tomu, že je čep namáhán současně na ohyb i střih, je provedena kontrola redukovaného napětí dle teorie HMM, a to pro bezpečnost $k = 1,5$.

$$\sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{red} = \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{62,34^2 + 3 \cdot 19,48^2} = 70,88 \text{ MPa}$$

$$\frac{R_e}{k} = \frac{325}{1,5} = 216,67 \text{ MPa}$$

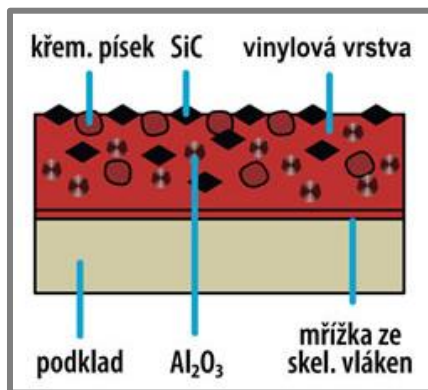
$$70,88 \text{ MPa} \leq 216,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep, kolem kterého rotuje vyklápěcí člen, je točně uložen v profilu výsuvu a jeho průměr volen rovněž 10 mm. Vzhledem k uložení čepu jako točného spojení táhla s vidlicí, je jeho namáhání nižší než v případě čepu na rampě. Materiál čepu i tepelná úprava jsou totožné, proto není nutné pro tento čep provádět pevnostní kontrolu.

5.1.4 Podlahovina

Mezi požadavky na činnou plochu rampy patří protiskluzový povrch, odolnost vůči chemikáliím běžně používaným k čištění a teplotní stálost. Proto byla vybrána

podlahovina Altro Transflor Meta o tloušťce 1,8 mm a váze $2,2 \text{ kgm}^{-2}$, která vyniká nízkými pořizovacími i provozními náklady a stálostí v rámci požadovaných teplot. Výrobce zaručuje neměnné vlastnosti 10 let a životnost 18 let. Skladbu podlahoviny je možné vidět na Obr. 5-6.

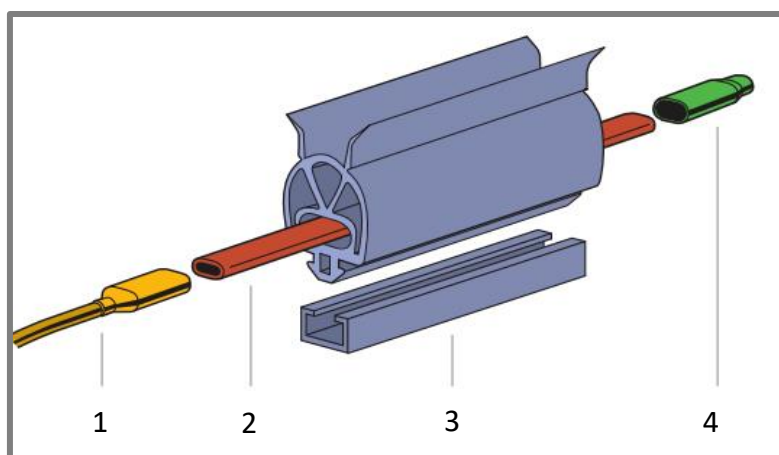


Obr. 5-9 Podlahovina Altro Transflor Meta [30]

5.1.5 Tlaková bezpečnostní lišta

V přední části rampy je tlaková bezpečnostní lišta řady S-Line od firmy Bircher v miniaturním provedení, konkrétně typ ELE016012A0V11/825/2 uchycená v hliníkovém profilu průřezu C. Tento hliníkový profil je přišroubován k obvodové hliníkové liště umístěné na přední hraně nástupní plošiny. Bezpečnostní lišta je vodotěsná a funkční i v případě, že dojde k poškození vnějšího gumového profilu. Při silovém působení na bezpečnostní lištu dojde ke kontaktu vodivých prvků uvnitř kontaktního pásu, čímž dojde ke změně odporu a proudu ve vodiči. Změny jsou vyhodnocovány řídicí jednotkou, která dle nastavených parametrů pošle požadovaný signál k řídicím členům pohonu. Tlaková lišta zajišťuje bezpečnost při vysouvání plošiny, kdy v případě přítomnosti překážky, která vyvolá reakční sílu nejméně

5.1.5



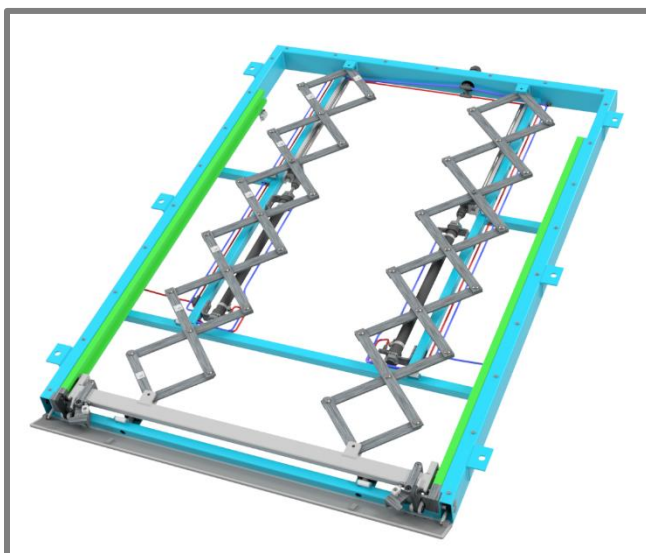
Obr. 5-10 Tlaková bezpečnostní lišta: 1-koncový konektor s kabelem; 2 - kontaktní pásek; 3-gumový profil s hliníkovou C lištou; 4-ukončovací konektor s rezistorem [31]

150 N, dojde k zastavení vysouvání. Rampa se následně zasune zpět do kazety a proces vysouvání se opakuje. Tento bezpečnostní cyklus může být softwarově upraven dle přání zákazníka. Kabel od tlakové lišty je veden uvnitř krajního

hliníkového profilu a následně po příčkách nůžkového mechanismu do zadní části rampy, kde je plastová průchodka pro kabely a tlakové hadice. Složení tlakové bezpečnostní lišty můžeme vidět na Obr. 5-10.

5.2 Mechanismus vysouvání

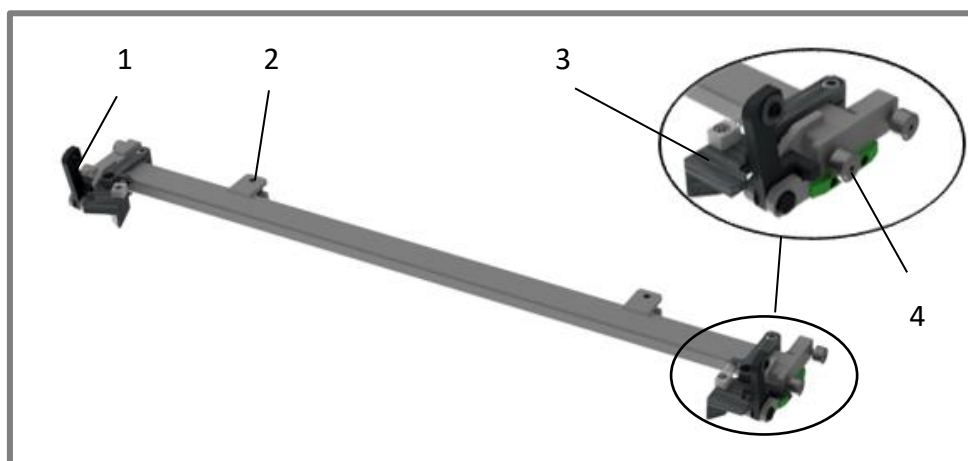
Výsuvný mechanismus slouží k vysunutí nástupní plošiny z prostoru kazety na nástupní ostrůvek či vozovku. Zároveň zajišťuje vyklopení zadní hrany nástupní plošiny do úrovně podlahy autobusu. Hlavními částmi výsuvného mechanismu jsou pneumatické válce, nůžkový mechanismus a profil výsuvu s výklopným mechanismem, jak je znázorněno na Obr. 5-11. Oproti koncepční variantě došlo k několika změnám, a to především použití dvou nůžkových mechanismů a zároveň dvou pneumatických válců. K tomuto rozhodnutí vedly obavy z možného křížení profilu výsuvu s rolnami v kazetě a také malá zástavbová výška kazety, která by nedovolovala použít válec s větším průměrem (větší silou), který by byl nezbytný v případě použití jednoho nůžkového mechanismu.



Obr. 5-11 Rám kazety s výsuvným mechanismem

5.2.1 Profil výsuvu

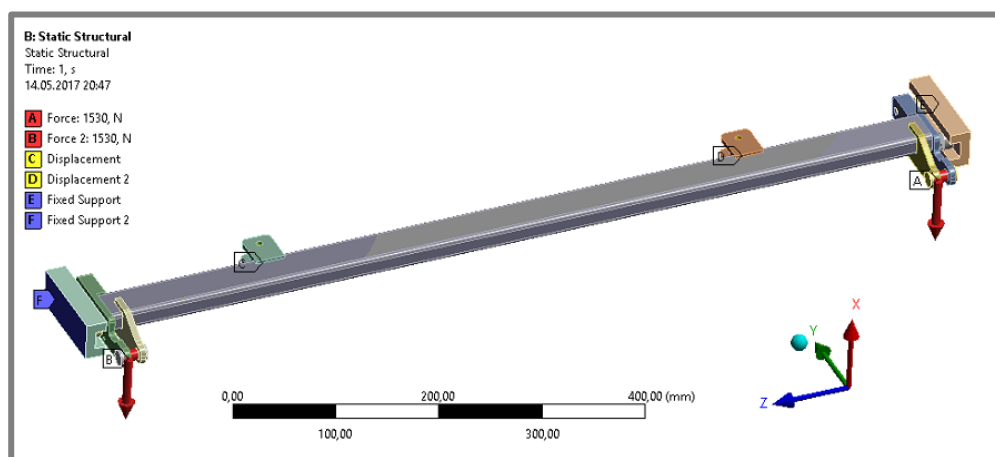
Profil výsuvu slouží k propojení nůžkového mechanismu a nástupní plošiny. Jeho základem je svařenec dutého ocelového profilu obdélníkového průřezu o rozměrech 40 x 20 x 2 mm a dílů pro uchycení nůžkového mechanismu, vyklápěcího členu a roln, jak je vidět na Obr. 5-12. Po stranách svařence jsou upevněny vodící rolny vedené v kluzných plastech uchycených na vnitřní straně kazety. Vodící profily z kluzných plastů byly použity z důvodu nízkého tření, které je žádoucí v případě mírného vzpříčení profilu výsuvu. Čelo rolny se po stěně kluzného plastu „sklouzne“ a profil výsuvu srovná do správné pozice. Ke svařenci je uchycen také zajišťovací mechanismus vyklápěcího členu nástupní plošiny. Mechanismus slouží k zabránění vyklopení rampy uvnitř kazety, a tedy prevenci vůči poškození vnitřního prostoru kazety.



Obr. 5-12 Profil výsuvu: 1–vyklápečí člen rampy; 2–místo uchycení nůžkového mechanismu; 3–zajišťovací člen; 4–rolna

MKP analýza profilu výsuvu

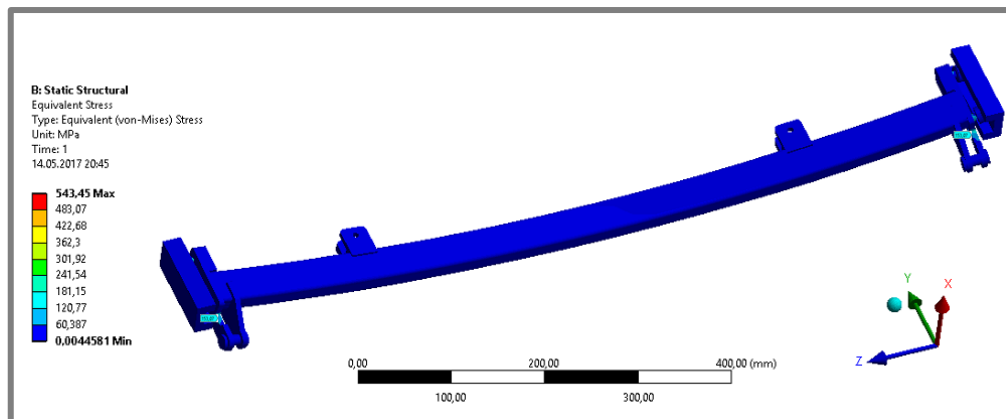
Profil výsuvu přenáší zatížení z nástupní plošiny na vodící členy výsuvu (zarážku na konci kazety a kluzné profily) a následně na rám. V bodech A a B, kde je nástupní plošina uchycena k profilu výsuvu, je aplikováno na každý ze dvou čepů zatížení 1530 N (Obr. 5-13), které představuje plné zatížení vozíčkářem včetně hmotnosti rampy. Vazby mezi čepy a otvory/plochami pro jejich uložení jsou definovány jako třecí s koeficientem tření 0,1. Podpůrné rolny vedené v profilech jsou vazbeny rovněž třecí vazbou se stejným koeficientem tření. V místech C a D, kde jsou uchyceny příčky nůžkového mechanismu, je zamezeno pohybu ve směru osy y, což reprezentuje, že se profil nebude pohybovat ve směru vysouvání. Kluzné profily pro vedení roln jsou zavazbeny na styčných plochách s rámem (body E a F) jako vetknuté. Toto zjednodušení si vzhledem k malým deformacím vodících prvků v místech definovaného vetknutí můžeme dovolit.



Obr. 5-13 Okrajové podmínky pro MKP analýzu profilu výsuvu

Na následujícím obrázku je znázorněn průběh napětí při plném zatížení od vozíčkáře a váhy nástupní plošiny (Obr. 5-14). Z MKP analýzy bylo zjištěno maximální napětí

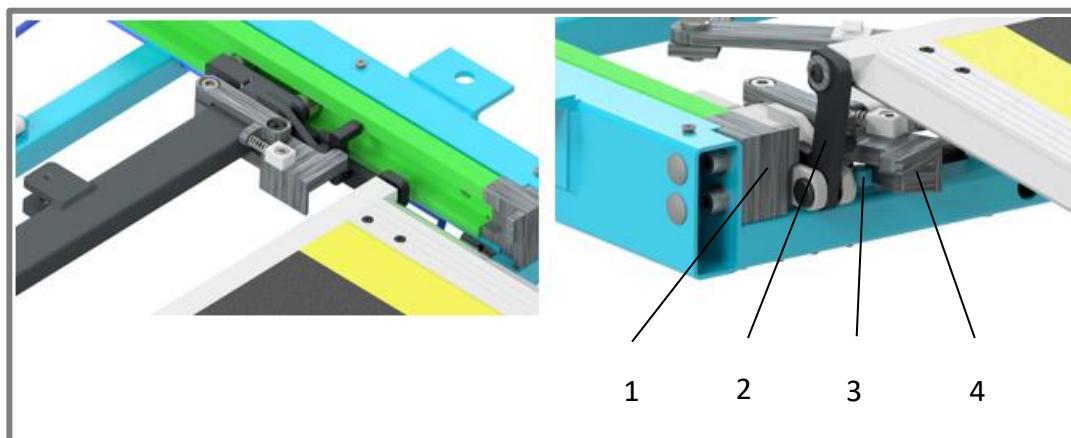
působící na profil výsuvu, jehož hodnota je 153 MPa v místě uchycení nástupní plošiny. Při mezi kluzu materiálu 235 MPa je dosaženo bezpečnosti $K = 1,54$.



Obr. 5-14 Průběh napětí v profilu výsuvu při maximálním zatížení

Zajišťovací mechanismus vyklápěcího členu

Jedná se o rotačně uchycený díl, který je připevněný k profilu výsuvu. Při vysouvání uvnitř kazety brání v otáčení vyklápěcího členu. V době, kdy je již nástupní plošina vysunuta z prostoru kazety, najede zajišťovací kostka na čep spojený s rámem a otočí se kolem své osy tak, že umožní vyklápěcímu členu rotovat kolem osy a vyklopí nástupní plošiny do úrovně nástupní hrany autobusu. Na následujícím obrázku (Obr. 5-15) můžeme vidět zajišťovací mechanismus v zajištěné (vlevo) a odjištěné (vpravo) poloze.



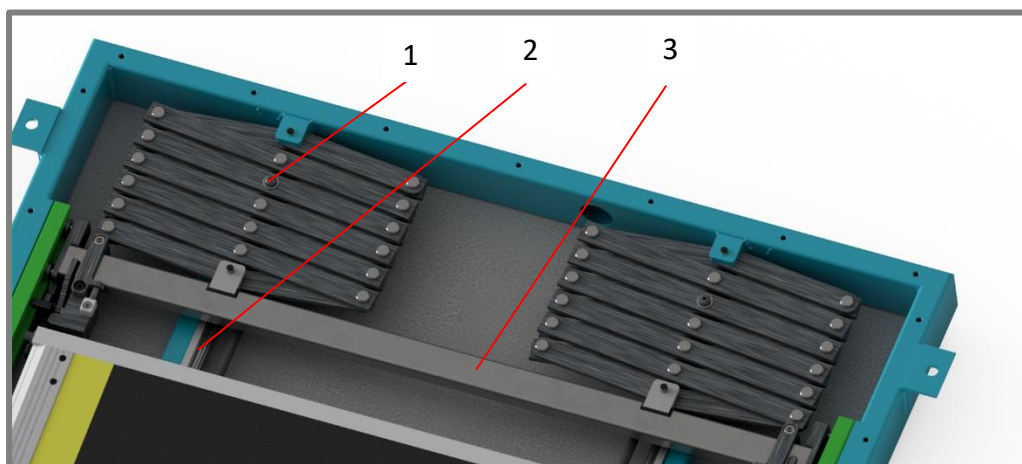
Obr. 5-15 Zajišťovací mechanismus; 1-vyklápěcí kostka; 2-vyklápěcí člen; 3-odjišťovací čep; 4-zajišťovací kostka

5.2.2 Nůžkový mechanismus

Nůžkový mechanismus slouží jako převod mezi pneumatickým válcem a profilem výsuvu. Přenáší sílu a pohyb vyvolaný pneumatickým válcem na profil výsuvu a následně na pohyb nástupní plošiny. Pistní tyč pneumatického válce je spojena s vozíkem lineárního kuličkového vedení. K němu je připojen také druhý středový čep příček (viz. Obr.5-15). Toto uspořádání zajišťuje vedení nůžkového mechanismu v ose vysouvání a také snižuje namáhání válce příčinou radiálních sil působících vůči pistní tyči. Vzhledem k teoreticky nulovým zatěžujícím silám působícím na lineární

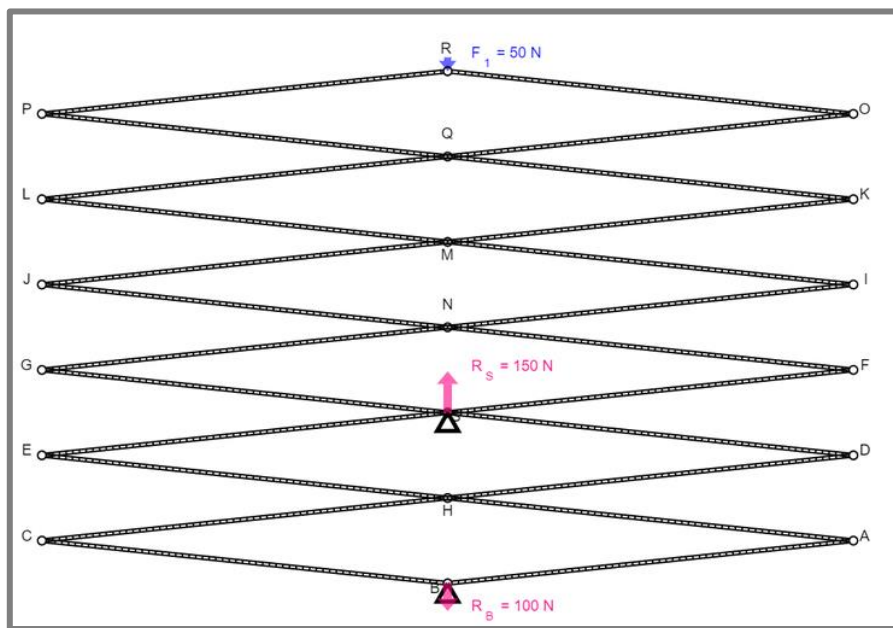
kuličkové vedení je zvolena řada HG od firmy Hiwin, konkrétně vozík HGH15CA s odpovídající kolejnici, který splňuje požadavky konstrukce z rozměrového i silového hlediska. Kolejnice lineárního vedení je uchycena přes hliníkovou lištu k rámu.

Při jeho návrhu byl vytvořen analytický výpočet v programu MathCAD, ve kterém bylo možné upravovat jednotlivé parametry nůžkového mechanismu tak, aby bylo dosaženo požadovaného výsuvu. Zároveň bylo nutné optimalizovat velikost sil v uzlových bodech, aby bylo dosaženo optimální velikosti příček nůžkového mechanismu a nedocházelo k neúměrnému navyšování jeho hmotnosti z důvodu velkých rozměrů. Nůžkový mechanismus musí být schopen výsuvu 1 100 mm a současně odolat zatížení od nástupní plošiny. Jako nejoptimálnější vyšla varianta s dvojicí pětínůžkových mechanismů. Délka dlouhé příčky je 300 mm a délka krátké příčky 150 mm. Délka příček byla volena tak, aby ve složené poloze nepřesáhly šířku nástupní plošiny a ve vysunuté poloze byl mechanismus dostatečně tuhý. Navržený nůžkový mechanismus v zasunutém stavu je zobrazen na Obr. 5-15.



Obr. 5-16 Uložení nůžkového mechanismu v kazetě rampy: 1-bod uchycení pístní tyče k nůžkovému mechanismu; 2-lineární kuličkové vedení; 3-profil výsuvu

Na začátku vysouvání, kdy je mechanismus v nepohyblivém stavu, uvažujeme, že síla nutná pro jeho uvedení do pohybu je z důvodu zatížení od nástupní plošiny a dalších pasivních odporů v mechanismu 100 N. Proto aplikujeme zatížení 50 N na jeden nůžkový mechanismus. Toto zatížení se projeví reakcí 150 N v místě působení válce (reakce R_S na Obr. 5-17) a reakcí 100 N v místě uchycení nůžek k rámu (reakce R_B na Obr. 5-17). Tento stav je nejkritičtější z hlediska zatížení čepů jednotlivých příček, proto je nutné navrhovat průměry čepů na základě maximální reakční síly působící v tomto stavu.



Obr. 5-17 Zatížení nůžkového mechanismu v zasunutém stavu

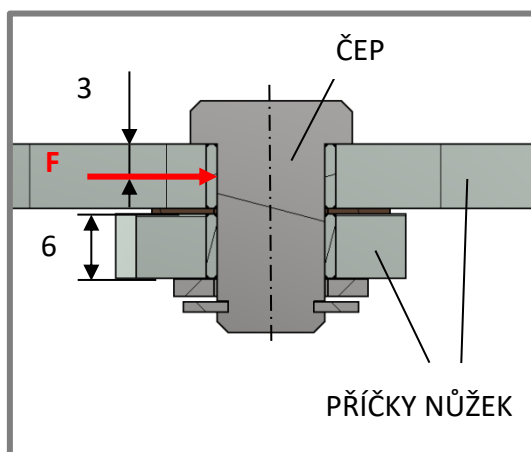
Reakce v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu jsou vypsány v následující tabulce (Tab. 5-3).

Složky sil	Velikosti sil	Složky sil	Velikosti sil
R_{AZ}	478,23 N	R_{JZ}	1 189,27 N
R_{BZ}	478,23 N	R_{KZ}	713,85 N
R_{CZ}	478,23 N	R_{LZ}	713,85 N
R_{DZ}	1 427,69 N	R_{MZ}	1 902,42 N
R_{EZ}	1 427,69 N	R_{NZ}	2 853,63 N
R_{FZ}	1 664,8 N	R_{OZ}	239,11 N
R_{GZ}	1 664,8 N	R_{PZ}	239,11 N
R_{HZ}	1 902,42 N	R_{QZ}	951,21 N
R_{IZ}	1 189,27 N	R_{RZ}	239,11 N
-	-	R_{SZ}	3 092,34 N

Tab. 5-3 Reakční síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu – zasunutý stav

Výpočet průměru čepu nůžkového mechanismu

Maximální reakční síla v uzlovém bodě nůžkového mechanismu v zasunutém stavu je 3 092 N. Proto musí být čep nůžkového mechanismu navržen na toto zatížení. Zatížení čepu včetně vzdáleností působení síly můžeme vidět na Obr. 5-18. Čep je v axiálním směru zajištěn třmenovým pojistným kroužkem. Toto řešení je vzhledem k minimálním silám v axiálním směru dostatečné. Materiálem čepu byla zvolena ocel C45E (12 050) s mezí kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$.



Obr. 5-18 Čep nůžkového mechanismu

Kontrola čepu na ohyb

$$M_o = F \cdot 3 = 3\,092,34 \cdot 4 = 9\,277 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_o \cdot 32}{R_e \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{6\,120 \cdot 32}{325 \cdot \pi}} = 6,62 \text{ mm}$$

Z důvodu bezpečnosti volím průměr čepu $d = 10 \text{ mm}$.

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

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{DO}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,17 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{9\,277}{98,17} = 94,5 \text{ MPa}$$

kde:

M_o	Nmm	- moment vyvolaný zatěžující silou
F	N	- zatěžující síla
d_{min}	mm	- minimální průměr čepu
R_e	MPa	- mez kluzu materiálu čepu
σ_o	MPa	- působící napětí v ohybu
σ_{do}	MPa	- dovolené napětí v ohybu

M_{omax}	Nmm	- maximální ohybový moment
W_o	mm ³	- kvadratický moment průřezu čepu v ohybu

Kontrola čepu na otláčení

$$p_{dov} = 180 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{d \cdot t} \leq p_{dov}$$

$$p = \frac{3\,092,34}{10 \cdot 6} = 51,54 \text{ MPa}$$

kde:

p	MPa	- tlak vyvozený na čep
t	mm	- délka čepu
p_{dov}	MPa	- dovolený tlak působící na povrch čepu

Kontrola čepu na střih

$$\tau_{ds} = 120 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{ds}$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3\,092,34}{\pi \cdot 10^2} = 39,37 \text{ MPa}$$

kde:

τ_s	MPa	- působící napětí ve střihu
S	mm ²	- plocha průřezu čepu
T_{dsv}	MPa	- dovolené napětí ve střihu

Výpočet redukovaného napětí podle teorie HMM

Vzhledem k tomu, že je čep namáhán současně na ohyb i střih, je provedena kontrola redukovaného napětí dle teorie HMM, a to pro bezpečnost $k = 1,5$.

$$\sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} \leq \sigma_{red} = \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_s^2} = \sqrt{94,5^2 + 3 \cdot 39,37^2} = 116,53 \text{ MPa}$$

$$\frac{R_e}{k} = \frac{325}{1,5} = 216,67 \text{ MPa}$$

$$116,53 \text{ MPa} \leq 216,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čep nůžek je zároveň nejvíce namáhanou součástí konstrukce a je proto kontrolován také z hlediska únavové životnosti. Protože pro daný díl není mez únavy stanovena měřením vzorku za přesně definovaných laboratorních podmínek, určil Marin jednotlivé faktory, které kvalifikují díl a sestavil pro výpočet rovnici.

$$\sigma'_{co} = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_{co}$$

$$k_a = a \cdot R_m^b,$$

kde koeficienty a, b jsou voleny dle úpravy povrchu čepu broušením:

$$a = 1,58$$

$$b = -0,085$$

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 771^{-0,085} = 0,898$$

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62}\right)^{-0,107},$$

kde pro daný způsob namáhání – ohyb bez rotace:

$$d_e = 0,37d = 0,37 \cdot 10 = 3,7 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{3,7}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,08$$

$k_c = 1$ pro daný typ zatěžování – ohyb

$k_d = 1$ pro požití při teplotách 50 °C a nižších

$k_e = 0,814$ pro spolehlivost 99 %

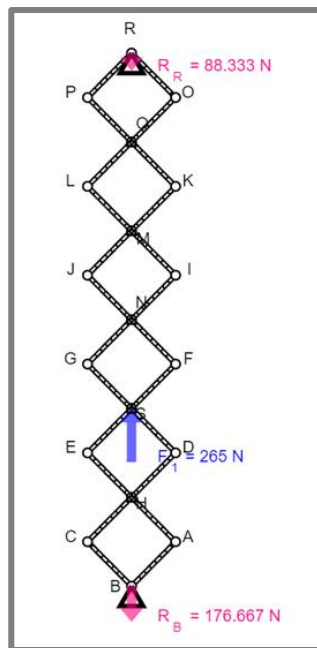
$k_f = 0,95$ protože frekvence namáhání součásti je nízká a součást nepracuje v korozním

ani jinak nepříznivém prostředí

kde:

σ_{co}	MPa	- mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace
σ_{co}'	MPa	- korigovaná mez únavy
R_m	MPa	- mez pevnosti materiálu
k_a		- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b		- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c		- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d		- součinitel vlivu teploty
k_e		- součinitel spolehlivosti
k_f		- součinitel zahrnující další vlivy
a, b		- parametry pro součinitel vlivu jakosti
d_e	mm	- efektivní průměr
d	mm	- průměr čepu

Ve stavu, kdy je nůžkový mechanismus vysunut do nejdelšího stavu daného délkou výsuvu pneumatického válce, uvažujeme na jeho přední část maximální možné zatížení (možný náraz do překážky, velké síly při vyklápění rampy). Maximální zatížení nůžkového mechanismu nastane, pokud válec vyvolá maximální možnou



Obr. 5-19 Zatížení nůžkového mechanismu ve vysunutém stavu

sílu. Ta je dána tlakem pneumatického vzduchu, který je nastaven na regulačním ventilu a jeho hodnotu uvažujeme 0,6 MPa. Pro navržený pneumatický válec (viz. kapitola 5.2.3) je maximální síla při daném tlaku 265 N.

Složky sil	Velikosti sil	Složky sil	Velikosti sil
R_{AV}	124,22 N	R_{JV}	222,76 N
R_{BV}	124,22 N	R_{KV}	138,25 N
R_{CV}	124,22 N	R_{LV}	138,25 N
R_{DV}	276,5 N	R_{MV}	349,34 N
R_{EV}	276,5 N	R_{NV}	524,02 N
R_{FV}	308,85 N	R_{OV}	62,11 N
R_{GV}	308,85 N	R_{PV}	62,11 N
R_{HV}	349,34 N	R_{QV}	174,67 N
R_{IV}	222,76 N	R_{RV}	62,11 N
-	-	R_{SV}	582,94 N

Tab. 5-4 Reakční síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu – vysunutý stav

5.2.3 Návrh pneumatického válce

Volba pneumatického válce vychází z velikosti zatížení, které musí překonat a velikosti (délky) výsuvu. V autobuse je rozvod tlakového vzduchu o tlaku 0,8 MPa, v reálném případě je však nutné uvažovat tlak menší a to 0,6 MPa.

Rampa je vysouvána pomocí nůžkového mechanismu, který má vzhledem k umístění působíště válce převod 3. Z toho vyplývá, že síla válce musí být trojnásobná oproti reakční síle, která působí na konci nůžek. Při návrhu válce je nutné zahrnout také pasivní odpory. Především stav, kdy je rampa sklopena na chodník a posouvána po něm. Dále tření v nůžkovém mechanismu, kde jsou mezi jednotlivými příčkami bronzové podložky, které snižují tření a zároveň eliminují případné „vrzání“ příček způsobené jejich vzájemným třením. Toto tření je však velmi těžké vypočítat, protože závisí na deformaci nůžkového mechanismu a tedy silách, kterými na sebe jednotlivé příčky vzájemně působí. Z důvodu tření mezi příčkami byla síla válce navýšena o 10 %. Rampa je vysouvána po čtyřech rolnách, které se odvalují po bočním vedení z kluzných plastů. Celkový odpor všech rolen způsobený valivým odporem a třením v jehlových ložiscích V neposlední řadě je nutné uvažovat dostatečnou silovou rezervu pro vyklopení zadní hrany nástupní plošiny do úrovně podlahy autobusu.

Váha nástupní plošiny je 12,5 kg. Váha profilu výsuvu včetně dílů vyklápěcího mechanismu je 3 kg. Celková vysouvaná hmotnost je tedy 15,5 kg.

Odpor při posouvání nástupní plošiny po chodníku

Při návrhu válce je nutné uvažovat především stav, kdy je již rampa sklopená na chodník a sunuta po chodníku či vozovce. V tomto případě uvažujeme součinitel tření mezi vozovkou/chodníkem 0,5. Abychom zajistili dostatečnou silovou rezervu budeme uvažovat pro výpočet třecího odporu povrchu zatížení od rampy 10 kg.

$$F_{tp} = F_{np} \cdot f_p = 10 \cdot 9,807 \cdot 0,5 = 49 \text{ N}$$

kde:

F_{tp}	N	- třecí odpor při vysouvání po chodníku/vozovce
F_{np}	N	- normálová síla od váhy nástupní plošiny
f_p	-	- koeficient tření povrchu

Výpočet třecího momentu ve vodící rolně

$$P = 0,1 \cdot C_{loz} = 0,1 \cdot 3\,470 = 347 \text{ N [24]}$$

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot F_l = 0,5 \cdot 0,002 \cdot 3\,470 \cdot 12 = 4,16 \text{ Nmm [24]}$$

kde:

P	N	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
C_{loz}	N	- dynamické zatížení ložiska
M	Nmm	- třecí moment v ložisku
μ		- konstantní součinitel tření ložiska
F_l	mm	- průměr oběžné dráhy vnitřního kroužku

Celkově jsou použity čtyři rolly, z čehož vyplývá, že celkový třecí moment je 16,67 Nmm a sílu válce je nutné navýšit o 1,75 N.

Výpočet valivého odporu

Dle [25] je rameno valivého odporu pro kombinaci ocel-plast 2 mm a zatížení na jednu rolnu je v případě, kdy jsou rolny nejvíce zatíženy 18 N.

$$F_{vo} = \frac{\xi \cdot F_n}{r_r} = \frac{2 \cdot 18}{9,5} = 3,87 \text{ N}$$

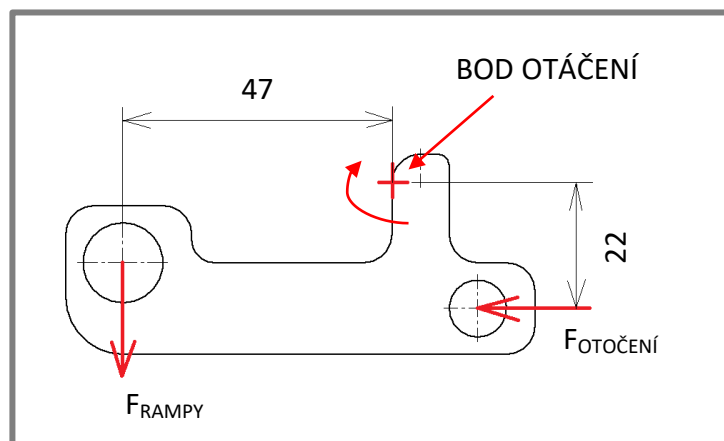
kde:

F_{vo}	N	- valivý odpor
ξ	mm	- rameno valivého odporu
F_n	N	- normálová síla působící na rolnu
r_r	mm	- poloměr rolny

Celkem jsou použity čtyři rolny, proto je nutné navýšit sílu válce z důvodu valivého odporu o 15,5 N.

Síla potřebná k vyklopení nástupní plošiny do úrovně podlahy autobusu

V bodě, kdy je plošina vysunuta z kazety, dojde k odjištění mechanismu, který brání vyklápěcímu členu v otočení uvnitř rampy. Sílu zkrutných pružin a pneumatického válce dojde k otočení vyklápěcího členu kolem vyklápěcí kostky a zadní hrana nástupní plošiny je umístěna do úrovně nástupní hrany autobusu (viz. *Zajišťovací mechanismus*). Použití zkrutných pružin k vyklopení je výhodné z hlediska dimenzování nůžkového mechanismu i pneumatických válců. Pokud by bylo využito většího pneumatického válce, musel by být nůžkový mechanismus dimenzován na větší zatížení, čímž by narůstala jeho hmotnost spolu s hmotností pneumatického válce. Zkrutné pružiny jsou navrženy tak, aby byly schopny zvednout, alespoň 3/4 zatížení od rampy.



Obr. 5-20 Síly působící na vyklápěcím členu

Zatěžující síla od rampy má velikost 76,82 N. Tato hodnota byla určena z modelu na základě polohy těžiště a následném určení reakce v bodě uchycení rampy. Z momentové rovnováhy k bodu otáčení vyplývá:

$$F_{RAMPY} \cdot 47 = F_{OTOČENÍ} \cdot 22 \Rightarrow F_{OTOČENÍ} = \frac{76,82 \cdot 47}{22} = 164,12 \text{ N}$$

kde F_{RAMPY} reprezentuje zatížení od plošiny a $F_{OTOČENÍ}$ je síla potřebná pro otočení vyklápěcího členu. Výše v textu bylo uvedeno, že pružiny budou vyrovnávat alespoň

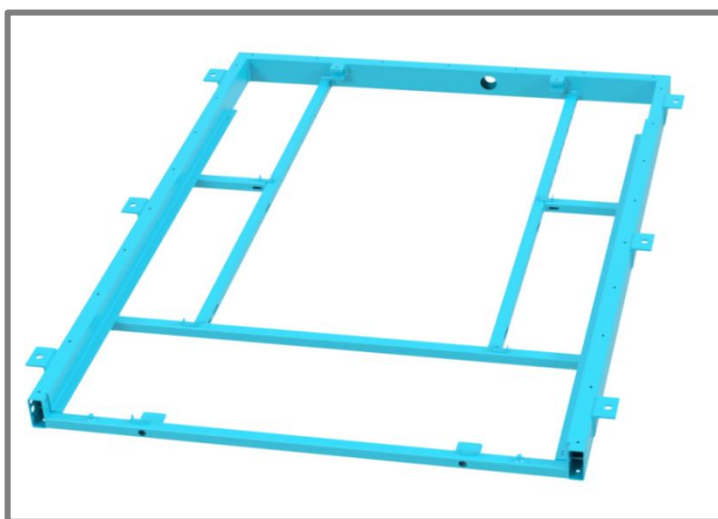
3/4 zatížení působící od rampy na vyklápěcí člen. Převedením vypočítané síly nutné pro otočení vyklápěcího členu na moment vůči bodu otáčení dostáváme hodnotu 3 610 Nmm. Z toho vyplývá, že moment vyvolaný zkrutnými pružinami musí být alespoň 2 708 Nmm. Proto byly z katalogu firmy Hennlich vybrány 4 ks zkrutných pružin s označením M20 L16. Každá pružina dosahuje maximálního momentu 1068 Nmm při maximální výchylce 193°. Moment od pružin je ovlivněn také pasivními odpory mezi jednotlivými členy sestavy, a proto je předepnutí pružin nastavitelné.

Po sečtení všech oporů a sil potřebných pro výsuv dostáváme minimální potřebnou sílu vyvozenou dvěma válci 107 N. Na základě této hodnoty byly z katalogu Poličských strojiren vybrány pneumatické válce o průměru 25 mm a jmenovité síle na pístnici 265 N při tlaku 0,6 MPa. Na základě parametrů pneumatických válců a převodu nůžkového mechanismu dostáváme sílu 177 N působící na nástupní plošinu, a tedy 40% rezervu síly na válcích.

5.3 Rám

5.3

Rám je hlavním nosným prvkem celého mechanismu vysouvání a nástupní plošiny. Je na něj přenášeno veškeré zatížení od vozíčkáře a dalších komponent, z nichž je rampa sestavena. Rám (Obr. 5-21) představuje svařovanou konstrukci z normalizovaných ocelových profilů a laserových výpalků z plechu. Hlavními nosnými prvky jsou duté profily obdélníkového průřezu o rozměrech 70 x 30 x 2,5 mm. Tyto profily byly zvoleny z důvodu dobrého poměru průřezového modulu vůči hmotnosti materiálu a vhodných rozměrů. Díky výšce profilu 70 mm není nutné krytovat kazetu z boků a k utěsnění postačí spodní a horní kryt spolu s předními dvířky. Na vnitřní straně je svařenec vyztužen ohýbanými L profily, které slouží zároveň k uchycení profilů kluzných plastů sloužících k vedení při výsuvu. Další části konstrukce jsou voleny s ohledem na pevnost a návaznost prvků, které jsou k rámu připevněny. V zadní části je otvor sloužící pro vedení kabelů a hadic od snímačů a pneumatických válců.

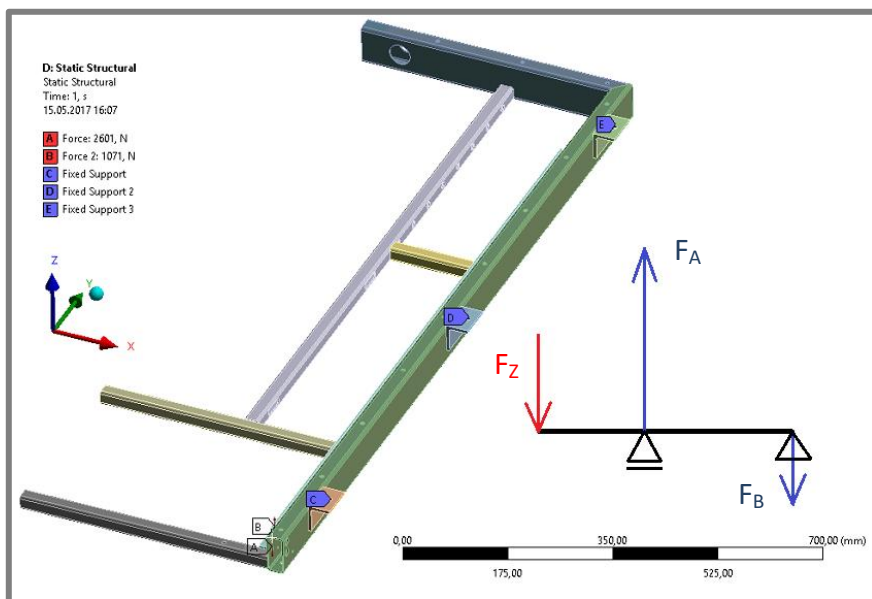


Obr. 5-21 Rám kazety

MKP analýza rámu

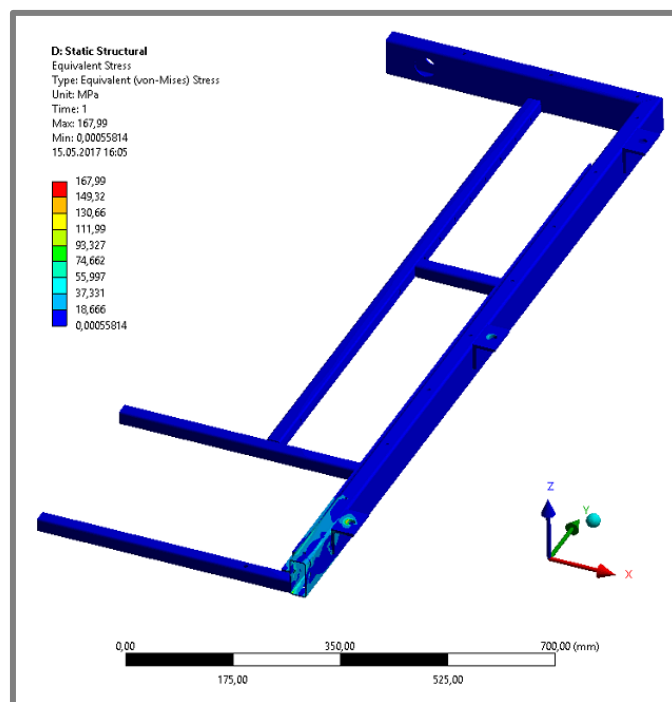
Rám kazety byl podroben deformačně napěťové analýze vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Prvky, které nemají vliv na pevnost konstrukce, byly pro zjednodušení z 3D modelu odstraněny. Rám byl kontrolován ve stavu, kdy je profil výsuvu zatížen plnou vahou vozičkáře a vahou nástupní plošiny, které vytvářejí v součtu zatížení 3 060 N. Materiál ocelových profilů i plechů byl nadefinován jako konstrukční ocel 11 375, která je použita pro všechny části rámu.

Pro MKP analýzu byla geometrie kostry vytvořena pomocí skořepinových prvků s přiřazenou tloušťkou odpovídající objemovému modelu. Následně byla z rámu vytvořena jedna součást, která simuluje svaření všech dílů. Vzhledem k symetrickému charakteru rámu bylo využito symetrie pro snížení počtu prvků sítě a výpočtového času. Okrajové podmínky konstrukce byly definovány v místech, kde je rám uchycen ke konstrukci autobusu L profily s otvory. Na vnitřní plochu těchto otvorů bylo aplikováno vetknutí (body C, D, E na Obr. 5-22). Následně byl rám zatížen silami, které odpovídají zatížení od vozičkáře a nástupní plošiny. Toto zatížení je na rám přenášeno přes čtveřici rolen a v případě využití symetrie se projeví jako dvojice sil, které jsou na rám aplikovány v bodech A a B. V pravé části Obr. 5-22 můžeme vidět, jak se zatížení projeví na rám, kde F_Z je zatěžující síla, F_A a F_B jsou reakce od rámu (síly působí v ose z).



Obr. 5-22 Zatížení rámu kazety

Maximální vznikající napětí na rámu je v nejhorším možném případě 90 MPa. Při mezi kluzu materiálu profilů $Re = 235$ MPa dostáváme koeficient bezpečnosti $K = 2,6$.

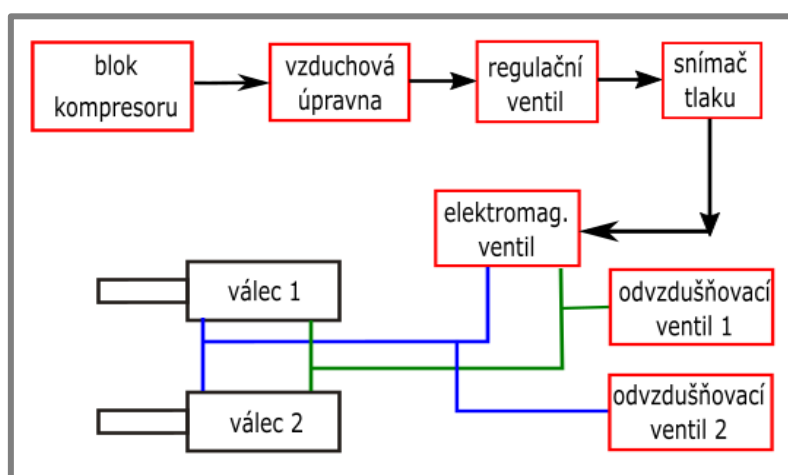


Obr. 5-23 Průběh napětí na rámu při maximálním zatížení

5.4 Pneumatické prvky

5.4

Součástí pneumatického obvodu v autobusu je kompresor, který vytváří tlakový vzduch o tlaku 0,8 MPa. Za kompresorem je tlaková nádoba, za ní následuje ventil ovládající hlavní přívod stlačeného vzduchu do dalších pneumatických komponent v autobusu a blok upravující stlačený vzduch. Součástí bloku je odlučovač pevných částic, odlučovač kondenzátu a regulační ventil s manometrem. Na toto vedení navazují pneumatické prvky, které jsou již součástí rampy. První komponentou je

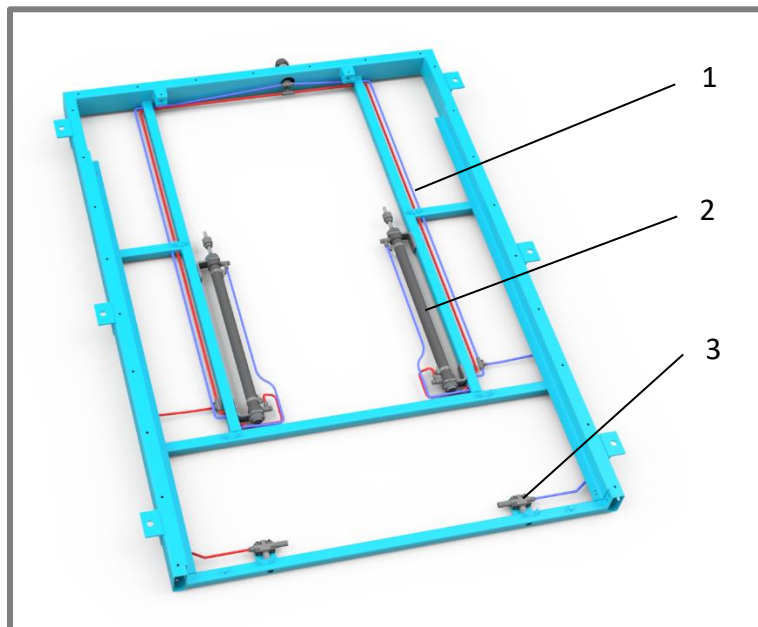


Obr. 5-24 Pneumatické komponenty

elektromagnetický 5/3 ventil se střední polohou uzavřenou ovládající pohyb pneumatických válců. Na obou větvích vystupujících z elektromagnetického ventilu

pro ovládání vysouvání i zasouvání válců je umístěn manuální odvzdušňovací ventil. Ten slouží k odtlakování pneumatického systému v případě poruchy na některém z akčních členů tak, aby mohla být nástupní plošina vysunuta manuálně. Ventily jsou umístěny v přední části rámu pod vyklápěcími dvířky, aby byly v případě potřeby snadno přístupné. Délka hadic k pneumatickým válcům je volena tak, aby byl na dané větvi plněn pro každý válec stejný objem stlačeného vzduchu. Tím je zajištěna synchronizace válců. Na každém přívodu do pneumatického válce je umístěn škrticí ventil se zpětným ventilem, kterými se reguluje rychlost vysouvání. Pro výsuv nástupní plošiny je použito škrcení na výstupu, které zajišťuje plynulý chod. Na následujícím obrázku je zobrazen rám s osazenými pneumatickými komponentami (Obr. 5-25).

Na konci pístnice pneumatického válce je našroubována kompenzační hlavice, která eliminuje případné boční zatížení na pístnici a snižuje tak zatěžování válce a zvyšuje jeho životnost.



Obr. 5-25 Rám s pneumatickými komponentami: 1-tlakové hadice; 2-pneumatický válec; 3-odvzdušňovací ventil

5.5 Bezpečnost

U rampy jsou uvažovány 4 nebezpečné stavy, které mohou při provozu nastat:

- Po nástupu vozíčkáře není rampa zasunuta do výchozí pozice kontrolované koncovým mikropínačem s páčkou a s rolnou, na kterou najíždí profil výsuvu. V tomto případě je vyslán signál do řídicího systému, který nedovolí řidiči zařadit rychlostní stupeň a rozjet se.
- Při vysouvání nedojede nástupní plošina do koncové polohy. Řídicí systém na tento stav zareaguje zvukovým, případně světelným signálem, který dá znamení vozíčkáři, že nastupování není umožněno.
- Během vysouvání dojde k nárazu přední hrany nástupní plošiny na překážku. Tento stav je podrobněji vysvětlen v kapitole 5.1.5 *Tlaková bezpečnostní lišta*. Posledním krajním stavem je případ, kdy dojde během jízdy ke sjetí rampy ze snímače. Řidiči je dáno přes řídicí systém znamení

v podobě rozsvícení/rozblíknání kontrolky, případně zvukovým signálem, aby zastavil. Následně se může pokusit rampu tlačítkem zasunout. Pokud dojde k zasunutí, může pokračovat v jízdě. V opačném případě plošinu manuálně zasune a zajistí dílem sloužícím pro tyto nouzové stavy.

5.6 Finanční rozvaha

5.6

Výsledná cena navrhovaného konstrukčního řešení je 35 520 Kč, viz. Tab. 5-5. Jedná se o částku, která zahrnuje náklady na nákup polotovarů, pneumatických prvků a dalších normalizovaných či sériově vyráběných dílů. Náklady zahrnující výrobu jednotlivých dílů a sestavení prototypu nejsou v kalkulaci zahrnuty. Uvedené ceny všech nakupovaných dílů a prvků vycházejí z běžně dostupných cen a není zde tedy zohledněna žádná sleva ani ponížení ceny z důvodu výroby pneumatických komponent firmou Poličské strojírný.

Položka	Cena s DPH (Kč)
Pneumatické prvky vč. snímačů na válcích	15 600
Materiál na výrobu rámu	650
Díly z kluzných plastů	3 200
Polotovary na výrobu ocelových dílů	350
Polotovary na výrobu hliníkových dílů	150
Voštinová deska	1 700
Zakončovací hliníkové lišty	1 200
Protiskluzová podlahovina	700
Krycí desky DIBOND	2 500
Kuličkové lineární vedení	3 880
Miniaturní koncové snímače (2 ks)	60
Bezpečnostní lišta vč. příslušenství	3 230
Vodící rolny	400
Spojovací materiál	1 000
Kluzná ložiska	550
Pružiny	50
Nerezové panty (2 ks)	300
Celkem	35 520

Tab. 5-5 Cenová kalkulace

6 DISKUZE

Výsledkem diplomové práce je návrh konstrukčního řešení pneumaticky ovládané rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů. Rampa je vhodná nejen k nastupování vozíčkářů, ale také osob s postižením dolních končetin. Řešení je určeno pro montáž přímo pod podlahu autobusu nebo pod její nosný rám. Návrh je koncipován tak, aby byla snadná modifikace zástavbové šířky kazety. Tento požadavek vychází z požadavků zákazníků, kteří volí šířku nástupní plošiny dle velikosti nástupních dveří autobusu. Proto jsou všechny klíčové díly konstrukce, a především díly náročné na výrobu navrhovány tak, aby je bylo možné použít nezávisle na zástavbové šířce.

Pneumaticky ovládaná rampa je na trhu z hlediska použitého typu pohonu ojedinělým řešením. Protože je zadavatel práce také dodavatelem pneumaticky ovládaných dveří do autobusů, nabízí se spojení obou produktů v rámci jednoho „balíku“ a dodání zákazníkovi jako celku. Toto řešení vede ke snížení nákladů na montáž i výrobu obou produktů.

Rozhodujícím faktorem při výběru rampy jsou pro zákazníky také časové intervaly pro nutnou údržbu a s tím spojená finanční náročnost v rámci životnosti zařízení. Všechny prvky a konstrukční celky rampy jsou proto přístupné zespodu tak, aby byla jejich případná údržba či oprava co nejjednodušší a nejrychlejší.

Navrhované řešení má sloužit především k ověření funkčnosti použitých mechanismů a konstrukčních celků, s nimiž nejsou v této konfiguraci žádné zkušenosti. Dílčí částí je také ověření tuhosti nástupní plošiny u hrany autobusu. Navrhovaný způsob vyztužení může být následně aplikován také na manuálně ovládanou rampu, u které je toto místo z hlediska deformace kritické a vyžaduje konstrukční změnu.

V návrhu je pro vedení nůžkového mechanismu použito lineární kuličkové vedení, které má vynikající tuhost a nízký koeficient tření. Výrazně ovšem zasahuje do koncové ceny. Po ověření funkčnosti a chování mechanismu je proto možné uvažovat o náhradě tohoto vedení za cenově dostupnější. V případě zařazení návrhu do sériové výroby je pak vhodné nahradit profily tvořící svařenec rámu profily vlastní výroby, které již budou mít závity pro uchycení krycích panelů a dalších dílů. Před odevzdáním diplomové práce došlo ve firmě Poličské strojírny, kde se rampa vyráběla, k neočekávané situaci a práce na výrobě vzorku byly zastaveny. Z tohoto důvodu nebylo možné před odevzdáním práce provést požadované testy, které by vedly k ověření funkčnosti navrhovaného řešení.

7 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pneumaticky ovládané rampy pro nástup tělesně postižených do městských autobusů.

V první části jsou uvedena specifika vycházející z příslušných norem a předpisů pro autobusovou dopravu, konkrétně z Předpisu 107 a směrnice 2001/85/ES. Oba dokumenty a z nich vycházející požadavky bylo nutné při návrhu konstrukce respektovat tak, aby mohlo být výsledné řešení instalované na městských autobusech v rámci celé Evropské unie. Následně byly kriticky zhodnoceny vybrané komerční varianty nástupních ramp a patentová řešení. V další části práce je provedena rešerše komponent vhodných pro použití při návrhu konstrukce.

Z navrhovaných koncepčních variant byla spolu se zadavatelem práce, kterým jsou Poličské strojírny, vybrána varianta využívající k výsuvu nástupní plošiny pneumatický válec spolu s nůžkovým mechanismem. Toto řešení bylo vybráno jako nejvhodnější z navrhovaných variant především z důvodu použití pneumatického válce. Zadavatel je také výrobcem pneumatických komponent a do autobusů již dodává pneumaticky ovládané dveře.

Konstrukční část začíná návrhem nástupní plošiny a dílů na ni navazujících. Poté je vypočítán potřebný zdvih a další parametry nůžkového mechanismu. Následuje volba vhodného typu pneumatického pohonu a tvorba rámu pro uchycení všech dílů a celků. Rám je tvořen svařencem z dutých ocelových profilů. Základním nosným prvkem nástupní plošiny je hliníková voštinová deska a pneumatické prvky jsou vybrány ze standardně vyráběné řady. Nejvíce namáhané části konstrukce jsou podrobeny napěťově deformační analýze a kontrolovány vůči meznímu stavu pružnosti. Vzhledem ke skutečnosti, že se jedná o prvotní vzorek, je uvažováno použití co největšího počtu běžně dostupných dílů. Součástí řešení je také návrh, jak budou řešeny nouzové stavy a bezpečnost. K zařízení byla zpracována kompletní technická dokumentace.

Na závěr je nutno podotknout, že vzhledem ke komplikacím, ke kterým došlo v Poličských strojárnách, nebyl vyroben funkční vzorek a ověřena tak funkčnost předloženého návrhu. Již ve fázi výroby funkčního vzorku došlo k ukončení prací, a i přes to, že část dílů již byla vyrobena, priority podniku se z rozhodnutí majitele přesunuly jiným směrem a nakoupené díly byly použity na souběžně probíhající projekty. Tato skutečnost je doložena oficiálním stanoviskem.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DAAMEN, Winnie, Enne DE BOER a Robert DE KLOE. Assessing the Gap Between Public Transport Vehicles and Platforms as a Barrier for the Disabled: Use of Laboratory Experiments. In: *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*. 2008-12-1, s. 131-138. DOI: 10.3141/2072-14. ISSN 0361-1981. Dostupné také z: <http://trb.metapress.com/openurl.asp?genre=article>
- [2] RAO, K. Kantha, K. Jayathirtha RAO, A. G. SARWADE, M. Sarath CHANDRA. Strength Analysis on Honeycomb Sandwich Panels of different Materials. In: *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2012, s 365-374. ISSN 2248-9622. Dostupné také z: http://www.ijera.com/papers/Vol2_issue3/BK23365374.pdf
- [3] FRANCIS, G. A. *Guideline specifications for passive lifts, active lifts, wheelchair ramps and securement devices*. 1. vyd. Washington, D. C.: Federal Transit Administration, Office of Technical Assistance and Safety, 1992.
- [4] PAIK, Joem K., Anil K. THAYAMBALLI, Guy S. KIM. The strength characteristics of aluminium honeycomb sandwich panels. In: *Thin Walled Structures*. 1999, s. 205-231. DOI: 10.1016/S0263-8231(99)00026-9. ISSN 0263-8231. Dostupné také z: http://ac.els-cdn.com/S0263823199000269/1-s2.0-S0263823199000269-main.pdf?_tid=97b067b4-3802-11e7-b10f-00000aacb35f&acdnat=1494697124_130e16d7e1cbcd18645fb4725d7582eb
- [5] FROST, Karen L. a Gina BERTOCCI. Retrospective review of adverse incidents involving passengers seated in wheeled mobility devices while traveling in large accessible transit vehicles. In: *Medical Engineering*. Louisville: Elsevier, 2010, s. 230-236. DOI: 10.1016/j.medengphy.2009.01.004. ISSN 13504533. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1350453309000381>
- [6] DEJEAMMES, Maryvonne. Accessible Low-Floor Bus: System Approach in France. In: *Transportation Research Record*. Francie, 1997-1-1, s. 163-169. DOI: 10.3141/1604-19. ISSN 0361-1981. Dostupné také z: <http://trb.metapress.com/openurl.asp?genre=article>
- [7] KING, Rolland D. NATIONAL RESEARCH COUNCIL. *Low-floor transit buses*. Washington, D.C.: National Academy Press, 1994. Synthesis of transit practice (1993). ISBN 0309053218. Dostupné také z: <http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/tcrp/tsyn02.pdf>
- [8] FERRARI, Laura, Michele BERLINGERIO, Francesco CALABRESE a Jon READES. Improving the accessibility of urban transportation networks for people with disabilities. In: *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*. 2014, s. 27-40. DOI: 10.1016/j.trc.2013.10.005. ISSN 0968090x. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0968090X13002209>
- [9] EDLICH, Richard F., Angela R. KELLEY, Karrie MORTON, Richard E. GELLMAN, Richard BERKEY, Jill Amanda GREENE, Larry HILL, Roy MEARS

- a William B. LONG. A Case Report of a Severe Musculoskeletal Injury in a Wheelchair User Caused by an Incorrect Wheelchair Ramp Design. In: *The Journal of Emergency Medicine*. 2010, s. 150-154. DOI: 10.1016/j.jemermed.2007.07.067. ISSN 07364679. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0736467907007676>
- [10] Linear Motion Rolling Guides. *IKO International* [online]. 2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://ikont.com/linear-guides/linear-motion-rolling-guides>
- [11] MATUŠKA, Jaroslav. Přístupnost integrovaného dopravního systému pro osoby s mezenou schopností pohybu. *PERNER'S CONTACTS*. 2010, 5(3). ISSN 1801-674X.
- [12] HAGHANI, Ali a Yousef SHAFABI. Bus maintenance systems and maintenance scheduling: model formulations and solutions. In: *Transportation Research Part A: Policy and Practice*. 2002, s. 453-482. DOI: 10.1016/S0965-8564(01)00014-3. ISSN 09658564. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0965856401000143>
- [13] TÜV SÜD CZECH. *Předpis č. 107* [online]. 2014, 123 s. [cit. 2017-05-15]. Dostupné také z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCAQFjAA&url=http%3A%2F%2Fmezinarodni-predpisy.tuv-sud.cz%2Fattachments%2F107600i4.pdf&ei=DQ40VYK2E4SCzAP0_IHI DQ&usg=AFQjCNHH3iPFKY0PX61mbHKCZpd5bwIKoQ&sig2=A5lDD0aHMh6NMTzTv64lhQ&bvm=bv.91071109,d.bGQ
- [14] ÚSTAV PRO VÝZKUM MOTOROVÝCH VOZIDEL. *Směrnice Evropského parlamentu a rady 2001/85/ES*. Praha, 2001.
- [15] SKADI®. *HÜBNER TRANSPORTATION GmbH* [online]. 2015 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: http://www.hubner-germany.com/huebner_transportation/en/Products/Ramps/Electric+Ramp/SKADI%C2%AE.html
- [16] MAVE EU. *Nájezdové plošiny pro vozičkáře do nízkopodlažních autobusů, trolejbusů a tramvají*, 2011. 2 s.
- [17] PSV/04/001. *PSV transport systems LTD* [online]. 2016 [cit. 2017-04-24]. Dostupné z: http://www.psv-transport-systems.co.uk/product/PSV_04_001/psv-powered-access-ramp
- [18] MIDOL. *Kuličková pouzdra a vodící tyče*. [online]. ©2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.midol.cz/kulickova-pouzdra-a-vodici-tyce>
- [19] Palfinger. *MBB Mediarampe FV/FVM: Integrated wheelchair ramp for the daily use in low floor busses*. 2 s.

- [20] EDWARDS, Paul H., Ryan K. MALONE a Charles E. JOHNSON. *Retractable ramp system for a mobility vehicle*. US 7527467 B2.
- [21] EATON, David Hartwell. *Compact, slide-out ramp for a minivan*. US 6264416 B1.
- [22] Bibus. *Lineární technika*. [online]. ©2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.linearni-technika.cz>
- [23] STANBURY, David A., Glenn M. CAMPBELL a Philip J. FLEURY. *Hydraulic operated bus ramp mechanism*. US5391041 A.
- [24] SKF. *Odhad třecího momentu*. [online]. ©2017 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/friction/estimating-frictional-moment/index.html>
- [25] Roymechx. *Coefficients of friction*. [online]. 2013 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#Rolling
- [26] Danielle Collins. What are the differences between plain and rolling linear guides?. *Linear Motion Tips* [online]. 2016 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.linearmotiontips.com/differences-between-plain-and-rolling-linear-guides/>
- [27] The ultimate guide to RC model aviation. 2BFLY. *Brushed DC motors* [online]. 2015 [cit. 2016-01-01]. Dostupné z: <http://2bfly.com/knowledgebase/powerplants/brushed-dc-motors/>
- [28] AANDRIJFTECHNIEK. 202 KEER BEKEKEN. *GearTecno wijzigt naam in Transtecno* [online]. 2014 [cit. 2016-01-02]. Dostupné z: <http://www.aandrijftechniek.nl/algemeen/geartecno-wijzigt-naam-in-transtecno/35396/>
- [29] Kovaz. *Robustní pneumatický motor* [online]. ©2017 [cit. 2017-13-05]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/robustni-pneumaticky-motor-0-2-kw-105-ot-min-18-20-nm-p1v-m020c0021-771119/>
- [30] Anvi Trade. *Altro Transflor Meta* [online]. 2016 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.anvitrade.cz/sortiment/transport/podlahoviny/autobusy/mestske-autobusy/altro-transflor-meta.aspx>
- [31] Bircher Reglomat. *S_Line – Miniature Safety Edge System* [online]. 2015 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: http://reglomat.bircher.com/fileadmin/_migrated/content_uploads/S_Line_EN_06.pdf

9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

Označení	Jednotka	Název veličiny
t_{11}	s	- práh citlivosti, kdy reakční síla překračuje 50 N
t_{22}	s	- práh poklesu, kdy reakční síla klesá pod 50 N
F_E	N	- činná síla reakční síly vztažená na délku impulsu
T	s	- délka impulsu při kterém síla vůči překážce působí
F_v	N	- jmenovitá síla válce
p	Pa	- tlak ve válci
A_p	m ²	- plocha pístu
η		- účinnost
Q_{min}	m ³ min ⁻¹	- spotřeba vzduchu ve válci
s	m	- zdvih pístu
p_2	Pa	- pracovní tlak
p_1	Pa	- atmosférický tlak
n	min ⁻¹	- počet pracovních cyklů za minutu
ρ_c	kgm ⁻³	- hustota použitého materiálu voštinové desky
E_f	GPa	- Youngův modul pružnosti
G_{cw}	GPa	- modul pružnosti ve smyku
σ_{fo}	MPa	- mez kluzu materiálu
μ		- Poissonova konstanta
m_f	kg	- hmotnost krycích plechů voštinové desky
a_v	mm	- délka voštinové desky
b_v	mm	- šířka voštinové desky
t_f	mm	- tloušťka krycího plechu
A	mm ²	- virtuální plocha buňky honeycomb
L	mm	- rozměr honeycomb buňky v L-směru dle Obr. 5-4
W	mm	- rozměr honeycomb buňky ve W-směru dle Obr. 5-4
ρ_{ca}	kgm ⁻³	- průměrná hustota jádra honeycomb
d_h	mm	- délka jedné stěny jádra honeycomb
t_c	mm	- tloušťka stěny buněk honeycomb
m_c	kg	- hmotnost jádra voštinové desky
h_c	mm	- výška voštinového jádra
m	kg	- hmotnost celé voštinové desky
I_f	mm ⁴	- kvadratický moment voštinové desky
h	mm	- tloušťka voštinové desky
A_c	mm ²	- plocha průřezu voštinového jádra v příčném směru
G_{ca}	MPa	- průměrná hodnota elastického modulu ve smyku pro
L-		a W-směr
G_{cw}	MPa	- modul pružnosti ve smyku v L-směru (hodnota dle
[2])		
G_{cl}	MPa	- modul pružnosti ve smyku ve W-směru
C		- konstanta reprezentující smykový efekt
P_0	N	- kritické zatížení (maximální zatížení, kterým můžeme zatížit voštinovou desku při konfiguraci dle Obr. 5-4)
M_o	Nmm	- moment vyvolaný zatěžující silou

F	N	- zatěžující síla
d_{min}	mm	- minimální průměr čepu
Re	MPa	- mez kluzu materiálu čepu
σ_o	MPa	- působící napětí v ohybu
σ_{do}	MPa	- dovolené napětí v ohybu
M_{omax}	Nmm	- maximální ohybový moment
W_o	mm ³	- kvadratický moment průřezu čepu v ohybu
$p_{\check{c}}$	MPa	- tlak vyvozený na čep
t	mm	- délka čepu
p_{dov}	MPa	- dovolený tlak působící na povrch čepu
τ_s	MPa	- působící napětí ve stříhu
S	mm ²	- plocha průřezu čepu
τ_{ds}	MPa	- dovolené napětí ve stříhu
k	-	- koeficient bezpečnosti
F_{ip}	N	- třecí opor při vysouvání po chodníku/vozovce
F_{np}	N	- normálová síla od váhy nástupní plošiny
f_p	-	- koeficient tření povrchu
P	N	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
C_{loz}	N	- dynamické zatížení ložiska
M	Nmm	- třecí moment v ložisku
μ_L		- konstantní součinitel tření ložiska
F_l	mm	- průměr oběžné dráhy vnitřního kroužku
F_{vo}	N	- valivý odpor
ζ	mm	- rameno valivého odporu
F_n	N	- normálová síla působící na rolnu
r_r	mm	- poloměr rolny
σ_{co}	MPa	- mez únavy zkušební tyče v ohybu za rotace
σ_{co}'	MPa	- korigovaná mez únavy
R_m	MPa	- mez pevnosti materiálu
k_a		- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b		- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c		- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d		- součinitel vlivu teploty
k_e		- součinitel spolehlivosti
k_f		- součinitel zahrnující další vlivy
a, b		- parametry pro součinitel vlivu jakosti
d_e	mm	- efektivní průměr
d	mm	- průměr čepu

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2-1 Tabulka nástupních dob [7]	15
Obr. 2-2 Obtížnost překonání mezery dle její velikosti [1]	16
Obr. 2-3 Referenční invalidní vozík [13]	18
Obr. 2-4 Graf reakčních sil [13]	20
Obr. 2-5 Rampa PSV/04/040 [17]	21
Obr. 2-6 Rampa Mavetech [16]	21
Obr. 2-7 Rampa Mavetech v autobuse [16]	22
Obr. 2-8 Pohon rampy Palfinger [19]	22
Obr. 2-9 Rampa Palfinger [19]	22
Obr. 2-10 Rampa Hübner Skadi [15]	23
Obr. 2-11 Vysunutý mechanismus rampy Skadi [15]	23
Obr. 2-12 Mechanismus patentu 5391041 [23]	24
Obr. 2-13 Patent 5391041 [23]	24
Obr. 2-14 Patent 06264416 [21]	25
Obr. 2-15 Mechanismus patentu 07527467 [20]	25
Obr. 2-16 Patent 07527467 [20]	25
Obr. 2-17 Jednočinný válec zasouváný pružinou (vlevo) a vysouváný pružinou (vpravo)	28
Obr. 2-18 Dvojčinný válec s oboustrannou (vlevo) a jednostrannou (vpravo) pístní tyčí	28
Obr. 2-19 Dvojčinný válec s nenastavitelným (vlevo) a nastavitelným (vpravo) tlumením	28
Obr. 2-20 Tandemový válec	28
Obr. 2-21 Dvoupístový válec	29
Obr. 2-22 Válec nekruhového průřezu	29
Obr. 2-23 Pneumatický motor [29]	30
Obr. 2-24 Brushed DC motor [27]	30
Obr. 2-25 12 V DC motor [28]	31
Obr. 2-26 Lineární aktuátor [30]	32
Obr. 2-27 Lineární osa [22]	33
Obr. 2-28 Rolničkové vedení [22]	33
Obr. 2-29 Vodící tyče [18]	34
Obr. 2-30 Kolejnicové lineární vedení [10]	34
Obr. 2-31 Profilové lineární vedení	35
Obr. 4-1 Rampa vysouvána pomocí pohybového šroubu	38
Obr. 4-2 Výsuvný mechanismus rampy	39
Obr. 4-3 Rampa poháněná pneumatickým motorem	40
Obr. 4-4 Rampa s nůžkovým mechanismem	41
Obr. 4-5 Detail vysouvacího mechanismu	41
Obr. 4-6 Mechanismus vysunutý do úrovně nástupní hrany	42
Obr. 5-1 Navržené řešení	44
Obr. 5-2 Nástupní plošina	45
Obr. 5-3 Způsob zatěžování voštinové desky	46
Obr. 5-4 Voštinová deska-parametry	47
Obr. 5-5 Místa zatížení nástupní plošiny	49
Obr. 5-6 Průběh napětí na nástupní plošině při plném zatížení na zadní hraně	50

Obr. 5-7	Zadní hrana rampy	50
Obr. 5-8	Zatížení čepu rampy	51
Obr. 5-9	Podlahovina Altro Transflor Meta [30]	53
Obr. 5-10	Tlaková bezpečnostní lišta [31]	53
Obr. 5-11	Rám kazety s výsuvným mechanismem	54
Obr. 5-12	Profil výsuvu	55
Obr. 5-13	Okrajové podmínky pro MKP analýzu profilu výsuvu	55
Obr. 5-14	Průběh napětí v profilu výsuvu při maximálním zatížení	56
Obr. 5-15	Zajišťovací mechanismus	56
Obr. 5-16	Uložení nůžkového mechanismu v kazetě rampy	57
Obr. 5-17	Zatížení nůžkového mechanismu v zasunutém stavu	58
Obr. 5-18	Čep nůžkového mechanismu	59
Obr. 5-19	Zatížení nůžkového mechanismu ve vysunutém stavu	62
Obr. 5-20	Síly působící na vyklápěcím členu	64
Obr. 5-21	Rám kazety	65
Obr. 5-22	Zatížení rámu kazety	66
Obr. 5-23	Průběh napětí na rámu při maximálním zatížení	67
Obr. 5-24	Pneumatické komponenty	67
Obr. 5-25	Rám s pneumatickými komponentami	68

11 SEZNAM TABULEK

11

Tab. 2-1 Rozměrové parametry válců	27
Tab. 5-1 Srovnání vlastností homogenního materiálu a voštinových panelů	45
Tab. 5-2 Mechanické vlastnosti voštinového jádra	46
Tab. 5-3 Reakční síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu – zasunutý stav	58
Tab. 5-4 Reakční síly v jednotlivých bodech nůžkového mechanismu – vysunutý stav	62
Tab. 5-5 Cenová kalkulace	69

12 SEZNAM PŘÍLOH

12

Příloha 1	Rendery z modelu
Příloha 2	Výkresová dokumentace
Příloha 3	Výpočet nůžkového mechanismu
Příloha 4	Pneuschéma