



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ČTYŘKOLÁ SEKAČKA NA DÁLKOVÉ OVLÁDÁNÍ

FOUR-WHEEL MOWER WITH REMOTE CONTROL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Andrysík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Václav Mergl, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Martin Andrysík**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Václav Mergl, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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

Čtyřkolá sekačka na dálkové ovládání

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tvorba konstrukce samohodné sekačky s pohonem dvou kol ze čtyř. Sekačka je poháněna elektrickými akumulátory. Součástí vybavení je i dálkové ovládání.

Technické parametry

Počet hnáných kol 2.

Celkový počet kol 4.

Nápravové zatáčení.

Hmotnost stroje bez akumulátoru do 80 kg.

Maximální šířka do 1 000 mm.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření konstrukce rámu sekačky.

Pevnostní analýza konstrukčních částí rámu.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Celkový výkres sestavy rámu.

Dílenské výkresy vybraných součástí.

Seznam doporučené literatury:

VESELOVSKÝ, Ján. Samohybný žací stroj-projekt podvozkovej časti. Zvolen, 2001.

ŠKODA, Dušan. Samohybný žací stroj-projekt pohonu a ovládania žacieho mechanizmu. Zvolen, 2001.

KUMHÁLA, František. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinou výrobu. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN 978-80-213-1701-7.

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce dálkově ovládané samohybné sekačky. Úvodní část práce zahrnuje přehled používaných metod sečení travnatých ploch, dostupná řešení a příklady komerčních dálkově ovládaných sekaček. Dále jsou představeny návrhové koncepce a detailní popis zvoleného konstrukčního řešení. Navrhovaná akumulátorová sekačka je vybavena žacíím ústrojím o šířce záběru 460 mm. Provozní hmotnost činí 45 kg. Provedena byla pevnostní analýza rámu sekačky pomocí metody konečných prvků spolu s analytickými výpočty vybraných konstrukčních prvků. V závěrečné části je zhodnoceno navrhované konstrukční řešení. K práci je přiložena zpracovaná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

travní sekačka, dálkové ovládání, rámová konstrukce, elektropohon, MKP analýza

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a remotely controlled self-propelled mower. The introductory part of the thesis includes an overview of the methods used for mowing lawns, available solutions and examples of commercial remote-controlled mowers. Design concepts and a detailed description of the chosen design solution are also presented. The cordless mower is equipped with a cutting deck with a cutting width of 460 mm. The operating weight is 45 kg. A strength analysis of the mower frame using the finite element method has been performed along with analytical calculations of selected structural elements. In the final part, the proposed structural solution is evaluated. The prepared drawings are attached to the thesis.

KEYWORDS

lawnmower, remote control, frame structure, electric drive, FEM analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ANDRYSÍK, Martin. *Čtyřkolá sekačka na dálkové ovládání*. Online, bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2025. Vedoucí práce Václav Mergl. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165271>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 23. května 2025

.....

Martin Andrysík

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Václavu Merglovi, Ph.D. za vedení práce a možnost se věnovat tématu, které odpovídalo mému zaměření a zájmům. Dále bych rád poděkoval Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za věcné rady při zpracování pevnostní analýzy. V neposlední řadě bych rád své poděkování směřoval rodině a všem blízkým, kteří mě při tvorbě této práce a studiu bezmezně podporovali.

OBSAH

Úvod	10
1 Základní problematika sekaček	11
1.1 Údržba travnatých ploch.....	11
1.2 Manuálně ovládané sekačky	11
1.2.1 Sekačky s přímočarým vratným pohybem	11
1.2.2 Sekačky s rotačním pohybem	12
1.3 Robotické sekačky	14
2 Problematika dálkově ovládaných sekaček.....	16
2.1 Konstrukce.....	16
2.1.1 Pohonná jednotka	16
2.1.2 Podvozek	17
2.1.3 Žací ústrojí.....	17
2.1.4 Dálkové ovládání.....	17
2.2 Příklady dostupných modelů na trhu	17
2.3 Výhody dálkově ovládaných sekaček.....	22
3 Návrhové koncepce.....	24
3.1 Koncepce A	24
3.2 Koncepce B.....	24
3.3 Koncepce C.....	25
4 Konstrukční řešení	26
4.1 Mechanická konstrukce sekačky	27
4.2 Pohonné systémy	30
4.3 Prototyp	33
5 Pevnostní výpočet rámu sekačky.....	34
5.1 Příprava modelu pro simulaci.....	34
5.2 Zátěžný stav 1	38
5.3 Zátěžný stav 2	41
5.4 Zátěžný stav 3	44
6 Pevnostní výpočty konstrukčních uzlů	47
6.1 Kontrola únosnosti kulových čepů	47
6.2 Vzpěrná stabilita tyčí řízení	49
6.3 Kontrola hřídele.....	52
Závěr.....	58
Použité informační zdroje.....	59
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	65
Seznam příloh	68

Úvod

Sečení travnatých ploch je podmínkou pro zachování kulturního vzhledu krajiny. K této činnosti se po staletí používaly kosy a srpy, ke kterým se před 170 lety přidaly první mechanické sekačky [1]. Jejich konstrukce se postupně zdokonalovala jednak z pohledu ergonomie a pohodlí pro uživatele, tak i zavedením různých typů pohonů. Spalovací motory výrazně zvýšily efektivitu práce a umožnily snadnou údržbu velkých travnatých ploch [2]. Elektrické sekačky zase přinesly levné a efektivní řešení údržby trávníků na zahradách rodinných domů a chalup [3]. V poslední době se díky technologickým inovacím začala rozmáhat také zcela autonomní řešení v podobě robotických sekaček, která nachází svá uplatnění především v pravidelné údržbě okrasných trávníků na zahradách [4].

Méně rozšířenou kategorií jsou dálkově ovládané sekačky, které se uplatňují především v náročnějším a hůře přístupném terénu pro sečení vzrostlejších, nepravidelně udržovaných porostů [5]. Dálkově ovládané sekačky vyžadují činnost obsluhy, která ovládá stroj z bezpečné vzdálenosti. Díky tomu je údržba travnatých ploch pohodlnější a lze snadno sekat i špatně přístupné lokace, jako jsou travní porosty pod korunami nízkých stromů v ovocných sadech nebo pod solárními panely [6]. Dále je díky nim údržba travnatých ploch bezpečnější, neboť při sečení svahů nehrozí úrazy způsobené pády či uklouznutím [7]. V neposlední řadě tyto sekačky umožňují také údržbu travnatých ploch i méně fyzicky zdatným osobám s omezenou mobilitou.

Nabídka na trhu dálkově ovládaných sekaček je poměrně omezená a soustředí se především na větší stroje pro profesionální komunální použití, které jsou optimalizovány pro sečení velkých ploch, přičemž pořizovací hodnoty těchto strojů jsou mnohdy vysoké. Cílem této práce je navrhnout dálkově ovládanou sekačku, která je vhodná pro pravidelné i nepravidelné sečení menších ploch, jako jsou zahrady. Požadovanými parametry je hmotnost do 80 kg, maximální šířka 1 000 mm, nápravové zatačení a pohon 2 kol ze 4. Důraz je kladen na cenově dostupné řešení, které bude zatěžovat své okolí co nejmenší úrovní hluku a produkcí emisí. Může být zhotoven i prototyp, který bude následně otestován v reálných podmínkách.

1 ZÁKLADNÍ PROBLEMATIKA SEKAČEK

1.1 ÚDRŽBA TRAVNATÝCH PLOCH

K sečení travnatých ploch se využívá široká škála žacíh strojů, které se od sebe liší především způsobem sečení podle pohybu sekacích prvků. Podle konstrukce žacího ústrojí a způsobu zpracování posečené hmoty se při údržbě travnatých ploch využívají buď žací stroje, nebo mulčovače [8]. Žací stroje při sečení ponechávají pokosenou travu vcelku a ukládají ji zpět na povrch bez dalšího mechanického zásahu. Posečený materiál je poté posbírán a využit například jako krmivo pro hospodářská zvířata nebo je uložen na kompost [1]. Mulčovače na rozdíl od žacích strojů nejen sečou, ale zároveň travní hmotu rozsekají na menší části [9]. Takto posečená a podrcená stébla trávy fungují jako přirozené hnojivo, které lze ponechat na pozemku [1].

Žací ústrojí lze rozdělit podle řady hledisek [8].

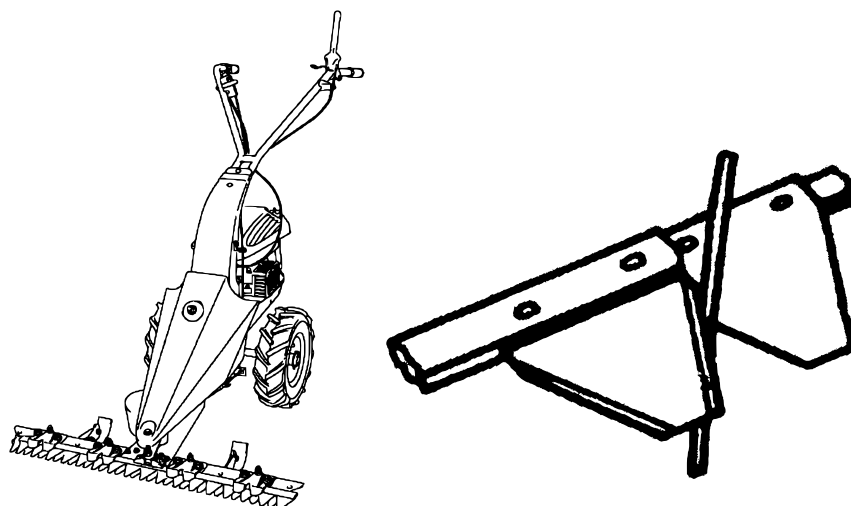
- Podle způsobu pohybu
 - S přímočarým vratným pohybem
 - S rotačním pohybem
- Podle způsobu řezu
 - Řez s oporou
 - Řez bez opory
- Podle zpracování hmoty
 - Sečení
 - Sečení a drcení (mulčování)

1.2 MANUÁLNĚ OVLÁDANÉ SEKAČKY

V současné době se při údržbě travnatých ploch využívají nejčastěji manuálně ovládané sekačky, které vyžadují přímou obsluhu člověkem. Tyto stroje se liší především svým konstrukčním uspořádáním, neboť každý typ je navržen s ohledem na různá uplatnění.

1.2.1 SEKAČKY S PŘÍMOČARÝM VRATNÝM POHYBEM

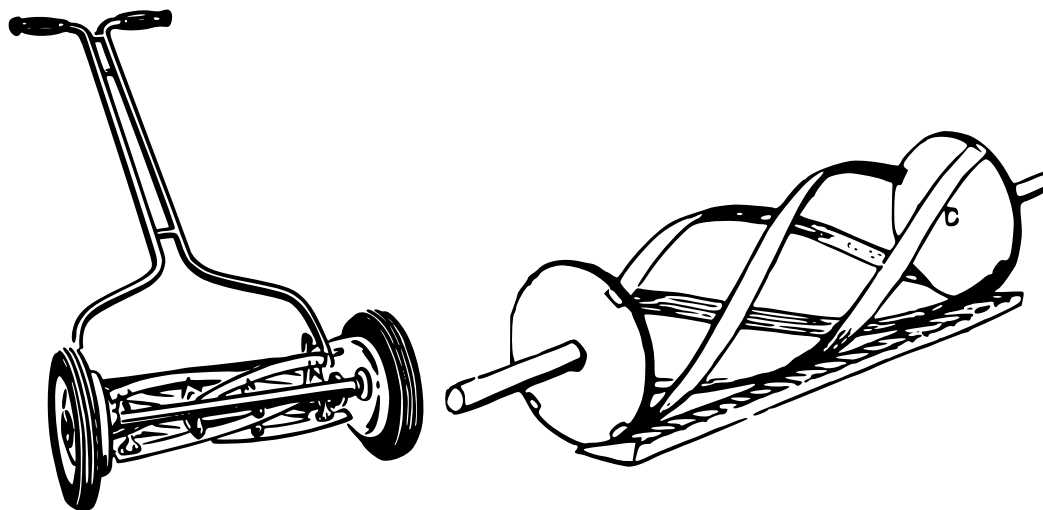
Sekačky s přímočarým vratným pohybem nožů pracují na principu stříhu realizovaného žací lištou, kdy stébla trávy oddělují vzájemným pohybem bříty kosy vůči břítu opory, která bývá pevná nebo protiběžná [10]. Řezné rychlosti bývají nízké, kolem 4 m/s, přesto tyto sekačky pracují s velmi dobrou kvalitou řezu a s poměrně malou energetickou náročností ve srovnání s rotačními žacími stroji [8]. Tyto sekačky se běžně označují jako lištové (viz *obr. 1*) a nachází uplatnění především na velkých pozemcích s extenzivními travnatými plochami, které se sečou jen zřídka. Posečený porost zůstává vcelku, a proto je možné jej dále využít jako například krmivo pro zvířata. Lištové sekačky jsou náchylné k poškození, pokud narazí na skryté kameny, kořeny, kovový odpad nebo jiné skryté překážky [1].



Obr. 1 Lištová sekačka [11] s detailním zobrazením protiběžných břitů [8]

1.2.2 SEKAČKY S ROTAČNÍM POHYBEM

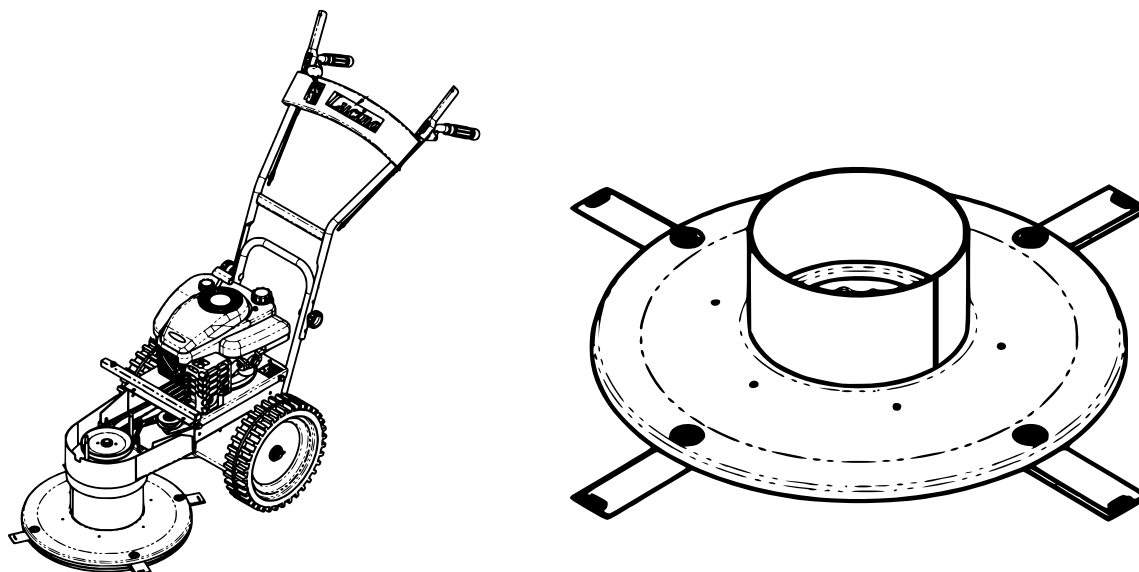
Sekačky s rotačním pohybem využívají jak řez s oporou, tak bez ní. U vřetenového žacího ústrojí koná nůž vodorovný rotační pohyb a oporou je nepohyblivý nůž [8] (viz obr. 2). Stvolý trávy jsou rotujícím nožem vtaženy a odříznuty hladkým a kolmým řezem. Tento způsob stříhu je šetrný k trávníku, a proto se používá u sekaček vhodných především na udržování nízkých a hustých anglických či golfových trávníků s výškou nejvýše do 40 mm, pro vyšší travu jsou zcela nevhodné [1].



Obr. 2 Ruční vřetenová sekačka [12] a detailní zobrazení nožů [8]

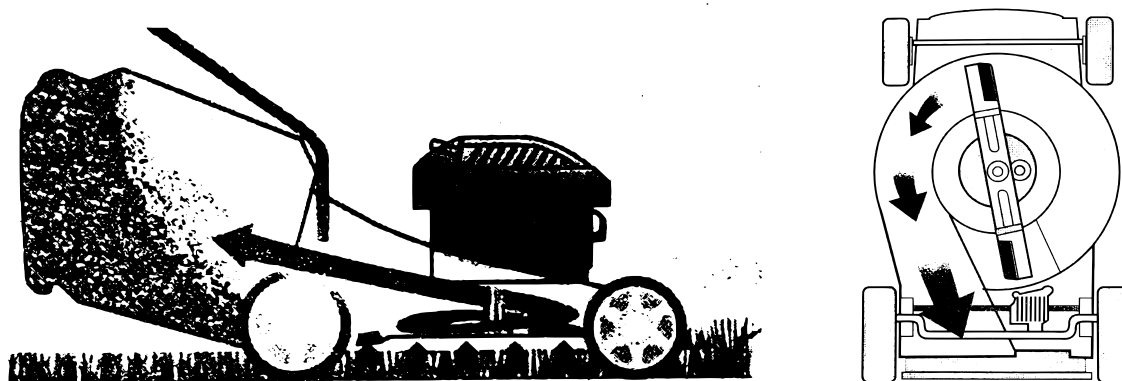
Nejčastějším a nejrozšířenějším typem jsou však rotační sekačky, kdy je řez realizován bez opory pouze dynamickým účinkem velmi rychle rotujícího nože. Vysoká řezná rychlost je klíčová pro správný a kvalitní řez, který co nejméně poškodí travinu. Udává se, že by rychlost nože v místě ostří neměla být menší než 30 m/s [1], ideálně by se měla pohybovat v rozsahu od 50 m/s do 90 m/s [8]. Jednu z velkých skupin rotačních sekaček tvoří sekačky označovány jako bubnové. Ty jsou určeny, podobně jako lištové sekačky, především pro sečení extenzivních ploch s přerostlou travou nebo k sečení luk. Žací ústrojí (viz obr. 3) tvoří rotující buben nebo

disk, na jehož obvodu jsou připevněny krátké flexibilní nože, případně i struna. Posečený porost zůstává vcelku a je vhodné jej dále sesbírat a zpracovat [1].



Obr. 3 Bubnová sekačka [13] a detailním zobrazení bubnu s noži [14]

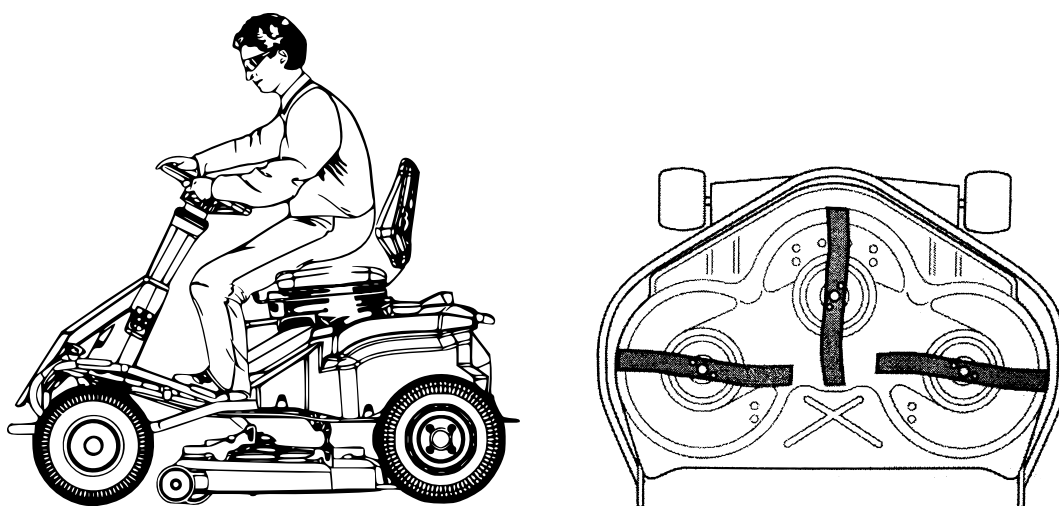
Rozsáhlejší skupinu rotačních sekaček tvoří tzv. multifunkční sekačky, které se nejčastěji vyskytují na běžných zahradách rodinných domů, chalup a své místo zaujímají i v údržbě veřejné zeleně [1]. Tyto sekačky nejenže sečou trávu, ale také mulčují. Toho je docíleno rozmělněním stébel traviny svisle rotujícím nožem, kdy jsou stébla několikrát rozseknuta [15]. Nůž je pro lepší řez také aerodynamicky tvarován, aby působil sacím účinkem, který zdvihá polehaná stébla trávy, čímž se zaručí také podstatně lepší vzhled posečených ploch (viz obr. 4). Zároveň je tak umožněn sběr do koše. Záběr žacího nože bývá v rozmezí od přibližně 30 cm do 55 cm [1].



Obr. 4 Rotační multifunkční sekačka s vhodně tvarovaným nožem, který vytváří podtlak zvedající stébla travin pro kvalitní stříh a výhoz do koše [1]

Menší zahradní multifunkční sekačky bývají pouze tlačené obsluhou, větší a těžší modely mívají podpurný pojezd, který zajišťuje pohyb vpřed. Jejich použití se doporučuje pro travnaté pozemky do 1 000 m² [3].

Pro větší zahrady, parky nebo hřiště se používají zahradní traktory a ridery. Tyto stroje se od běžných rotačních sekaček liší tím, že je jejich obsluha může ovládat z pozice na sedadle (viz obr. 5). Rozdíl mezi riderem a zahradním traktorem spočívá v uložení motoru, kdy u rideru je motor uložen pod sedadlem a u zahradního traktoru pod kapotou vpředu [16]. Tyto stroje obvykle disponují širokým pracovním záběrem, což usnadňuje a zrychluje sekání rozsáhlých ploch. Pracovní záběr se pohybuje v rozsahu od cca 55 cm do 130 cm, čehož je docíleno použitím několika nožových rotorů [3]. Posečenou travinu téměř vždy mulčují anebo také sbírají do zásobníku. Ridery se doporučují pro použití na pozemcích s travním porostem o rozloze větší než 1 000 m², avšak často bývají omezeny maximálním sklonem svahu [1]. Hmotnost nejmenších riderů a zahradních sekaček přesahuje 100 kg, proto se u většiny modelů nedoporučuje řídit stroj ve svazích nad 20°, z důvodu nebezpečí převrácení stroje a zranění obsluhy [1]. Bezpečnost těchto sekaček je upravena platnou normou ČSN EN ISO 5395-3, která však nepožaduje žádnou ochranu proti převrácení u strojů s hmotností do 400 kg [17]. Pojezd bývá obvykle řešen hydrostatickým systémem pohonu, který umožňuje plynulé rozjezdy a zatáčení.



Obr. 5 Sekačka typu rider [18] a detailní zobrazení žacího ústrojí se třemi noži [1]

Pro sečení porostů ve svahu se využívají strunové sekačky, vyžinače a křovinořezy. Je to mnohdy jediná varianta, jak udržovat porosty ve špatně přístupných oblastech se svažitém terénem. Strunové sekačky a vyžinače využívají rotující nylonovou strunu k odstranění stébel trávy. Struna se odmotává a doplňuje z cívky, což umožňuje sečení i ploch, kde by se ocelový nůž běžně poničil, například kolem plotů [1]. Křovinořezy disponují většími výkony a bývají vybaveny ocelovým nožem pro sečení dlouho neudržovaných extenzivních ploch zarostlých houštím [19]. Používání těchto strojů se však pojí s fyzickou zdatností obsluhy a hrozí mnoho nebezpečí spojených především s pády v nerovném terénu a odletujícími kameny od struny [1].

1.3 ROBOTICKÉ SEKAČKY

Robotické sekačky představují moderní řešení sečení intenzivně udržovaných ploch, kdy je prioritou vzhled trávníku. Sekačky fungují autonomně bez obsluhy, a to díky množství senzorů, kterými jsou vybaveny. Levnější modely využívají pro vytyčení své pracovní oblasti detekci vodícího obvodového drátu, který musí být natažen kolem sečeného pozemku [4]. Dražší

modely používají GPS s referenční korekční stanicí pro zpřesnění polohy na jednotky centimetrů [20].

Sečení trávy je obvykle realizováno rotujícím bubnem s výměnnými břity rozmístěnými po obvodu, které jsou však choulostivé na případné překážky v trávníku, kamení nebo krtince [21]. Robotické sekačky sečou svoji vytyčenou plochu několikrát týdně nebo i jednou denně, přičemž pracují zcela nezávisle bez lidského zásahu [22]. Nabíjení je realizováno v dokovací stanici, do které sekačka sama dle potřeby zajíždí. Posečená tráva se u robotických sekaček nesbírá, ale mulčuje – drobné kousky trávy rychle zetlejí a poskytují přísun živin trávníku [23].



Obr. 6 Robotická sekačka Segway Navimow i105E [24]

Robotické sekačky se prodávají v široké škále cenového spektra pro různé aplikace. Nejdražší modely zvládnou sekat golfová hřiště nebo parky do rozlohy až 50 000 m², avšak jejich cena se blíží 850 000 Kč [25]. Naopak za nejlevnější modely si prodejci účtují do 10 000 Kč, nicméně jsou určeny pro pozemky do 500 m² a vyžadují položení vodícího obvodového drátu [26].

Dle e-shopu Alza.cz je nejprodávanějším modelem robotických sekaček Segway Navimow i105E, který je určen pro pozemky do 500 m² a stojí 25 990 Kč [24] (viz obr. 6). Většina modelů je vhodná na pozemky bez příkrých svahů, protože svahová dostupnost běžně činí 10° – 17°, v menší míře existují modely navržené i pro sečení příkrých svahů až do 35° [27].

2 PROBLEMATIKA DÁLKOVĚ OVLÁDANÝCH SEKAČEK

Dálkově ovládané sekačky na trávu představují moderní nástroj pro údržbu travnatých ploch, který poskytuje oproti tradičním strojům řadu praktických výhod díky integraci pokročilých technických řešení [28]. Zejména se osvědčují tam, kde je tradiční sečení obtížné či riskantní, např. na strmých svazích, v blízkosti vodních ploch nebo dopravních komunikacích [29].

2.1 KONSTRUKCE

Ve srovnání s běžnými sekačkami mají dálkově ovládané sekačky zásadně odlišnou konstrukci, která je přizpůsobena ovládání na dálku. Tradiční manuálně ovládané sekačky jsou navrženy s ohledem na obsluhu, což vyžaduje prostor pro ovládací páky, řídítka nebo sedadlo. To vede k vyššímu těžišti, které způsobuje horší stabilitu na strmých svazích. Naproti tomu dálkově ovládané sekačky mají kompaktnější a nízkoprofilovou konstrukci, která snižuje riziko převrácení v náročném terénu a zvyšuje svahovou dostupnost [6]. Konstrukčně se tyto stroje skládají z několika klíčových částí – pohonné jednotky, podvozku, sekacího mechanismu a ovládacího systému.

2.1.1 POHONNÁ JEDNOTKA

Dálkově ovládané sekačky jsou nejčastěji poháněny spalovacími zážehovými motory, jejichž parametry se odvíjí od šířky záběru žacího ústrojí, velikosti a hmotnosti stroje. Výkon těchto motorů se pohybuje od přibližně 5 kW u nejmenších modelů s jednoválcovými motory o zdvihovém objemu 200 cm³ [30]. Naproti tomu u největších sekaček motor poskytuje až 28 kW pomocí dvouválcového motoru se zdvihovým objemem 998 cm³ [31]. Točivý moment je obvykle přenášén z motoru na žací ústrojí prostřednictvím mechanické spojky. Pohon kol nebo pásů je řešen různými konstrukčními způsoby. Například v některých modelech je motor spojen s hydrostatickým systémem pojezdu, u jiných modelů motor pohání generátor, jenž dodává elektrickou energii pro elektromotory, které následně zajišťují pohon kol či pásů [32].

Méně často se vyskytují sekačky poháněné elektromotory pouze s trakčními akumulátory. I zde se však vyskytují rozdílná konstrukční řešení. Zpravidla však jeden elektromotor pohání žací ústrojí, zatímco další elektromotor zajišťuje pohon kol nebo pásů. Někdy je však elektromotorů více, například jeden pro každé kolo. Výkon elektromotoru pohánějícího žací ústrojí se výrazně liší, a to především v závislosti na záběru žacího ústrojí a určení pro různé typy porostů. Výkon se pohybuje od přibližně 800 W u dálkově ovládaných sekaček se záběrem 53 cm, které jsou určeny převážně pro zahrady [33]. U větších profesionálních modelů výkon elektromotoru dosahuje až 2 800 W a šířka záběru je 61 cm [34].

Pro pohon kol nejmenších a nejlehčích modelů s hmotností 46 kg se používají elektromotory s celkovým výkonem 500 W [33]. U větších, profesionálních modelů s hmotností 182 kg elektromotor disponuje výkonem 1 500 W, což zajišťuje také velmi dobrou svahovou dostupnost [34].

Napájení zajišťují různé typy akumulátorů. Nejrozšířenější jsou Li-ion a LifePO4 akumulátory, které mají velmi dobrý poměr hmotnosti a množství uskladněné energie. V menší míře se také používají trakční olověné akumulátory, kterými jsou vybaveny nejlevnější modely [30].

2.1.2 PODVOZEK

Podvozek dálkově ovládané sekačky je navržen tak, aby zvládal různé terénní podmínky. Existují dva hlavní typy podvozkových konfigurací – kolový a pásový. Kolový podvozek je běžnější u lehčích modelů určených pro méně náročné terény. Stroj pak zatáčí smykem, kdy se kola na jedné straně točí opačně než kola na straně druhé. Další variantou je umístění volně otočných předních kol a změna otáček levého a pravého zadního kola, čímž se docílí zatáčení. Nejvíce sofistikovaným řešením je řízení všech čtyř kol, čehož je docíleno servomotory [35].

Větší modely jsou obvykle vybaveny pásovým podvozkem, který je vhodnější pro extrémní svahy a podmáčené terény, kde nabízí lepší trakci a ovladatelnost [31]. Pásový podvozek se skládá z pohonných kol, napínacích kladek a pásu, který rozkládá hmotnost stroje na větší plochu, čímž snižuje tlak na podklad [36].

2.1.3 ŽACÍ ÚSTROJÍ

Žací ústrojí dálkově ovládaných sekaček využívá především rotační nože, podobně jako klasické zahradní sekačky na trávu nebo rideru. Provedení bývá buďto s jedním nebo více rotory. V případě jednorotorového provedení je žací nůž upevněn středovým šroubem k náboji, který je buď přímo spojen s hřídelí motoru nebo může být k hřídeli připojen prostřednictvím elektromagnetické spojky [37]. U vícerotorové provedení jsou náboje nožů spojeny plochým nebo klínovým řemenem, avšak kvůli skluzu řemene se nesmí překrývat obrysy kružnic opisované žacími noži. Zakrytování žacího ústrojí přesahuje dráhy nožů a je doplněno bezpečnostními prvky, jako jsou kovové řetízkové závěsy a gumové clony, které zabraňují vymrštění částic [35].

Konstrukce nožů bývá odlišná podle zamýšleného způsobu použití. Některé modely mají speciálně tvarovanou geometrii nože pro lepší mulčování, zatímco jiné jsou určeny pro sekání přerostlé trávy a křovin. Materiálem používaným na nože jsou slitiny s vysokou pevností, pružností a oteruvzdorností, jako je například slitina HARDOX® 450 [38].

2.1.4 DÁLKOVÉ OVLÁDÁNÍ

Pomocí dálkového ovládání se ovládají obvykle veškeré funkce sekačky, jako je její zapnutí a vypnutí nebo změna směru a rychlosti pojezdu. Typický dosah ovládání bývá více než 100 metrů, což často přesahuje vzdálenost, kterou je operátor schopen efektivně sledovat, aby měl dobrý přehled o jízdě [35]. Některé modely však nabízí i přenos obrazu z kamery, což operátorovi umožňuje lepší orientaci v terénu i při větší vzdálenosti [36]. Přenos signálu bývá obvykle realizován na frekvenci 434 MHz [39] nebo 2,4 GHz [33].

2.2 PŘÍKLADY DOSTUPNÝCH MODELŮ NA TRHU

Modely dálkově ovládaných sekaček na trhu se značně liší ve většině svých klíčových parametrů. Šířka záběru u nejmenších modelů začíná na 53 cm [40], zatímco u největších dosahuje až 150 cm [31]. Hmotnosti sekaček se pohybují od cca 50 kg u nejlehčích modelů [30] až po téměř 850 kg u největších strojů [31]. Cenové rozpětí je rovněž široké, nejlevnější modely lze pořídit za přibližně 50 000 Kč [30], zatímco nejdražší dosahují ceny přesahující 1 500 000 Kč [31]. Tyto parametry budou rozebrány u vybraných konkrétních modelů níže.

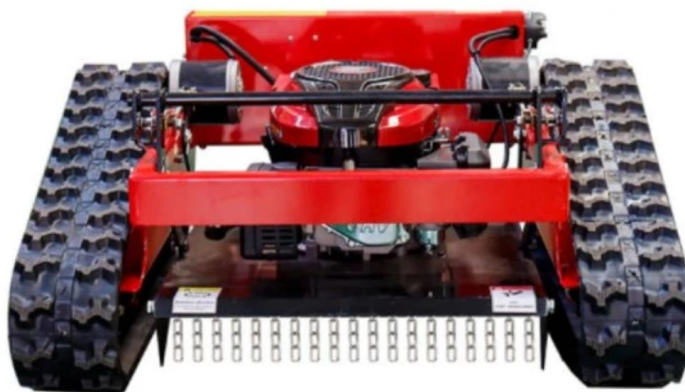
L50

Nejmenší a nejlevnější dálkově ovládanou sekačkou na trhu je v Česku prodáváný stroj s názvem L50 (viz obr. 7) [30]. Nutno však podotknout, že na internetových tržištích v zahraničí, především v Asii, se prodává také pod mnoha různými názvy v mnoha obdobných specifikacích, kdy se ceny pohybují i kolem 20 000 Kč (bez DPH, cla a ostatních poplatků spojených s importem zboží do ČR) [41]. Přehled nejdůležitějších parametrů sekačky L50 je shrnut v tabulce 1.

Tab. 1 Přehled parametrů sekačky L50 [30]

Cena	50 699 Kč s DPH	Svahová dostupnost	40°
Šířka záběru žacího ústrojí	55 cm	Výkon zážehového motoru	5,6 kW
Hmotnost	130 kg	Výkon elektromotorů pojezdu	2 x 300 W
Rozsah výšky sečení	5 cm - 15 cm		

Model L50 používá spalovací motor o výkonu 5,6 kW pro pohon žacího ústrojí a 2 elektromotory, každý o výkonu 300 W, pro pohon pojezdu [30]. Hřídel spalovacího motoru je spojena s generátorem, který zajišťuje dobíjení 12 V olověného akumulátoru s kapacitou 12 Ah [42]. Každý z elektromotorů je připojen k pásům a ovládán dálkovým ovladačem individuálně, čímž je umožněno zatáčení smykem. Pomocí dálkového ovladače se nastavuje také výška sečení [30].



Obr. 7 Sekačka L50 [30]

MOWRATOR S1 2WD

Firma Reemo Innovation Co., Ltd., založená v roce 2022, se zaměřuje na vývoj outdoorových robotů a nabízí řadu dálkově ovládaných sekaček Mowrator. Nejlevnější a nejmenší model z nabídky, Mowrator S1 2WD (viz obr. 8), je dálkově ovládaná elektrická sekačka poháněná akumulátory. Z celkových 4 kol jsou poháněna pouze zadní kola, v nichž jsou umístěny elektromotory. Díky tomuto konstrukčnímu řešení má stroj velmi dobrou manévrovatelnost a ovladatelnost, avšak je určen pouze do lehčího terénu [40]. Žací ústrojí používá samostatný 800 W elektromotor [33]. Klíčové parametry této sekačky jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2 Přehled parametrů sekačky Mowrator S1 2WD [33]

Cena	3 649 € s DPH (cca 90 000 Kč)	Svahová dostupnost	24°
Šířka záběru žacího ústrojí	53 cm	Výkon elektromotoru žacího ústrojí	800 W
Hmotnost	45 kg bez baterie	Výkon elektromotorů pojezdu	2 x 250 W
Rozsah výšky sečení	4,5 cm - 11,7 cm		

Sekačka umožňuje manuální nastavení výšky sečení a sběr posekané trávy do koše, který lze pomocí dálkového ovladače vysypat. Pomocí něj lze také zapnout režim, který asistuje při jízdě vpřed, aby byly řádky posečené trávy rovnoběžné. Stroj je vybaven bezpečnostními prvky, jako je sensor nárazu v předním nárazníku, ultrazvukové sensory, nebo nouzové tlačítko, které vypne stroj. Na jedno nabití uživatelsky vyměnitelné baterie je sekačka dle specifikací výrobce schopna posekat až 4 000 m². Akumulátor používá LifePO4 technologii a disponuje kapacitou 18 Ah při jmenovitém napětí 56 V [40].



Obr. 8 Sekačka Mowrator S1 2WD [40]

SPIDER ILD02

Dálkově ovládané sekačky SPIDER vyrábí česká firma DVOŘÁK – svahové sekačky s.r.o. První produkt byl představen v roce 2003 [43], kdy nebyl na trhu žádný obdobný produkt a v současné době je v nabídce již 9 modelů pro různé aplikace [35]. Firma používá patentovaný způsob pojezdu, jenž umožňuje pohyb do všech směrů díky čtyřem plně otočným hnaným kolům, což zajišťuje vysokou manévrovatelnost a efektivitu sečení [43].

Nejprodávanejším modelem je Spider ILD02 (viz obr. 9), který je navržen pro údržbu extrémních svahů, nepřístupných a nebezpečných terénů, ale i jemných parkových trávníků. Přehled parametrů tohoto stroje je uveden v *tabulce 3*.

Tab. 3 Přehled parametrů sekačky SPIDER ILD02 [35]

Cena	917 000 Kč s DPH	Rozsah výšky sečení	7 cm - 14 cm
Šířka záběru žacího ústrojí	123 cm	Svahová dostupnost	55° (od 41° pouze s navijákem)
Hmotnost	387 kg	Výkon zážehového motoru	15,4 kW

Sekačka je vybavena čtyřmi rotačními noži z materiálu HARDOX®, které si poradí i s trávou vysokou až 1,5 metru a s kosením hrubého náletového porostu, přičemž s pracovním výkonem až 7 000 m²/hod dokáže nahradit až 15 křovinořezů nebo jeden traktor s žacím ramenem [35]. Navíc je schopna bezpečně pracovat na svazích s náklonem až 55° díky stabilizačnímu navijáku [44].



Obr. 9 Sekačka SPIDER ILD02 [44]

SPIDER eCROSS LINER

Novinkou v nabídce sekaček firmy DVOŘÁK – svahové sekačky s.r.o. je také elektrický model SPIDER eCROSS LINER poháněný akumulátorem (viz obr. 10). Díky tomu je provoz bezemisní a tichý, což z něj činí vhodné řešení pro údržbu oblastí jako jsou městské parky, dětská hřiště a residenční oblasti. Parametry této sekačky jsou uvedeny v *tabulce 4*.

Tab. 4 Přehled parametrů sekačky SPIDER eCROSS X LINER [34]

Cena	592 000 Kč s DPH	Svahová dostupnost	60° (od 35° jen s navijákem)
Šířka záběru žacího ústrojí	61 cm	Výkon elektromotoru žacího ústrojí	2 800 W
Hmotnost	182 kg	Výkon elektromotoru pojezdu	1 500 W
Rozsah výšky sečení	4 cm - 10 cm		

Hodinová produktivita je plně srovnatelná s produktivitou stroje se spalovacím motorem, navíc benefitem elektrického pohonu je i hbitější manévrování a reakce na příkazy operátora. Energie je uložena v lithium-ion akumulátoru o jmenovitém napětí 50,4 V, který poskytuje dostatek kapacity pro 5–8 hodin nepřetržité práce na jedno nabití [34].



Obr. 10 Sekačka SPIDER eCROSS LINER [34]

RC MOWERS R-60

Firma RC Mowers, založená v roce 2018 [45], vyvíjí a vyrábí dálkově ovládané a robotické sekačky. Nabízí jedny z největších a nejdražších modelů na trhu. Jejich hlavním představitelem sekaček na dálkové ovládání je model R-60 (viz obr. 11) určený do velmi náročných podmínek, kde pohyb zajišťují pásy. Díky nim se stroje dokáže pohybovat i v bahnitěm a podmáčeném terénu [46]. Parametry stroje jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5 Přehled parametrů sekačky RC Mowers R-60 [46]

Cena	66 950 \$ (cca 1 600 000 Kč)	Rozsah výšky sečení	5 cm - 16,5 cm
Šířka záběru žacího ústrojí	152 cm	Svahová dostupnost	50°
Hmotnost	839 kg	Výkon zážehového motoru	27,6 kW

Sekačka dle výrobce nahradí až 6 pracovníků a zvládne oproti nim úkoly za poloviční čas [47]. Toho je docíleno zážehovým motorem o výkonu 27,6 kW spojeným s žací ústrojím, které zvládne posekat i velmi zarostlé plochy s dřevinami až do průměru 38 mm [46]. Sekačka disponuje integrovanou kamerou s přenosem obrazu na ovladač operátorovi. Ten má proto lepší přehled o pohybu stroje a může jej ovládat bezpečněji [36].



Obr. 11 Sekačka RC Mowers R-60 [31]

2.3 VÝHODY DÁLKOVĚ OVLÁDANÝCH SEKAČEK

Jednou z hlavních výhod dálkově ovládaných sekaček je jejich vyšší bezpečnost oproti klasickým sekačkám, neboť práce s travní sekačkou je spojena s řadou rizik, která mohou vést k vážným zraněním. Ať už se jedná o strunové sekačky, motorové kosačky, rotační sekačky tlačené nebo s pojezdem, zahradní traktory či ridery, všechny tyto stroje způsobí každým rokem velké množství zranění. Jen v USA si nehody se sekačkami vyžádají v průběhu roku kolem 85 000 zraněných osob a 70 úmrtí, přičemž téměř 50 % zranění jsou tržné či řezné rány, 21,4 % představují zlomeniny a 21,5 % tvoří amputace [48]. Nejvážnější zranění jsou však způsobena právě velkými sekačkami typu rider, který obsluhuje osoba v sedící nebo stojící pozici [49]. U těchto strojů plyne nejzávažnější riziko z převrácení stroje, jak v podélném, tak příčném směru. K převrácení dochází při práci ve svažitém terénu, v blízkosti vodních ploch nebo při najetí na nerovnosti, jako jsou např. kořeny nebo obrubníky [50].

Při práci se sekačkami na trávu mohou být lidé vystaveni značnému hluku, který může vést k poškození sluchu. Sekačky se spalovacími motory obvykle vydávají hluk v rozmezí 85 až 100 decibelů (dB), což je podobně jako motorové pily [51]. Elektrické sekačky jsou o něco tišší, a to v rozmezí 56 až 80 dB [52]. Dlouhodobé vystavení hluku nad 85 dB může časem vést až k částečné ztrátě sluchu [51]. Pro zmírnění těchto rizik je nutné používat vhodnou ochranu sluchu a omezit dobu vystavení hlučným strojům. Dále se také vyskytují zdravotní problémy spojené s vibracemi, které způsobují problémy s krevním oběhem, nervovým systémem nebo svaly. Tyto problémy popisuje Raynaudův syndrom z vibrací [53].

Při provozu sekaček se spalovacím motorem může být obsluha vystavena škodlivým emisím výfukových plynů, jako jsou např. oxid uhelnatý, oxidů dusíku nebo pevné částice. Dlouhodobé vystavení těmto znečišťujícím látkám může vést k dýchacím potížím, kardiovaskulárním onemocněním a dalším zdravotním problémům [54]. Dálkově ovládané sekačky na trávu nabízejí oproti tradičním modelům výrazné bezpečnostní výhody, protože umožňují obsluhu ovládat zařízení z bezpečné vzdálenosti, čímž se snižuje přímé vystavení potenciálnímu nebezpečí v podobě výše popsaných hrozeb [7].

Dálkově ovládané sekačky se vyznačují vysokou produktivitou práce, zejména v náročném terénu, kde nelze použít sekačky s obsluhou typu rider a tráva se musí sekat manuálně pomocí strunových sekaček a křovinořezů [6]. Výrobce sekaček značky Spider například uvádí, že jejich stroje dokážou zastoupit až 15 pracovníků s křovinořezy nebo jedno žací rameno traktoru, a to mimo jiné díky inteligentním systémům pojezdu, kdy se neztrácí čas otáčením při najíždění do další řady nebo při sečení kolem překážek [55]. Firma Briggs & Stratton, LLC u svých sekaček značky Ferris udává u svých strojů výkonnost až 7 200 m² posečené plochy za hodinu [32].

Dálkově ovládané sekačky nabízejí výrazné výhody při udržování těžko přístupných oblastí. Jejich konstrukce s nízko položeným těžištěm a dobrou trakcí umožňuje obsluhu bezpečně a efektivně udržovat plochy, které jsou pro tradiční sekačky výzvou, jako jsou strmé svahy, náspy a oblasti s hustou vegetací [6]. Svahová dostupnost činí u některých modelů až 60° [55]. Další výhodou je také dostupnost na místa, kam by se tradiční sekačka nemohla dostat kvůli svým rozměrům a nutnosti fyzické přítomnosti operátora. Takovými místy jsou například travnaté plochy v solárních elektrárnách pod fotovoltaickými panely [6]. Dále jsou dálkově ovládané sekačky vybaveny asistenčními systémy, které umožňují přesnou kontrolu nad procesem sečení. Za pomoci sensorů udržuje sekačka přímou trajektorii a také pomáhá udržovat rovnoběžně sečené řádky, což zajišťuje rovnoměrný a profesionální vzhled sečení i v náročném terénu [56].

3 NÁVRHOVÉ KONCEPCE

Při návrhu dálkově ovládané sekačky je zásadní zohlednit podmínky a prostředí, ve kterých bude tento stroj pracovat. Na základě těchto faktorů je následně nutné zvolit optimální konstrukční koncepci, která zajistí co nejlepší výkon a efektivitu v daných podmínkách. S ohledem na analýzu uvedených výhod a nevýhod následujících koncepcí bude realizována volba vlastní konstrukce dálkově ovládané sekačky.

3.1 KONCEPCE A

První koncepcí je robustní provedení sekačky do náročného terénu pro rozsáhlé plochy. Příkladem je RC Mowers R-60, který je vybaven pásovým podvozkem, jenž hraje klíčovou roli v manévrovatelnosti a terénní dostupnosti dálkově ovládané sekačky (viz obr. 12). Pásový podvozek díky rovnoměrnému rozložení hmotnosti na velkou plochu pásu umožňuje pohyb i po bahnitých a podmáčených plochách [36]. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší energetická náročnost a smykové zatažení, které může poškozovat travnatý povrch. Dalším omezením je užší záběr žacího ústrojí oproti šířce stroje, což znemožňuje sečení těsně u okrajů pozemků, plotů, zdí, stromů a dalších překážek. U této návrhové koncepce použitý spalovací motor umožňuje poskytovat vysoký výkon a téměř neomezenou pracovní dobu stroje, což je ideální pro náročné profesionální aplikace.



Obr. 12 Koncepce A zastoupená modelem RC Mowers R-60 [31]

3.2 KONCEPCE B

Druhou koncepcí je řešení sekačky určené především pro sečení příkrých svahů a komunální použití. Příkladem je model Spider ILD02, jenž je vybaven pohonem všech kol, která jsou zároveň všechna směrově řízena (viz obr. 13). Toto řešení poskytuje velmi dobrou ovladatelnost a šetrnost k travnímu porostu. Limitem kolového podvozku oproti pásovému je však nižší trakce na mokřím porostu. Pohon je zajištěn spalovacím motorem, což může představovat omezení při sečení v blízkosti osob, například v parcích nebo na zahradách, kde může být hluk a produkce emisí nežádoucí.



Obr. 13 Koncepte B zastoupená modelem Spider ILD02 [35]

3.3 KONCEPCE C

Třetí koncepcí je provedení sekačky pro domácí použití, jako je například model Mowrator S1 2WD (viz obr. 14). Použitý kolový podvozek s volně otočnými předními koly umožňuje snadné zatáčení a možnost otáčení téměř na místě bez poškození travního porostu. Toto řešení není však vhodné do náročnějšího terénu, kde je řízení stroje omezeno trakcí hnaných kol [57]. Žací ústrojí a pojezd je řešen elektromotory, které nabízejí tichý a bezemisní provoz. Hlavním omezením je kapacita baterie, která limituje dobu provozu, a vyšší pořizovací cena způsobená náklady na akumulátor. Na druhou stranu tento stroj disponuje poměrně jednoduchou konstrukcí bez převodovky, elektromagnetických spojek a hydraulických systémů, což snižuje nároky a náklady na údržbu [58]. Mezi výhody patří i nižší provozní náklady, neboť dobíjení akumulátorů ze sítě může být ekonomicky výhodnější než provoz běžné zahradní sekačky se spalovacím motorem.



Obr. 14 Koncepte C zastoupená modelem Mowrator S1 2WD [40]

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Zvolený návrh konstrukčního řešení měl za cíl vytvořit dálkově ovládanou sekačku, která je určena primárně pro odlišnou oblast použití než ostatní modely dostupné na trhu. Konstrukční řešení vychází z koncepce C, přičemž je zaměřeno na sekačku vhodnou především pro menší až střední zahrady se členitým, kopcovitým terénem s mnoha překážkami, které tvoří stromy, keře nebo zídky. Kritériem tedy byla dobrá manévrovatelnost, šetrnost pojezdu k travnatému povrchu a bezemisní provoz s nízkou úrovní hluku. Během celého vývojového procesu byl klíčovým omezením při tvorbě návrhu požadavek na udržení nízkých nákladů vzhledem k možné výrobě funkčního prototypu.

Navrhovaná dálkově ovládaná sekačka je poháněná čistě elektricky pomocí trakčních akumulátorů, přesto však zůstává poměrně lehká a její celková provozní hmotnost dosahuje 45 kg. Celková délka je 1 110 mm a šířka dosahuje 480 mm, což umožňuje snadný převoz sekačky a dostupnost i do menších prostor. Pohon je realizován dvojicí samostatně říditelných elektromotorů, které zajišťují pohon kol zadní nápravy. Přední kola jsou říditelná pomocí servomotoru.

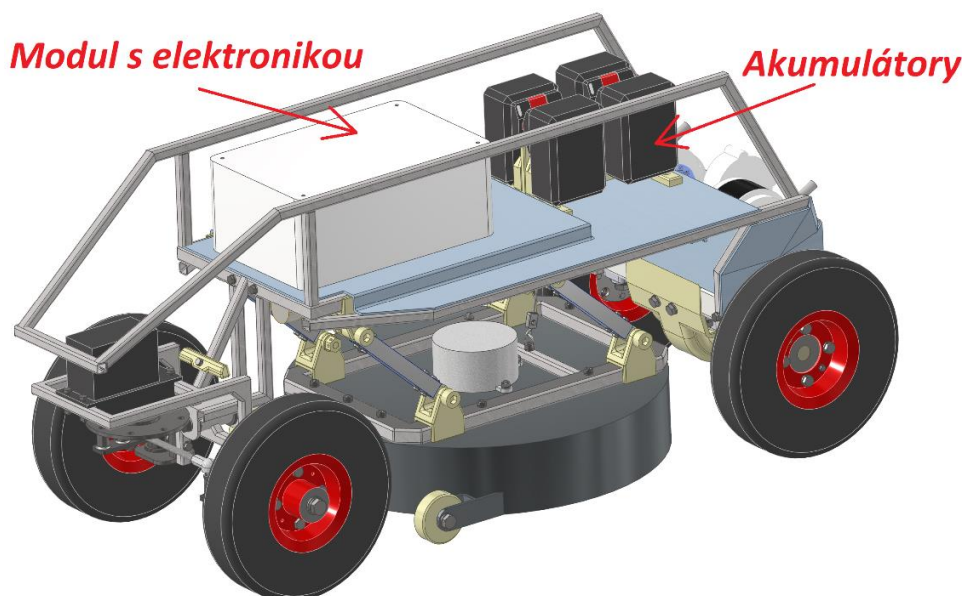
Většina součástí je důkladně zakrytována z důvodu ochrany před velmi prašným prostředím, které lze při sečení trávy očekávat. Pro zajištění bezpečného provozu je sekačka osazena také pracovními a výstražnými světly. Na *obrázku 15* je sekačka zobrazena se všemi svými součástmi a logem reprezentujícím pracovní název „Mowtruck“.



Obr. 15 Dálkově ovládaná sekačka

Hlavní součástí zakrytování je karoserie, která je tvořena svařovanými panely o tloušťce 3 mm z pružného polypropylenu. Ten zajišťuje dobrou odolnost proti nárazům a nekoroduje při poškrábání, které lze při provozu sekačky očekávat. Karoserie je i bez použití nářadí

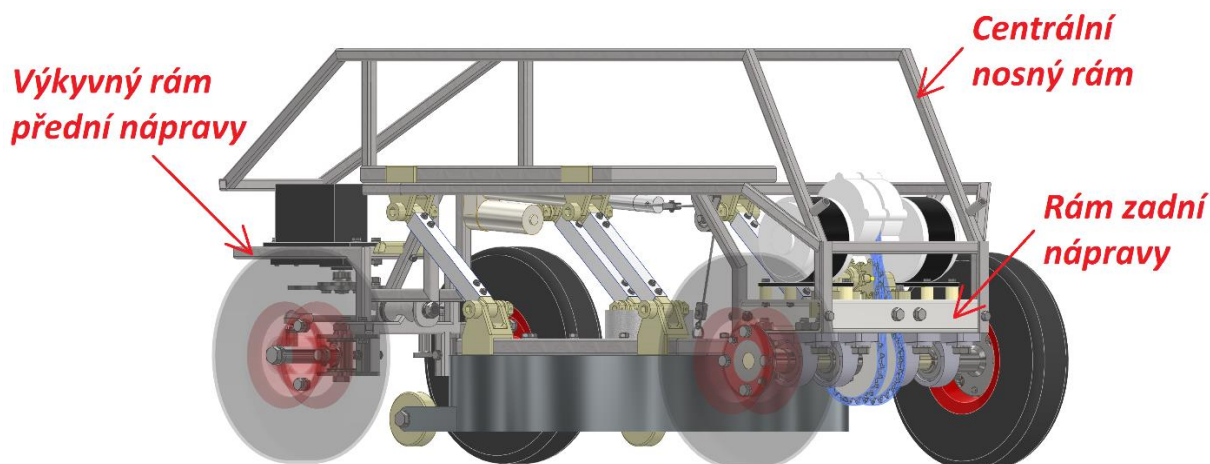
odklopitelná pro snadný přístup obsluhy k akumulátorům a modulu s elektronikou, které jsou instalovány v horní části rámu sekačky (viz obr. 16).



Obr. 16 Sekačka s demontovanou karoserií

4.1 MECHANICKÁ KONSTRUKCE SEKAČKY

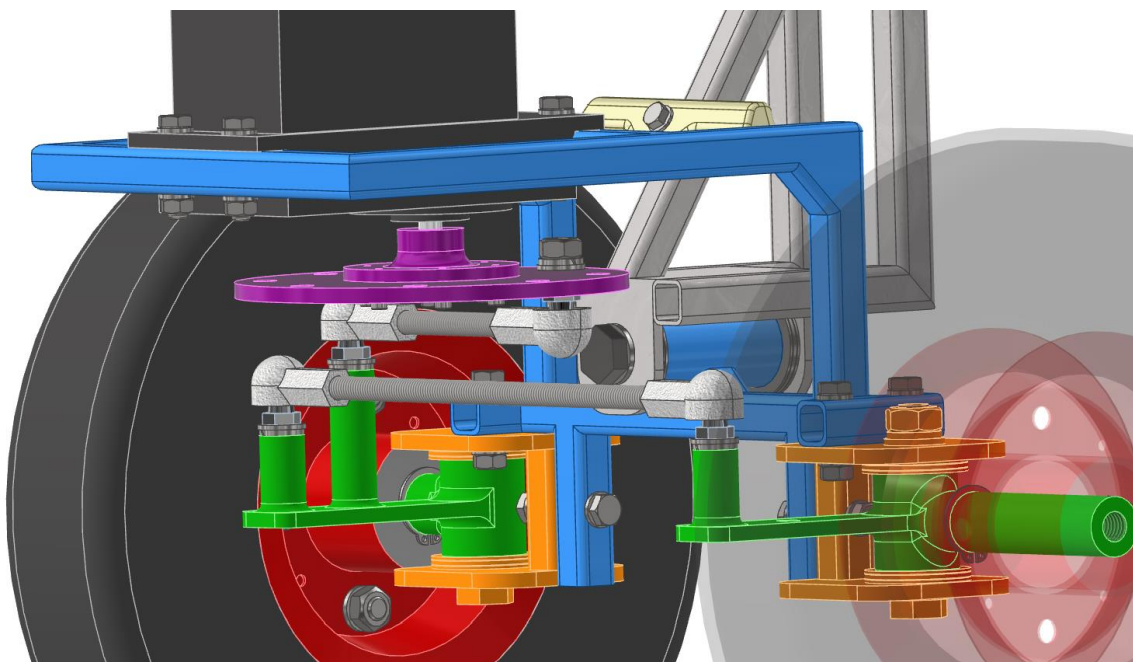
Hlavním konstrukčním prvkem je svařovaný centrální nosný rám tvořený převážně uzavřenými čtvercovými profily o rozměru 15 x 15 x 1,5 mm dle ČSN 42 6935, k němuž jsou připojeny ostatní komponenty (viz obr. 17). K jeho zadní části je pomocí čtyř šroubů M6 – 8.8 dle DIN 933 připojen rám zadní nápravy vyrobený z profilu 140 x 40 x 3 mm dle ČSN 42 6935. V jeho přední části je připojen přes výkyvný čep svařovaný rám přední nápravy zhotovený primárně z čtvercových profilů o rozměru 15 x 15 x 1,5 mm dle ČSN 42 6935.



Obr. 17 Sekačka s demontovaným veškerým krytváním

Detail přední nápravy je zobrazen na *obrázku 18* s barevně odlišenými komponenty. Výkyvný čep zajišťuje neustálý kontakt všech kol s vozovkou, což je umožněno naklopením přední

nápravy až o 20° , přičemž maximální úhel je omezen 3D tištěným dorazem z materiálu PETG. K rámu přední nápravy jsou třemi šrouby M6 – 8.8 dle DIN 933 uchyceny svislé čepy, kolem kterých se natáčí těhlice. Čepy jsou vyrobeny z oceli S235JR dle ČSN EN 10025, pro přenos axiálních sil je využito axiální jehlové ložisko AXK 1104 s ložiskovým kroužkem AS 1104. Řízení je realizováno servomotorem uchyceným ve vrchní části rámu. Servomotor je dodáván i s kruhovým unašečem, k němuž je připojena tyč řízení, která zatáčí s pravou těhlicí. Synchronizovaného zatáčení obou kol je docíleno spojovací tyčí, která spojuje pravou a levou těhlici. Obě tyče jsou na svých koncích opatřeny kulovými čepy, které díky své možnosti rotace ve více osách zaručují plynulý chod řízení jak při nižších nárocích na výrobní tolerance ostatních komponent, tak při případné elastické deformaci při propružení rámu v terénu. Tyč řízení je spolu se spojovací tyčí vyrobena ze závitové tyče M8 – 8.8 podle DIN 975, což umožňuje přesně nastavovat sbíhavost kol. Výsledkem je možnost natáčení kol až o 30° .

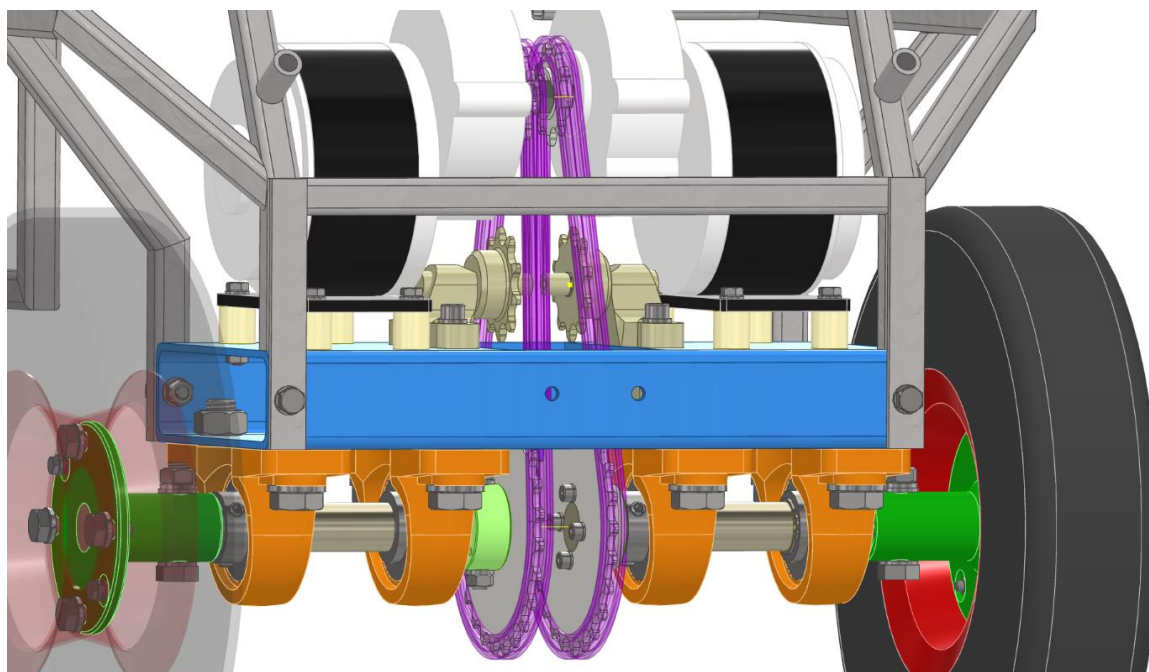


Obr. 18 Přední náprava se zvýrazněnými komponenty, rám přední nápravy (modrá), svislé čepy (oranžová), těhlice (zelená), unašeč servomotoru (fialová)

Pohled na zadní nápravu je zobrazen v detailu na *obrázku 19* s barevně odlišenými komponenty. K rámu zadní nápravy jsou připevněny ložiskové domky UCP 204 s naklápěcím jednořadým kuličkovým ložiskem, skrz které prochází hnací hřídel. Poloha hřídele je axiálně zajištěna pojistnými kroužky DIN 471 kolem vnějšího ložiska. Hřídel o průměru 20 mm je na jednom konci osazena nábojem řetězového kola a na druhém konci nábojem pro kolo s pneumatikou. Náboje jsou zajištěny radiální kolíkem o průměru 8 mm, přes který se zároveň přenáší točivý moment. Hřídel a náboje jsou vyrobeny z oceli S235JR dle ČSN EN 10025, radiální kolíky jsou z oceli pevnostní třídy 8.8.

Dále jsou k rámu zadní nápravy připevněny trakční elektromotory uchycené přes 3D tištěné distanční podložky z materiálu ASA. Výstupní hřídel motorů je od výrobce osazena řetězovými koly řady 081-1 s devíti zuby, určenými pro jednořadý řetěz s vnitřní šířkou článků 3,3 mm a s roztečí válečků 12,7 mm dle DIN 8187. V dané konfiguraci se řetěz skládá ze 44 článků a přenáší točivý moment na řetězové kolo s nábojem se 24 zuby, vyrobené z oceli C45E podle ČSN EN 10083-1. Řetězové kolo je se svým nábojem spojeno pomocí 4 šroubů M3 – 8.8 dle

DIN 912. Napnutí řetězu je zajištěno jak vhodně vysokými distančními podložkami pod motory, tak posuvným napínacím kolem. Napínací kolo s 10 zuby je spolu se svým uložením vyrobeno metodou 3D tisku z materiálu ASA a slouží k doladění napnutí řetězu při montáži a následném protažení v průběhu živostnosti řetězu. Kola s pneumatikami jsou uchycena k náboji pomocí 4 šroubů M8 – 4.8 skrze disk. Kolo o celkovém průměru 260 mm se skládá z kovového 4" disku a z duše s pláštěm rozměrové řady 3,00 x 4 [59]. Kolo je dodáváno od výrobce jako celek i s ložisky, která jsou pro použití na zadní nápravě odstraněna a disk je upraven, aby mohl být připevněn šrouby k náboji.

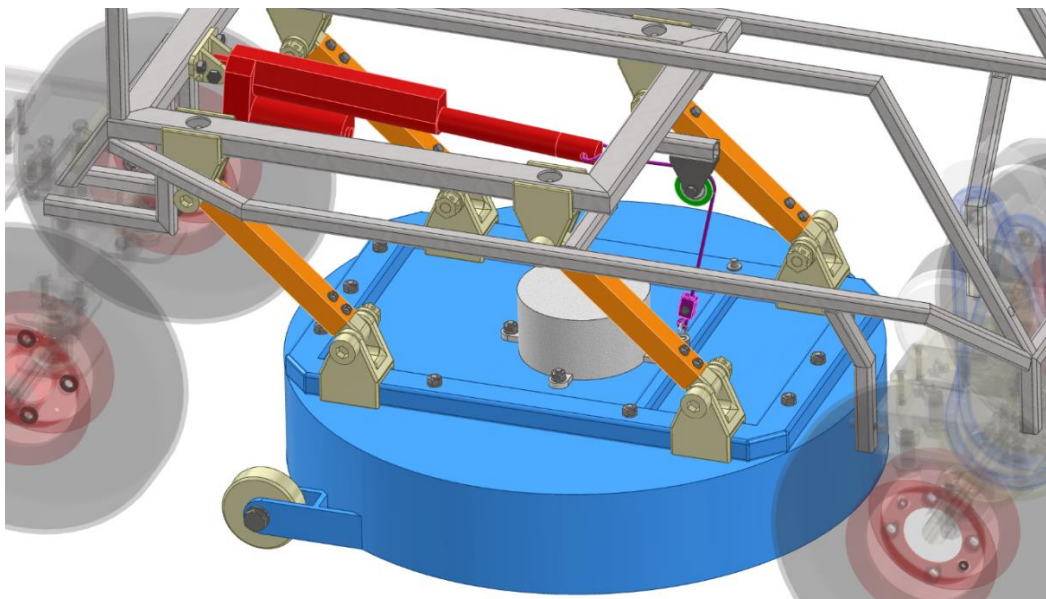


Obr. 19 Zadní náprava - rám zadní nápravy (modrá), ložiskové domky (oranžová), náboje kol (zelená), náboje řetězových kol (světle zelená), řetěz (fialová), 3D tištěné komponenty (světle žlutá)

K centrálnímu nosnému rámu je v jeho prostřední části zavěšen žací buben (viz *obr. 20*). Žací buben je uložen na zdvihacím mechanismu, což je podstatné pro nastavení výšky sečení, která se pohybuje v rozsahu od 40 mm do 140 mm. Nastavení probíhá elektronicky pomocí lineárního aktuátoru, který zdvihá žací buben tahem za nerezové lanko o průměru 1,5 mm s označením 6x7 (1+6) + WSC (1x6) dle DIN 3055. Lanko prochází přes kladku a je uchyceno za závěsné oko umístěné na žacím bubnu sekačky. Zavěšení lankem je důležité kvůli umožnění volného nadzdvíhnutí žacího bubnu při nárazu do překážky, což je klíčové pro průchodnost terénem a životnost celého žacího ústrojí. Kinematika bubnu při zdvihání je určena mechanismem, který se skládá z ramen a kloubových uložení. Tato kloubová uložení jsou kompletně vyrobená z materiálu PETG pomocí 3D tisku. Ramena jsou zhotovena z hliníkového profilu z uzavřeného obdélníkového profilu 20 x 20 x 1,5 mm dle ČSN 424401.

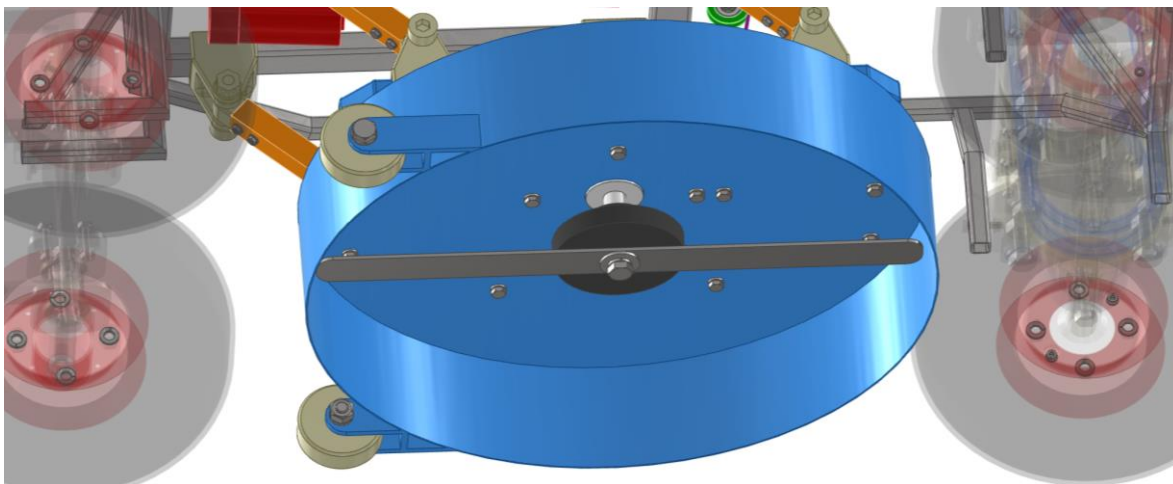
Základem žacího bubnu je ocelový plech tloušťky 1,25 mm jakosti DC01 podle ČSN EN 10131. Pro účely prototypu je tento buben vyroben metodou svařování, kdy je svislá část s vodorovnou spojena po obvodu svarem. Dále je tento buben ve své horní části spojen šrouby M6 – 8.8 dle DIN 933 s výztužným svařencem, který je vyroben primárně z uzavřeného obdélníkového profilu 30 x 20 x 1,5 mm dle ČSN 42 6935. K tomuto svařenci jsou uchycena kloubová uložení ramene zdvihacího mechanismu. V přední části bubnu jsou uchycena opěrná kola, která slouží

k nadzvednutí bubnu při najetí na větší terénní nerovnosti. Kola jsou vyrobena 3D tiskem z materiálu PETG.



Obr. 20 Žací buben se zvýrazněnými komponenty – buben (modrá), ramena zdvihačího mechanismu (oranžová), aktuátor (červená), lanko (fialová), kladka (zelená), 3D tištěné komponenty (světle žlutá)

Žací mechanismus se skládá z rotačního nože poháněného motorem (viz. obr 21). Motor je určen přímo pro použití v sekačkách, a proto je od výrobce dodáván i s unašečem nože, který je uchycen šroubem M8x1. V souladu s doporučením dodavatele motoru byl zvolen nůž o průměru 460 mm, který se dodává jako náhradní díl do sekaček Husqvarna LC247.



Obr. 21 Žací mechanismus s rotačním nožem a jeho unašečem

4.2 POHONNÉ SYSTÉMY

Hlavní část pohonné jednotky tvoří dvojice dodávaných stejnosměrných trakčních komutátorových elektromotorů o jmenovitém výkonu 250 W s nominálními otáčkami $3\,000\text{ min}^{-1}$ při maximálním napájecím napětí 36 V [60]. Součástí elektromotoru je

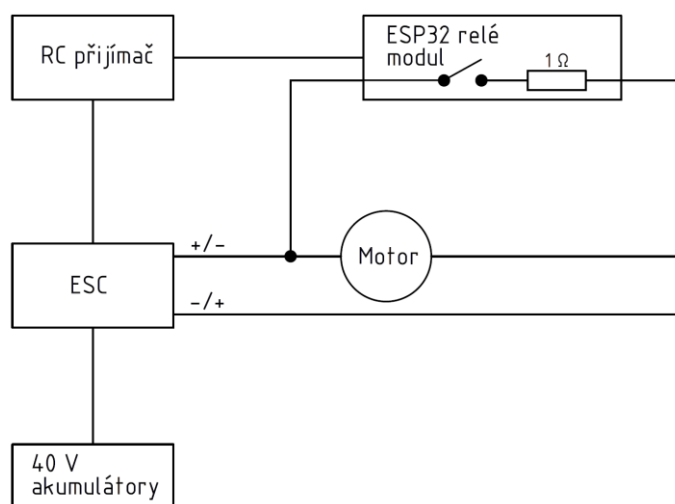
i integrovaná převodovka s převodem do pomalu 9,78 : 1 (viz obr. 22) zajišťující výstupní jmenovité otáčky 306 min^{-1} . Výsledkem je celková rychlost stroje 5,6 km/h.



Obr. 22 Trakční motor [60] s kontrolérem motoru ESC [61]

Otáčky každého motoru jsou řízeny samostatně pomocí kontroléru označovaného jako ESC (Electronic Speed Control), který je určený pro motory do 600 W a $4\,000 \text{ min}^{-1}$, přičemž umožňuje rotaci oběma směry [61]. Kontroléry jsou spolu s veškerou elektronikou umístěny ve voděodolném uzavřeném boxu dle stupně krytí IP55.

Brzdění celého stroje je realizováno také prostřednictvím motorů. ESC však takovou funkci nemá, proto bylo nezbytné navrhnout vlastní obvod pro brzdění motorů za pomoci programovatelné vývojové desky ESP32. Tato programovatelná deska při požadavku brzdění na dálkovém ovládní propojuje svorky elektromotoru pomocí výkonového rezistoru přes modul s elektromagnetickým relé, čímž dochází k přeměně generovaného elektrického proudu na teplo. Schéma zapojení trakčního motoru s brzdícím modulem je naznačeno na obrázku 23.



Obr. 23 Schéma zapojení brzdního modulu spínaného deskou ESP32

Žací motor je od výrobce přímo určen k montáži do sekaček, proto nabízí poměrně robustní konstrukci a kompaktní rozměry (viz obr. 24). Jmenovitý výkon tohoto bezkartáčového stejnosměrného motoru je 550 W při napětí 40 V a otáčkách $3\,200 \text{ min}^{-1}$ [62]. Dodáván je s otáčkovým kontrolérem ESC, který udržuje jmenovité otáčky i při proměnné zátěži.



Obr. 24 Žací motor s kontrolérem ESC [62]

O zatáčení sekačky se stará servomotor Hobby Porter Super 500, který poskytuje točivý moment $500 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ (49 Nm) a rychlost otáčení $120^\circ/\text{s}$ [63]. Nejvyšší napájecí napětí je 24 V, proto bylo nutné použít snižující měnič umístěný v modulu s elektronikou, který toto napětí zajistí.

Napájení všech komponentů je zajištěno z palubního okruhu o napětí 40 V, který je založen na modulárním počtu akumulátorů. Použity jsou Li-Ion akumulátory Parkside 8 Ah PAPS 208 A1 o napětí 20 V, které mohou být osazeny v sériovém uspořádání v počtu 2 kusů nebo sérioparalelním uspořádání v počtu 4 kusů. Kapacita je potom 320 Wh, respektive 640 Wh. Umístěny jsou v PETG 3D tištěných úchytných modulech, které umožňují jejich snadné vyjmutí za účelem externího nabíjení pomocí rychlonabíječky Parkside PDSLГ 20 B1, které trvá 2 hodiny, případně 4 hodiny při použití 4 akumulátorů. V rámci těchto úchytných modulů je umístěna elektronika, která hlídá a zobrazuje na displeji vysílačky napětí a teplotu akumulátorů pro předejití jejich poruchy.

Celá sekačka je řízena na dálku pomocí programovatelné modelářské vysílačky Flysky FS-i6X s přijímačem FS-iA10B s 10 kanály (viz obr. 25). Systém pracuje ve frekvenčním pásmu 2,4 GHz s rozlišením 4096 kroků na kanál [64]. Nastavení je provedeno tak, aby levá páka ovládala rychlost trakčních motorů a pravá páka ovládala servomotor. Spínači na horní části se přes externí relé modul ovládá spínání žacího ústrojí, výška sečení daná polohou aktuátoru a pracovní světla.



Obr. 25 Vysílačka Flysky FS-i6X s přijímačem a relé modulem [64]

4.3 PROTOTYP

V průběhu tvorby konstrukčního řešení byl vyroben funkční prototyp (viz *obr. 26*) pro ověření provozuschopnosti všech konstrukčních prvků. Některé detaily byly zjednodušeny s ohledem na snadnější výrobu, přičemž tyto úpravy nemají vliv na ověření správné činnosti návrhové koncepce. Zároveň díky realizaci prototypu byla nalezena efektivnější a konstrukčně výhodnější řešení předložená v této práci.



Obr. 26 Prototyp dálkově ovládané sekačky

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU SEKAČKY

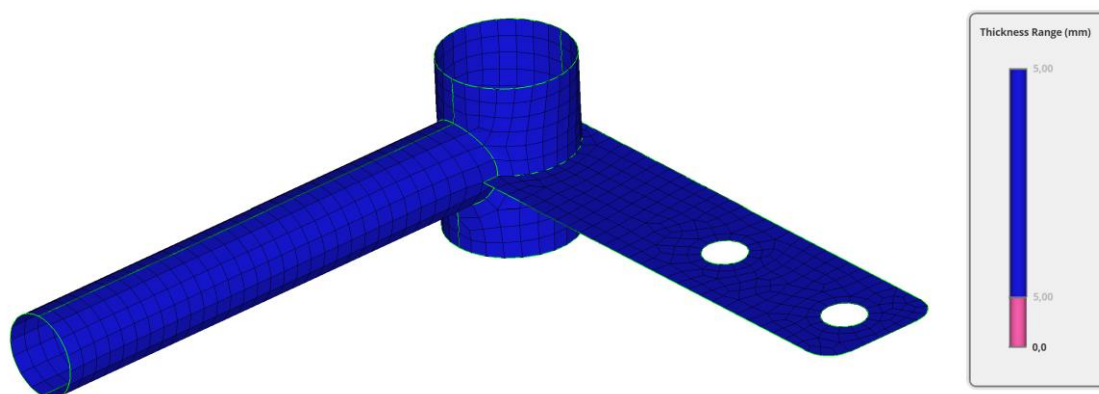
Za účelem ověření pevnosti konstrukce rámu sekačky byla využita metoda konečných prvků, realizována pomocí programu MSC Apex 2024. Rám sekačky byl testován pomocí tří různých zátěžných stavů. První stav počítá s běžným provozním zatížením, kterému je rám při běžném používání sekačky vystaven. Další dva stavy předpokládají ojedinělé nedbalostní situace, do kterých by se stroj neměl za běžného provozu dostat. Druhý stav simuluje nevhodné podmínky, kdy na sekačku působí nadměrné statické zatížení, k němuž může dojít při transportu nebo uskladnění sekačky, pokud je na ni položen těžký předmět nebo si na sekačku sedne osoba. Třetí stav předpokládá chybu operátora, která vede k čelnímu nárazu sekačky do pevného předmětu.

5.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO SIMULACI

Pro simulaci všech zatěžovacích stavů bylo nejprve nezbytné vytvořit model všech konstrukčně a pevnostně významných částí sekačky v softwaru MSC Apex a sestavit je do uceleného mechanismu. Základem byl objemový model jednotlivých komponent, který byl importován z prostředí Autodesk Inventor 2023. Tyto objemové modely byly následně mírně upraveny s cílem zjednodušit výpočty, přičemž byla odstraněna například zaoblení profilů pomocí funkce Defeature.

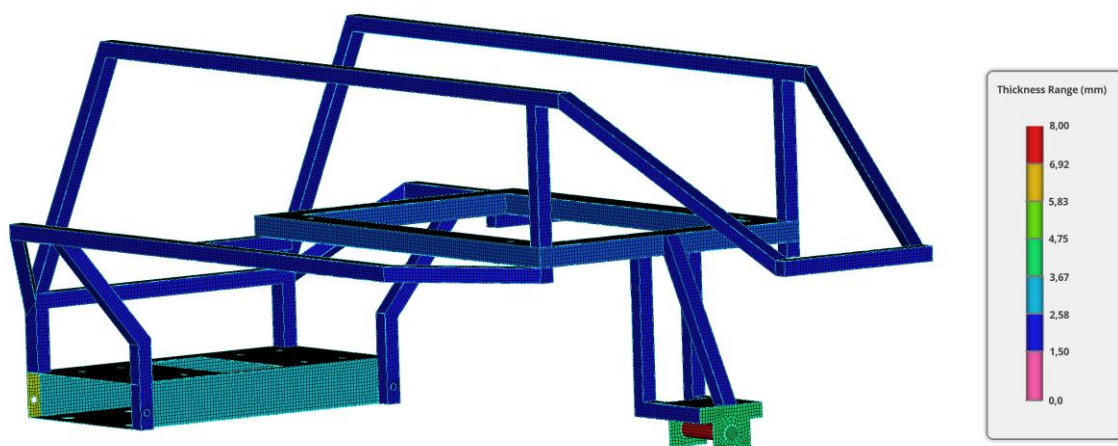
V dalším kroku byly objemové modely převedeny na střednicové plochy s využitím nástroje MidSurface. Následně byla geometrie těchto ploch upravena pomocí funkcí, jako jsou Edge Drag nebo Extend Surfaces, s cílem zajistit spojitost komponent. Po této úpravě byla každé ploše přiřazena odpovídající tloušťka prostřednictvím nástroje Thickness and Offset Field.

Poté byla vygenerována dvoudimenzionální výpočetní síť. Pro její tvorbu byla využita funkce Surface Mesh, přičemž jako základní prvek byl zvolen čtyřúhelníkový element (Quadrilateral) se základní velikostí 3 mm. Následně byl na model aplikován materiál o vlastnostech odpovídající oceli S235JR dle ČSN EN 10025, jehož mechanické vlastnosti byly definovány pomocí nástroje Materials a posléze aplikovány na model skrz funkci 2D Element properties. Tímto způsobem byla vytvořena síť přední těhlice, (viz obr. 27) síť se skládá z 1 069 prvků.



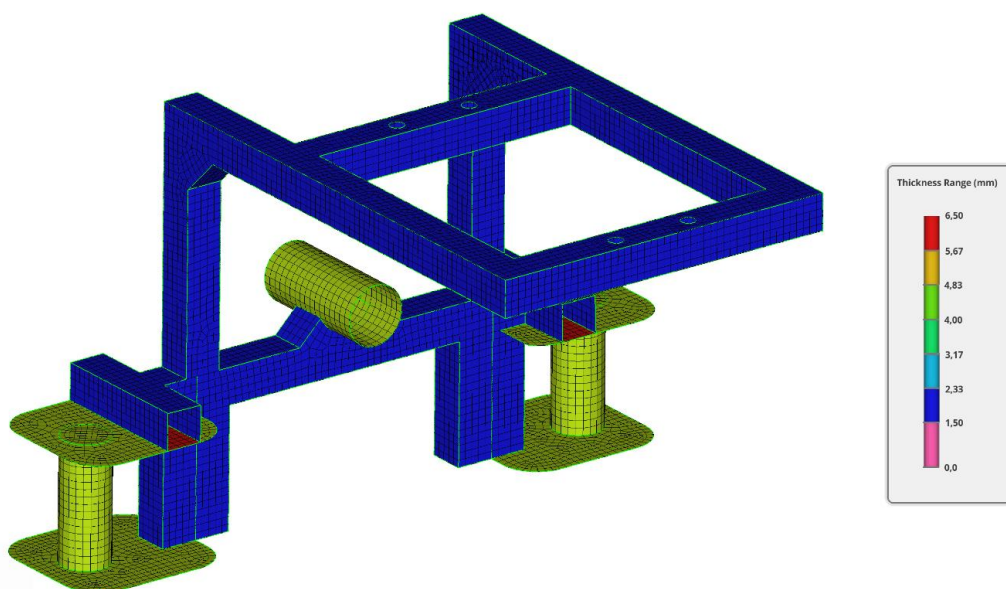
Obr. 27 2D síť přední těhlice

Centrální nosný rám je spolu s rámem zadní nápravy a vodorovným čepem zpracován jako jedno těleso (viz *obr. 28*), jelikož ve skutečnosti jsou spojeny šroubovými spoji, které nejsou však v této simulaci zahrnuty. Tyto spoje nejsou modelovány, neboť se předpokládá dostatečně naddimenzovaný šroubový třecí spoj, tudíž se komponenty vzájemně nepohybují a nevstupují do sestavovaného mechanismu. Výpočtová síť tohoto tělesa obsahuje 66 257 prvků.



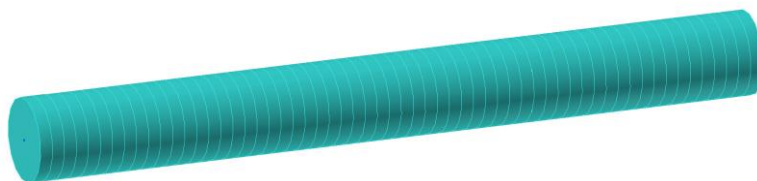
Obr. 28 2D síť centrálního nosného rámu s rámem zadní nápravy a vodorovným čepem

Přední výkyvný rám (viz *obr. 29*) obsahuje 12 175 prvků. Opět je uvažován jako jedno těleso spolu se svislými čepy.



Obr. 29 2D síť předního výkyvného rámu s vodorovným čepem

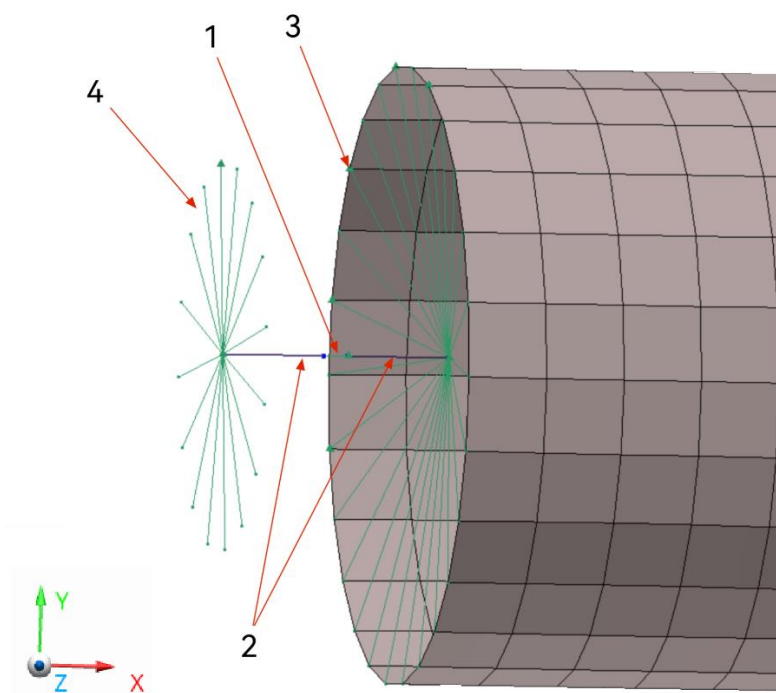
Výše uvedeným postupem byly zpracovány všech díly vyjma hřídele. Ta byla vymodelována přímo v programu MSC Apex a aplikována na ní byla jednodimenzionální síť s velikostí prvků 3 mm. Mechanické vlastnosti jí byly přiřazeny pomocí funkce Beams. Takto vytvořená síť hřídele (viz *obr. 30*) obsahuje 60 prvků.



Obr. 30 1D síťování hřídele se povoleným 3D zobrazením průřezových charakteristik

Všechny prvky sítě program rozděluje do 4 skupin dle kvality. S nejhorší kvalitou prvků sítě označovanou jako invalid nedovolí program žádné další simulace. Všechny vytvořené sítě obsahují především prvky nejlepší kvality označované jako good a neobsahují žádné prvky v nevyhovující kvalitě invalid.

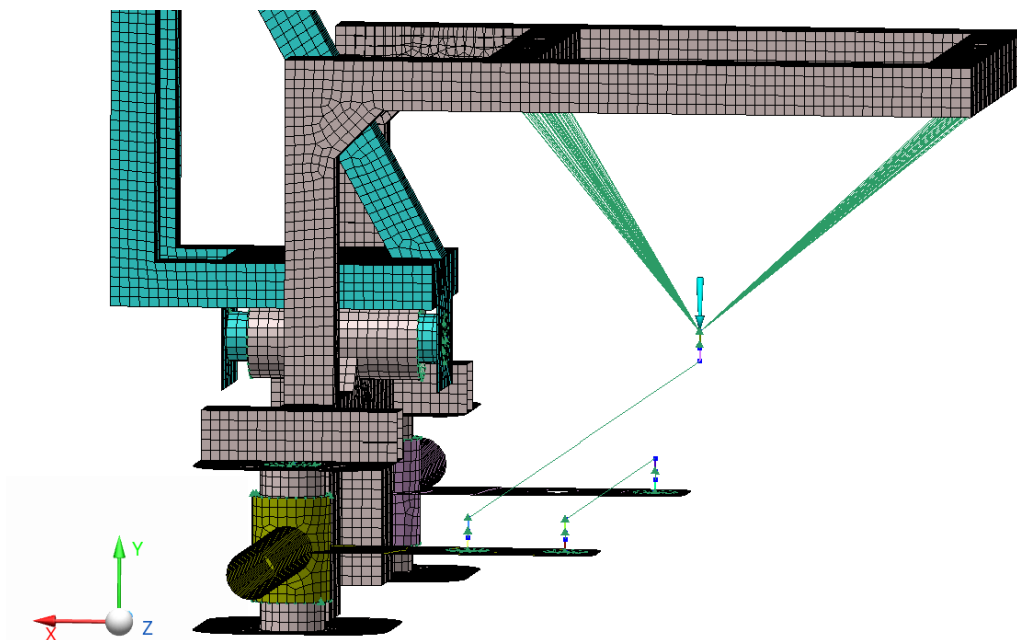
Složení všech dílů do sestavy bylo provedeno pomocí vazeb realizovaných nástrojem Discrete Tie. Aby bylo dosaženo relevantních výsledků v čepových rotačních spojkách, byly tyto čepy nahrazeny. Zhotovení náhrady čepu spočívalo ve dvouprvkových nosnících tvořených 1D sítí s odpovídajícími průřezovými charakteristikami přiřazenými nástrojem Beams. První nosník byl následně spojen s nehybným uložením čepu pevnou vazbou Rigid Discrete Tie omezující všechny stupně volnosti. Druhý nosník byl spojen s pohyblivou částí čepu pevnou vazbou Rigid Tie také s omezenými všemi stupni volnosti. Tyto dva nosníky byly následně spojeny vazbou, která umožňuje rotaci kolem dané osy. Toto bylo provedeno i na druhé straně čepu. Provedení jedné strany čepu je zobrazeno na *obrázku 31*.



Obr. 31 Náhrada vodorovného výkyvného čepu přední nápravy pomocí vazeb

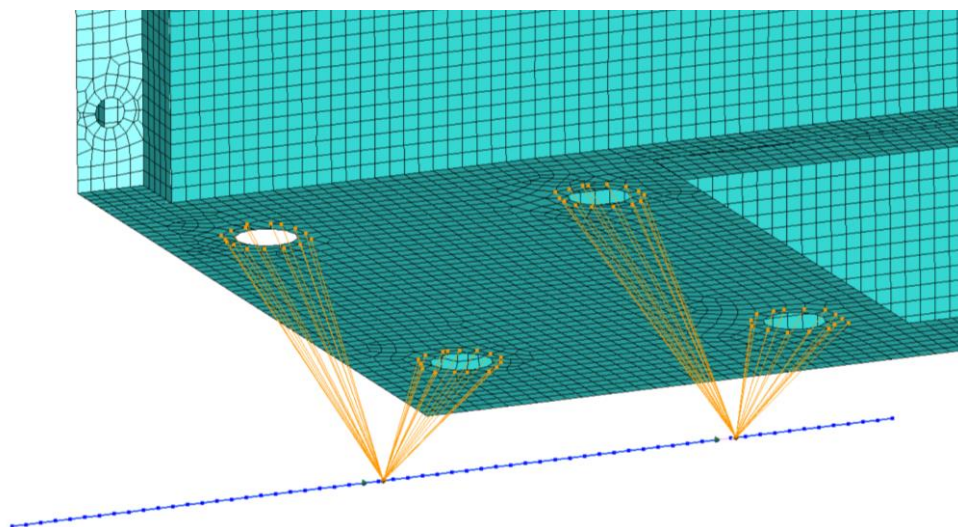
1. Rigid Tie s volnou rotací kolem osy X.
2. Dvouprvkové nosníky.
3. Rigid Tie pevně spojující uložení čepu.
4. Rigid Tie pevně spojující rotační část čepu.

Podobným způsobem bylo vytvořeno vzájemné propojení přední levé a pravé těhlice. Těhlice byly propojeny také s ovládacím servomotorem, který je zde zastoupen do prostoru umístěným nosníkem, jenž je pevně spojen vazbou Rigid Discrete Tie s místy, kde je servomotor uchycen k přednímu výkyvnému rámu (viz obr. 32). Pevnou vazbou Rigid Discrete Tie je reprezentována také spojovací tyč předních těhlic a řídicí tyč vedoucí ze servomotoru, neboť na výslednou pevnost konstrukce mají pevné vazby řídicích tyčí jen malý vliv.



Obr. 32 Přední výkyvný rám s uchyceným servomotorem a vzájemně propojené přední osy

Uchycení hřídelí k rámu zadní nápravy je v reálném modelu uskutečněno pomocí ložiskových domků. Zde v tomto modelu jsou připojeny hřídele k rámu zadní nápravy pomocí pevných vazeb Rigid Discrete Tie na jeden prvek hřídele (viz obr. 33). Na straně rámu zadní nápravy jsou pevné vazby Rigid Discrete Tie připojeny na místa otvorů pro šrouby, kde by byl ložiskový domek standardně přišroubován.



Obr. 33 Spojení hřídele s rámem zadní nápravy pevnou vazbou pomocí Rigid Discrete Tie

5.2 ZÁTĚŽNÝ STAV 1

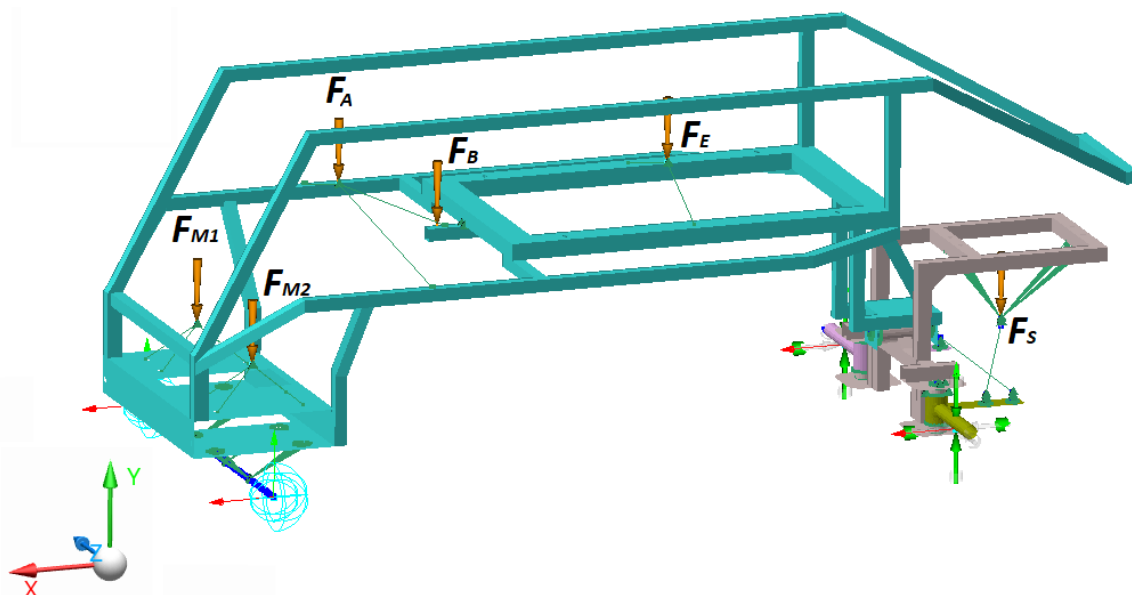
První simulovaný stav počítá se zátěží, která bude na sekačku při běžném provozu působit. Sekačka se pohybuje převážně v terénu a setká se s mnoha nerovnostmi, nárazy a výmoly. Stanovit takové zátěžné síly je poměrně náročné, proto bude v této simulaci uvažováno statické tíhové zatížení, které bude násobeno zvoleným koeficientem dynamické zátěže.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Pro první simulovaný zatěžovací stav byly okrajové podmínky aplikovány v místech odpovídajících reálnému uložení kol s pneumatikami. Sférické vazby eliminující posuv ve všech směrech byly aplikovány na koncích hřídelí zadní nápravy. Na přední nápravě byly okrajové podmínky umístěny na těhlice, přičemž omezují pouze posuv ve směru osy Y a rotaci kolem osy X.

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

V tomto případě jsou zatěžujícími silami tíha rámu a uchycených komponent, navýšené koeficientem dynamické zátěže. Pro simulaci zatížení odpovídajícího tíze rámu je v programu využit nástroj Gravity Load. Zatížení vyvolané tíhou motorů, akumulátorů, sekacím bubnem a servomotorem je nahrazeno vzdálenými silami aplikovanými v těžištích těchto těles. Přenos těchto sil do příslušných míst uchycení v rámu je zajištěn pomocí nástroje Discrete Tie (viz obr. 34).



Obr. 34 Umístění působících sil a okrajových podmínek

Stanovení statických tíhových sil bylo provedeno dle následující rovnice:

$$F_i = m_i \cdot g, \quad (1)$$

kde: m_i [kg] hmotnost dané komponenty,
 g [m/s²] tíhové zrychlení, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Po dosazení hmotností jednotlivých komponent získaných z technické dokumentace výrobce jsou vypočteny výsledné zatěžující síly, uvedené v *tabulce 6*.

Tab. 6 Zatěžující tíhové síly působící v ose Y

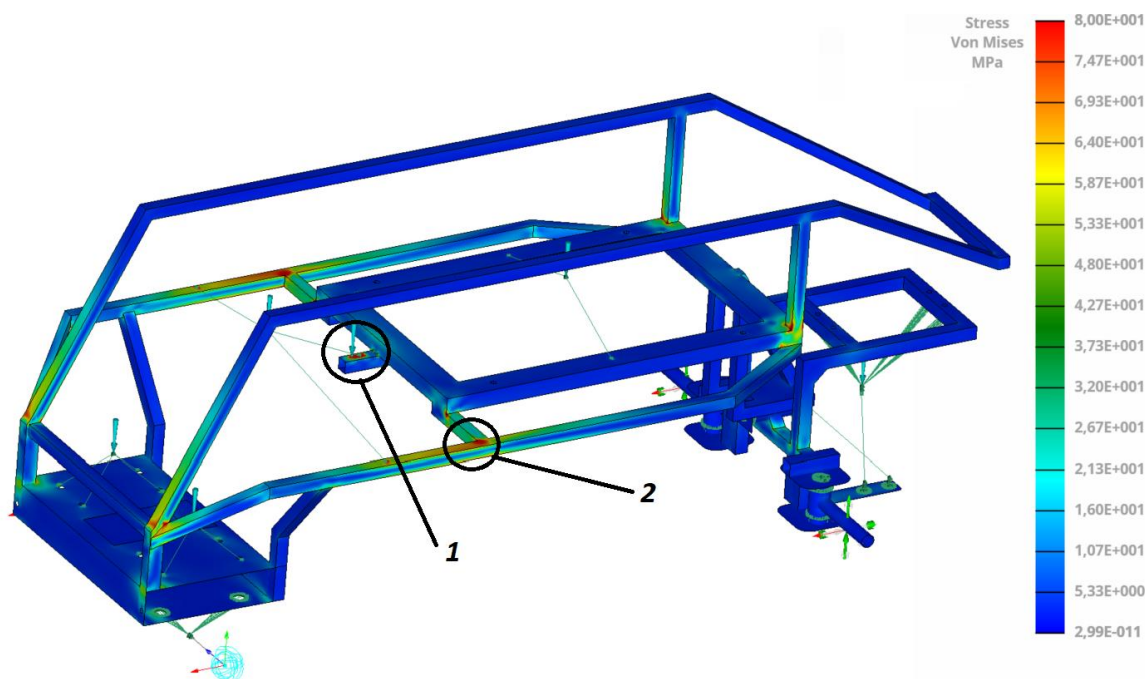
Komponenta	Hmotnost m_i [kg]	Výsledná síla F_i [N]
Motor ($F_{M1,2}$)	2,5	24,5
Servomotor (F_S)	0,7	6,6
Akumulátory (F_A)	4,0	39,2
Žací buben (F_B)	8,6	84,4
Elektronika (F_E)	2,0	19,6

Žací buben je umístěn v konstrukci pohyblivě a lze měnit jeho výšku. Pro různá nastavení výšky působí na rám odlišné zátěže. Proto bude simulován nejméně příznivý scénář, tedy když je žací buben zdvižen do nejvyšší polohy a veškerá tíha spočívá na ocelovém lanku, které prochází přes kladku ukotvenou k rámu. Hmotnost sekacího bubnu byla převzata z modelu v programu Autodesk Inventor a byla k ní přičtena hmotnost sekacího motoru udávaného výrobcem.

Volený koeficient dynamické zátěže $k_D = 3$ byl zohledněn pomocí měřítkového faktoru (Scale Factor) při zadávání vstupních sil do programu MSC Apex. Stejným způsobem bylo při aplikaci zatížení vlastním tíhovým polem (Gravity Load) využito nastavení měřítka Magnitude s hodnotou 3.

VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ STAVU 1

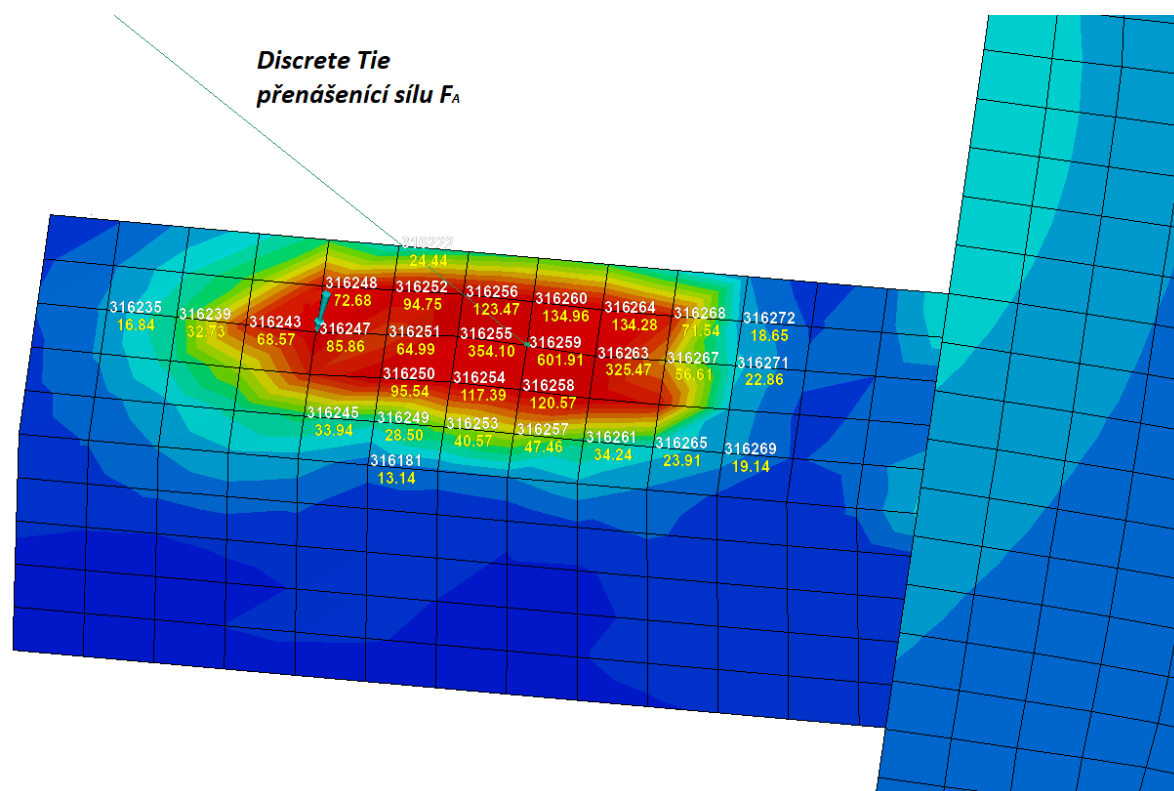
Výsledkem simulace je zobrazení redukovaného napětí podle podmínky Von Mises. Maximální přípustné provozní napětí představuje mez kluzu použité oceli S235JR dle ČSN EN 10025 s hodnotou meze kluzu $R_{e_r} = 235$ MPa.



Obr. 35 Vizualizace redukovaného napětí na celém rámu stroje s vyznačenými kritickými místy 1 a 2

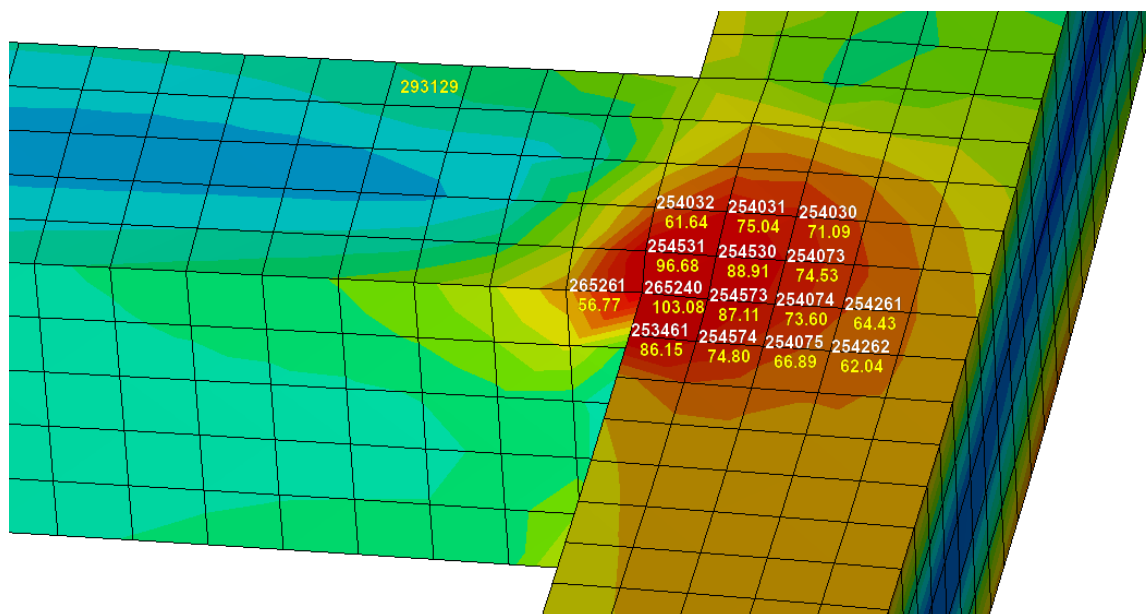
Obrázek 35 poskytuje celkový přehled o rozložení redukovaného napětí v rámu stroje na základě výsledků simulace. Barevná škála jasně vizualizuje oblasti s nejvyššími hodnotami napětí, což umožňuje jednoznačně identifikovat několik kritických míst, na která je vhodné se zaměřit detailněji. Překontrolováním hodnot napětí na konkrétních prvcích v potenciálních kritických místech byla nalezena 2 místa s nejvyššími hodnotami napětí.

Prvním z těchto kritických míst je střední část rámu, která je namáhána především dvěma zatěžujícími silami – tíhou akumulátorů a tíhou sekacího bubnu. Detailní analýza napětí na jednotlivých prvcích odhalila lokální špičkovou hodnotu 601,91 MPa (viz obr. 36). Tato hodnota se však vyskytuje pouze v jednom bodě, přičemž v okolí napětí podstatně klesá. Hlavní příčinou výskytu této singularity je soustředění zatěžujících sil do jednoho bodu v rámci této simulace, což však neodpovídá skutečnému rozložení zatížení v reálných podmínkách. Proto lze tuto oblast označit za bezpečnou, neboť k překročení meze kluzu v reálných podmínkách nedojde.



Obr. 36 První kritické místo s hodnotami napětí na jednotlivých prvcích (žlutě)

Druhým kritickým místem je spoj dvou profilů ve střední části rámu. Zde se vyskytuje nejvyšší hodnota napětí 103,08 MPa (viz obr. 37). Tato hodnota je pod mezí kluzu, navíc v jejím okolí poměrně rychle klesá. Proto lze tedy tento spoj označit za bezpečný.



Obr. 37 Druhé kritické místo s hodnotami napětí [MPa] na jednotlivých prvcích (žlutě)

Celkově lze tedy konstrukci považovat za bezpečnou a funkční při běžném provozu, a to i se zahrnutím dynamické zátěže způsobené terénními nerovnostmi.

5.3 ZÁTĚŽNÝ STAV 2

Druhý zátěžný stav simuluje nestandardní podmínky, při nichž je rám vystaven nadměrnému statickému zatížení. K takové situaci může dojít během nešetrného transportu nebo uskladnění, pokud je na konstrukci sekačky umístěn těžký předmět, případně v důsledku zatížení lidským tělem, jestliže si na ni někdo sedne. Jako vhodnou reprezentaci této osoby nebo předmětu bylo voleno závaží o hmotnosti 120 kg.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

V případě druhého zatěžovacího stavu zůstaly okrajové podmínky nezměněny. Jsou aplikovány v místech odpovídajících reálnému uložení kol s pneumatikami.

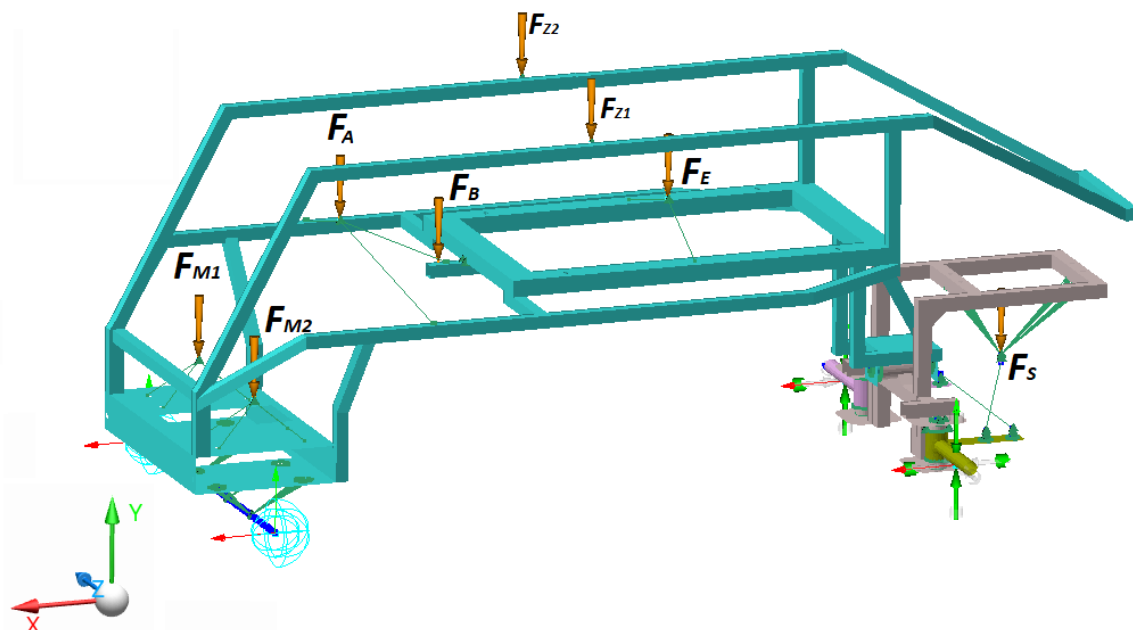
Veškeré vypočtené zatěžující síly byly převzaty z předchozího testovacího stavu, přičemž k nim bylo přidáno zatížení odpovídající celkové hmotnosti závaží 120 kg, působící ve středu rámu. Toto umístění představuje nejkritičtější scénář, jelikož v tomto bodě vzniká maximální ohybový moment. Pro realističtější rozložení zátěže je toto závaží uvažováno jako 2 samostatné síly F_{Z1} a F_{Z2} , každá působící na jedné straně rámu (viz obr. 38).

$$F_{Z1,2} = m_{Z1,2} \cdot g, \quad (2)$$

$$F_{Z1,2} = 60 \cdot 9,81,$$

$$F_{Z1,2} = 589 \text{ N},$$

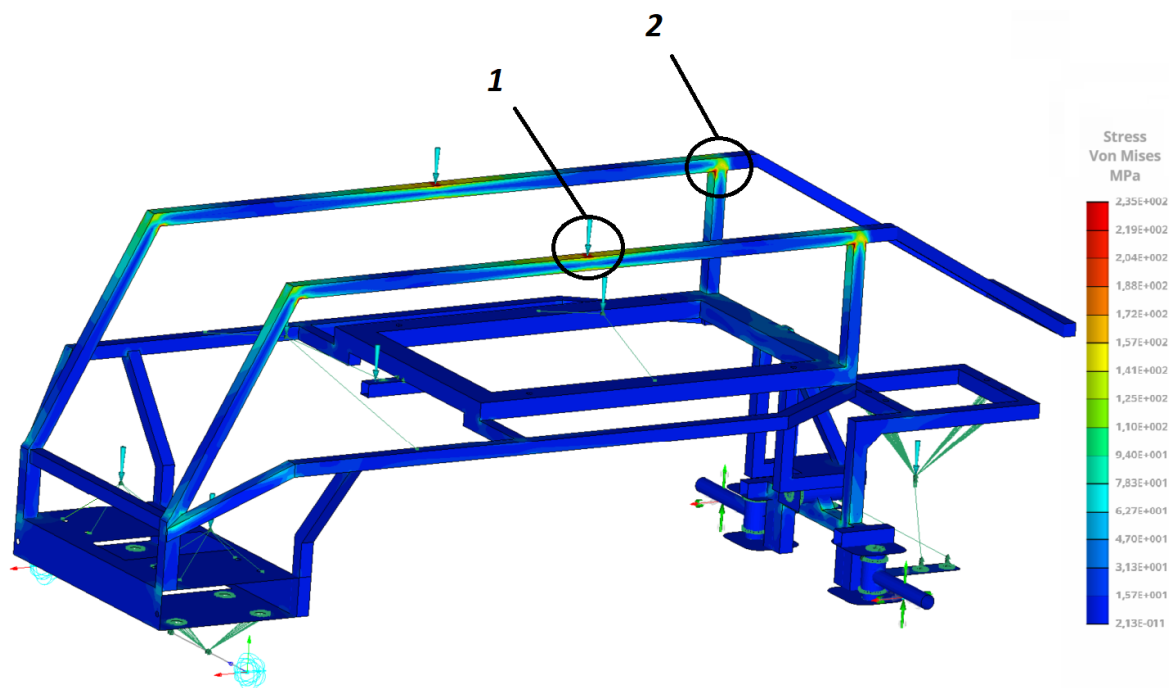
kde: $m_{Z1,2}$ [kg] hmotnost závaží, $m_{Z1,2} = 60 \text{ kg}$.



Obr. 38 Umístění působcích sil a okrajových podmínek

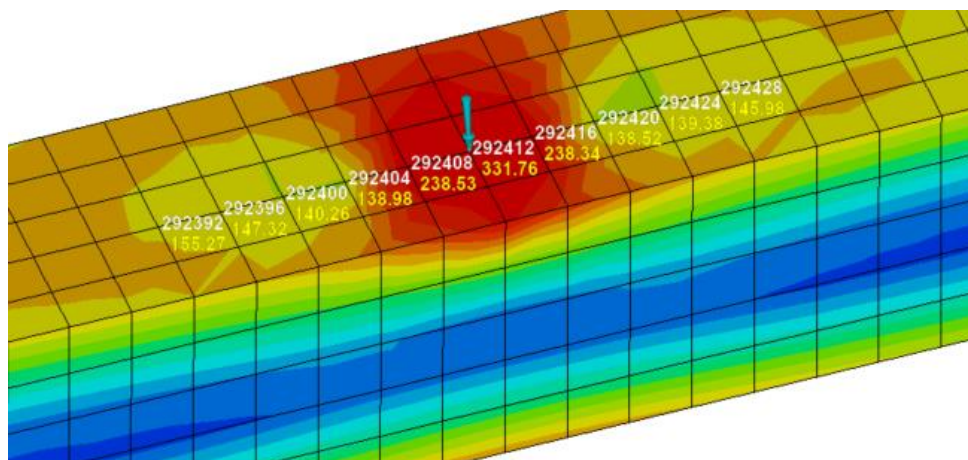
VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ STAVU 2

Simulace poskytuje vizualizaci rozložení redukovaného napětí a podobně jako v předchozím případě umožňuje přehledně identifikovat potenciální kritická místa. Podrobnou kontrolou napětí v těchto kritických oblastech byla identifikována dvě místa s nejvyšší úrovní napětí, která jsou detailně analyzována (viz obr. 39).



Obr. 39 Vizualizace redukovaného napětí Von Mises na celém rámu stroje s vyznačenými kritickými místy 1 a 2

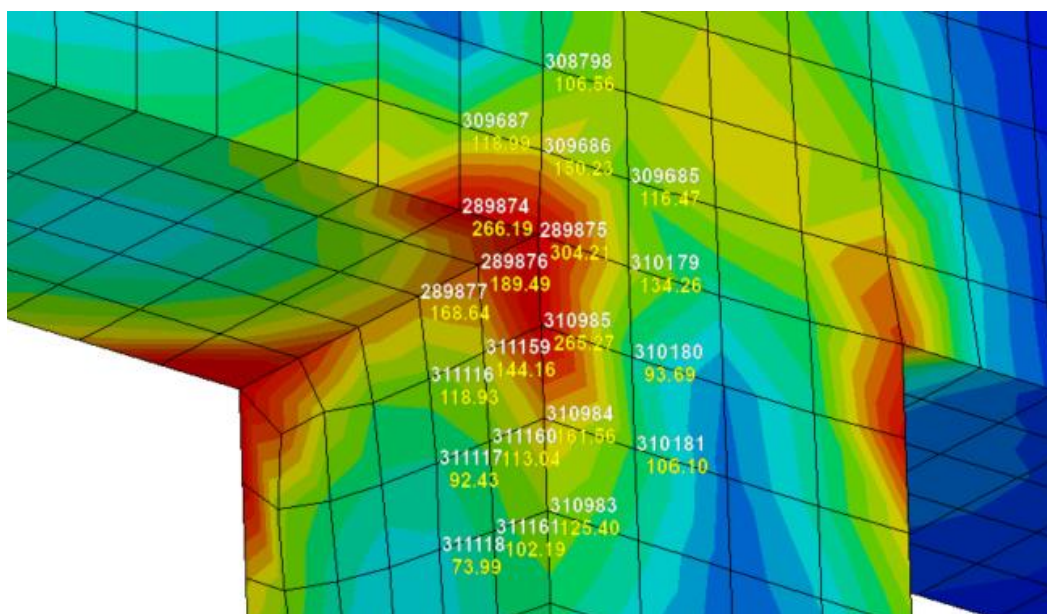
Prvním místem je oblast působení síly způsobené hmotností uvažovaného závaží (viz obr. 40). Nejvyšší hodnota napětí činí 331,76 MPa, což převyšuje mez kluzu použitého materiálu ($R_{e_r} = 235$ MPa). Na prvcích v blízkém okolí však klesá hodnota napětí těsně pod mez kluzu.



Obr. 40 První kritické místo s hodnotami napětí [MPa] na jednotlivých prvcích (žlutě)

V reálných podmínkách lze předpokládat, že zatížení bude rozloženo na mírně větší plochu, čímž dojde ke snížení napětí na hodnoty bezpečně pod mez kluzu. Samotný ocelový rám je překryt plastovou karoserií, tudíž lze očekávat toto rozložení síly na větší plochu. I v případě, že by zatížení bylo aplikováno na takto malou plochu, mohlo by dojít k lokální plastické deformaci materiálu. Tato skutečnost by však neměla negativní dopad na funkčnost konstrukce rámu, jelikož napětí zůstává pod mezí pevnosti materiálu ($R_{m_r} = 360$ MPa).

Druhým kritickým místem je spoj profilů v přední části rámu. Zde nastává maximum v rozích profilů s nejvyšší hodnotou napětí 304,21 MPa (viz obr. 41). Tyto hodnoty lze bezpečně označit jako singularitu, neboť se nachází na nereálně ostré hraně a v jejich okolí napětí značně klesá.



Obr. 41 Druhé kritické místo s hodnotami napětí [MPa] na jednotlivých prvcích (žlutě)

Celkově lze tedy potvrdit bezpečnou a funkční konstrukci rámu sekačky i v tomto nepříznivém scénáři, kdy je rám nadměrně staticky zatížen při neopatrné manipulaci a nešetrném zacházení.

5.4 ZÁTĚŽNÝ STAV 3

Ve třetím simulovaném stavu je stroj testován pro případ chyby operátora, která vede k nárazu předními koly do pevné překážky, např. vysokého obrubníku. Toho je v této simulaci docíleno zjednodušeným přístupem, kdy bude rám zatěžován vypočteným přetížením o velikosti přibližně 3 g ($28,95 \text{ m/s}^2$). Toto přetížení je aplikováno ve směru pohybu stroje a působí rovnoměrně na všechny jeho komponenty. V reálném případě by byl rám vystaven reakčním silám od překážky, avšak pro zjednodušení simulace bylo zpomalení stroje modelováno aplikací přetížení přímo na rám a aplikací zdánlivých setrvačných sil na jednotlivé komponenty.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

V tomto případě jsou na těhlicích přední nápravy umístěny sférické vazby v místech odpovídajících uložení předních kol s pneumatikami. Tyto vazby omezují posuvy ve všech směrech. Na hřídele zadní nápravy byly umístěny vazby omezující posuv ve směru osy Y a rotaci kolem osy X.

Pro stanovení zátěžných sil bylo nejdříve potřeba odhadnout velikost průměrného zrychlení při nárazu. Zrychlení, kterému je konstrukce vystavena při prudkém zpomalení způsobeném nárazem, je vypočítáno na základě předpokladu, že stroj zastavuje ze své maximální rychlosti, dané otáčkami motoru naprázdno, 7 km/h ($1,94 \text{ m/s}$) na dráze o délce dané maximální deformací pneumatik. Tato deformace činí 65 mm, což představuje výšku profilu pneumatiky. Pro výpočet zrychlení je využita rovnice pro dráhu s při rovnoměrně zpomaleném přímočarém pohybu:

$$s = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2, \quad (3)$$

kde: V_0 [m/s] původní rychlost, $V_0 = 1,94 \text{ m/s}$,

t [s] čas potřebný k zastavení,

a [m/s^2] zrychlení.

Neznámý čas t je vyjádřen ze vztahu:

$$t = \frac{V_0}{a}, \quad (4)$$

dosazením do výše uvedené rovnice pro dráhu platí následující:

$$s = V_0 \cdot \frac{V_0}{a} - \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{V_0^2}{a^2}, \quad (5)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2, \quad (6)$$

úpravou této rovnice lze vyjádřit zrychlení a :

$$a = \frac{V_0^2}{2s}, \quad (7)$$

$$a = \frac{1,94^2}{2 \cdot 0,065},$$

$$a = 28,95 \text{ m/s}^2 \approx 3g.$$

Výsledné zrychlení, které bude působit na stroj při nárazu, odpovídá přibližně ekvivalentní hodnotě 3 g. Výsledek bude však ve skutečnosti příznivě ovlivněn ještě tuhostí rámu a vůlí ve všech spojích, čepech a ložiskách.

Zátěž je v tomto případě tvořena kombinací tíhových sil působících v ose Y a setrvačných sil působících v ose X. Tíhové síly byly vypočteny již v zátěžném stavu 1. Setrvačná složka výsledné zatěžující síly jednotlivých komponent je určena na základě následující rovnice:

$$F_{S(i)} = m_i \cdot a, \quad (8)$$

kde: m_i [kg] hmotnost dané komponenty,

a [m/s²] zrychlení, $a = 28,95 \text{ m/s}^2$.

Výsledná setrvačná složka $F_{S(i)}$ zátěžné síly je dle rovnice 2 vypočtena a zaznamenána pro jednotlivé komponenty v *tabulce 7*.

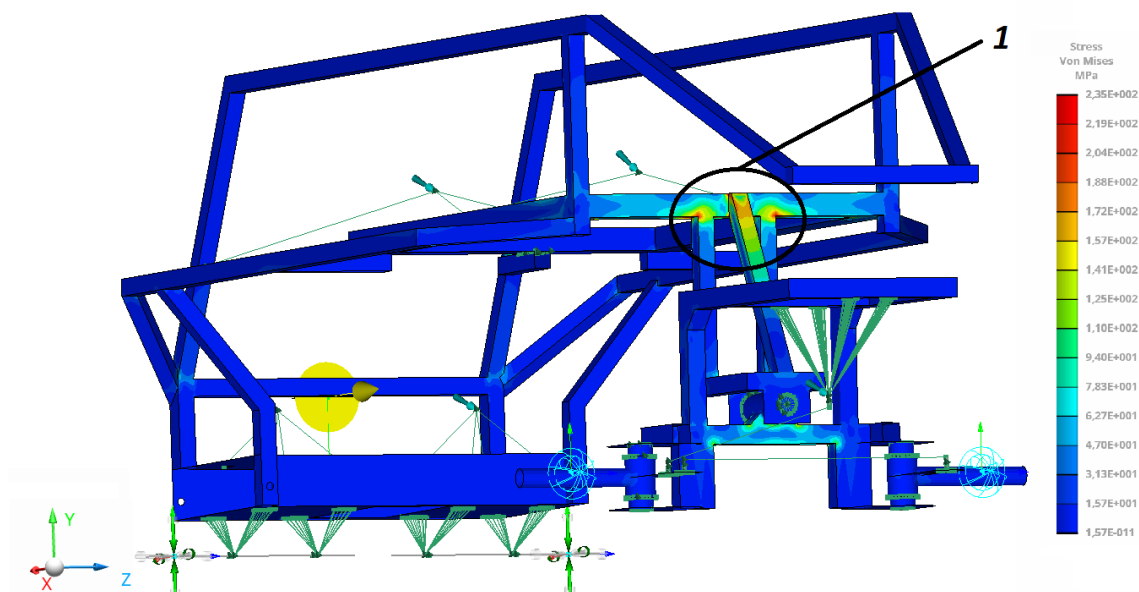
Tab. 7 Setrvačná složka zatěžující síly působící v ose X

Komponenta	Hmotnost m_i [kg]	Výsledná síla $F_{S(i)}$ [N]
Motor ($F_{M1,2}$)	2,5	73,6
Servomotor (F_S)	0,7	20,6
Akumulátory (F_A)	4,0	117,7
Žací buben (F_B)	8,6	253,1
Elektronika (F_E)	2,0	58,9

Působení setrvačných sil na rám je v tomto zjednodušeném přístupu reprezentováno zrychlením působícím ve směru pohybu. Zátěž způsobená zrychlením působícím na rám byla v programu uskutečněna nástrojem pro přidání zátěže Acceleration Load a jeho hodnota byla nastavena na 28,95 m/s².

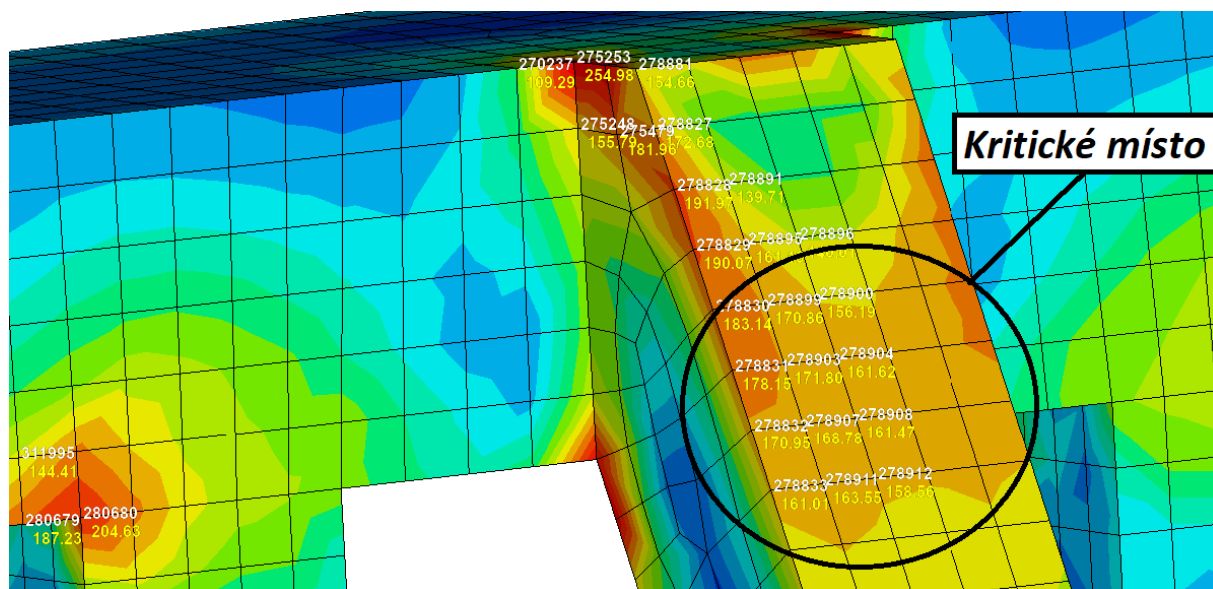
VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ STAVU 3

Simulací tohoto zatížení byla vykreslena vizualizace rozložení redukovaného napětí (viz *obr. 42*). Následnou analýzou míst s nejvyšším redukovaným napětím byla nalezena kritická oblast v přední části rámu, která vyžaduje bližší kontrolu. Hodnoty napětí na jiných částech modelu se pohybují bezpečně pod mezi kluzu použitého materiálu ($R_e = 235 \text{ MPa}$).



Obr. 42 Vizualizace redukovaného napětí při nárazu do pevné překážky

Detailní pohled na kritickou oblast odhaluje nejvyšší hodnoty napětí na prvcích v rozích a hranách. Zde hodnoty dosahují až 254,98 MPa, avšak s ohledem na jejich prudký pokles v bezprostředním okolí je lze považovat bezpečně za singularity, které v reálných podmínkách nebudou představovat kritické místo konstrukce. Za skutečné kritické místo lze považovat šikmou část ocelového profilu vyznačenou na *obrázku 43*, kde se hodnoty napětí pohybují kolem 170 MPa. Toto napětí leží bezpečně pod hodnotou napětí při mezi kluzu, avšak při případném zvětšování zátěže lze očekávat plastickou deformace právě v tomto místě.



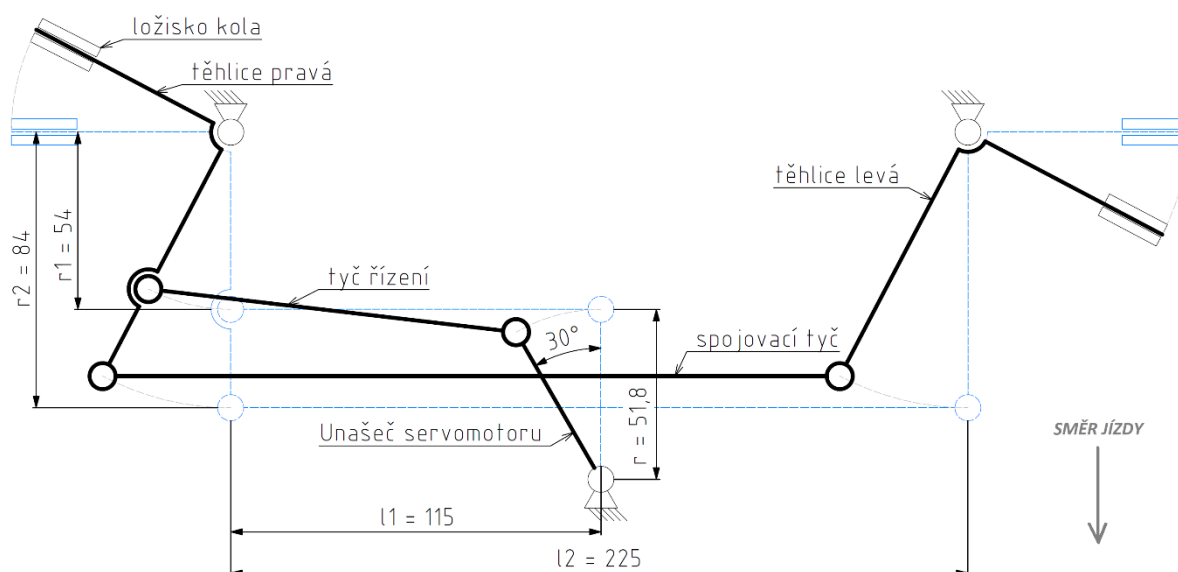
Obr. 43 kritické místo s hodnotami napětí [MPa] na jednotlivých prvcích (žlutě)

Touto zjednodušenou simulací byla úspěšně ověřena dostatečná odolnost konstrukce i vůči nárazům, které mohou nastat v krajních případech, kdy operátor ovládá stroj nedbale a dojde k nárazu do pevné překážky.

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

6.1 KONTROLA ÚNOSNOSTI KULOVÝCH ČEPŮ

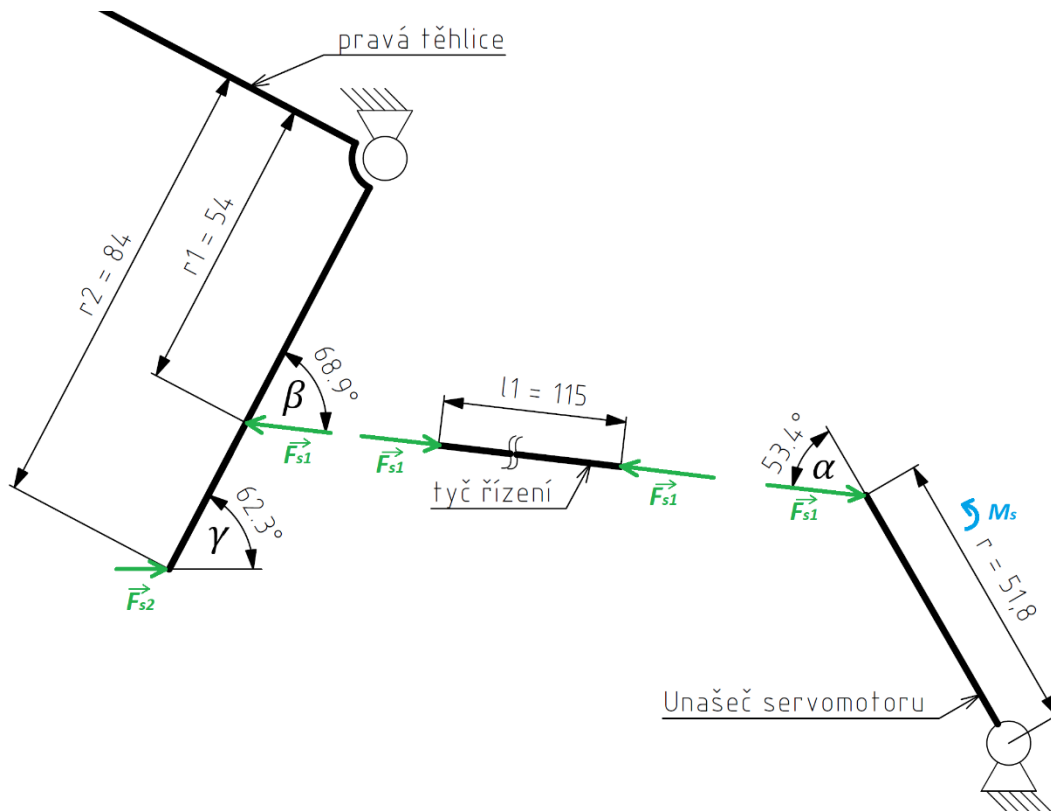
Řízení je realizováno pomocí kulových čepů rozměrové řady CS13 dle DIN 71802. První dvojice těchto čepů přenáší sílu z unašeče servomotoru na těhlici pravého kola přes tyč řízení s délkou $l_1 = 115$ mm. Druhá dvojice čepů spojuje navzájem levou a pravou těhlici prostřednictvím spojovací tyče s délkou $l_2 = 225$ mm, čímž je zajištěno synchronizované zatáčení levého a pravého kola. *Obrázek 44* znázorňuje kinematické schéma řízení předních kol. Schéma zachycuje dvě polohy – maximální vytočení kol doprava a středovou polohu, kdy vozidlo jede přímo vpřed.



Obr. 44 Kinematické schéma přední nápravy při maximálním vytočení kol a ve středové pozici (vykresleno modře)

Čepy přenáší sílu vyvozenou servomotorem, proto je uvažován nejméně příznivý scénář, kdy je levé kolo zcela zablokováno a přes čepy a tyče řízení je přenášena síla daná maximálním točivým momentem servomotoru, který dle technických specifikací poskytnutých výrobcem dosahuje hodnoty 49 Nm [65].

Pro kontrolu únosnosti čepů je nutné stanovit velikost síly F_{S1} , která působí na rameni unašeče servomotoru r , přičemž tato síla působí na první dvojici čepů a je přenášena přes tyč řízení. Dále je potřeba stanovit velikost síly F_{S2} , která působí na spojovací tyč s kulovými čepy. Působení sil na jednotlivé komponenty je názorně zobrazeno na *obrázku 45*. V nákrese je náprava rozložena na jednotlivé komponenty a je zobrazena při maximálním vytočení kol. Dále jsou zaznačeny všechny síly nutné pro určení sil F_{S1} a F_{S2} . Také jsou zakótovány úhly, které plynou z geometrie přední nápravy při maximálním vytočení kol a byly odečteny v programu Autodesk Inventor.



Obr. 45 Silové schéma řízení přední nápravy při maximálním vytočení

Síla F_{S1} je určena na základě rovnice momentové rovnováhy ke středu otáčení unašeče servomotoru:

$$r \cdot F_{S1} \cdot \sin \alpha = M_S . \quad (9)$$

Úpravou rovnice momentové rovnováhy ke středu otáčení unašeče servomotoru je síla F_{S1} dopočtena:

$$F_{S1} = \frac{M_S}{r \cdot \sin \alpha}, \quad (10)$$

$$F_{S1} = \frac{49}{0,0518 \cdot \sin 53,4^\circ},$$

$$F_{S1} = 1\,178\,N,$$

kde: M_S [Nm] točivý moment servomotoru, $M_S = 49\,Nm$ [65],
 r [m] rameno působící síly, $r = 51,8\,mm$,
 α [°] úhel mezi ramenem unašeče a tyčí řízení, $\alpha = 53,4^\circ$.

Z rovnice plyne, že síla F_{S1} nabývá největší hodnoty při maximálním vytočení kol, když je úhel $\alpha = 53,4^\circ$. Ve středové poloze, kdy $\alpha = 90^\circ$ je síla F_{S1} nižší.

Síla F_{S2} působící na druhou dvojici čepů a spojovací tyč je dopočtena vyjádřením z rovnice momentové rovnováhy ke středu otáčení těhlice:

$$F_{S1} \cdot r_1 \cdot \sin \beta = F_{S2} \cdot r_2 \cdot \sin \gamma, \quad (11)$$

$$F_{S2} = \frac{F_{S1} \cdot r_1 \cdot \sin \beta}{r_2 \cdot \sin \gamma}, \quad (12)$$

$$F_{S2} = \frac{1178 \cdot 54 \cdot \sin 68,9^\circ}{84 \cdot \sin 62,3^\circ},$$

$$F_{S2} = 798 \text{ N},$$

kde: r_1 [mm] rameno působící síly F_{S1} , $r_1 = 54 \text{ mm}$,
 r_2 [mm] rameno působící síly F_{S2} , $r_2 = 84 \text{ mm}$,
 β [°] úhel mezi tyčí řízení a těhlicí, $\beta = 68,9^\circ$,
 γ [°] úhel mezi těhlicí a spojovací tyčí, $\gamma = 62,3^\circ$.

Z rovnice také plyne, že síla F_{S2} bude nejvyšší při maximálním vytočení kol, neboť ve středové pozici kol jsou úhly $\beta = \gamma = 90^\circ$.

Následně je na základě znalosti maximálního přípustného zatížení udávaného výrobcem [66] a vypočtené nejvyšší síly F_{S1} působící v čepch připojených na tyč řízení vypočten koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{F_{dov}}{F_{S1}}, \quad (13)$$

$$k_s = \frac{6600}{1178},$$

$$k_s = 5,6 [-],$$

kde: F_{dov} [N] maximální přípustné zatížení, $F_{dov} = 6,6 \text{ kN}$ [66].

Na čepy připojené ke spojovací tyči působí menší síla F_{S2} , proto u těchto čepů bude koeficient bezpečnosti ještě vyšší. Výpočtem byla ověřena vhodná volba kulových čepů řízení, které jsou navrženy s dostatečnou bezpečností.

6.2 VZPĚRNÁ STABILITA TYČÍ ŘÍZENÍ

Tyč řízení je spolu se spojovací tyčí vyrobena ze závitové tyče M8 – 8.8 dle DIN 975 s mezí kluzu 640 MPa. Je nutno ověřit bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti a vzpěrné stability,

neboť tyto tyče jsou namáhány především tlakovou silou F_{S1} a F_{S2} vypočtenou v předchozí kapitole 5.1. Pro určení, zda nastane mezní stav pružnosti nebo vzpěrné stability je nutno určit štíhlost prutu:

$$\lambda_{1,2} = l_{1,2} \cdot \sqrt{\frac{S}{J_2}}, \quad (14)$$

kde: $l_{1,2}$ [mm] délka tyče řízení, $l_1 = 115 \text{ mm}$, $l_2 = 225 \text{ mm}$,

S [mm²] průřez tyče řízení, $S = \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4}$,

J_2 [mm⁴] kvadratický moment v nejslabší ose vzpěru, $J_2 = \frac{\pi \cdot d_{min}^4}{64}$.

Dosazením výrazů pro vyjádření plochy S a kvadratického momentu J_2 , které nabývají pro obě tyče stejných hodnot, je rovnice upravena:

$$\lambda_{1,2} = l_2 \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_{min}^4}{64}}}, \quad (15)$$

$$\lambda_{1,2} = l_2 \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{min}^2}}, \quad (16)$$

kde: d_{min} [mm] průměr jádra závitové tyče řízení, $d_{min} = 6,272 \text{ mm}$ [67].

Dosazením délky tyčí a jejich průměru je získána štíhlost první řídicí tyče a druhé spojovací tyče:

$$\lambda_1 = 115 \cdot \sqrt{\frac{16}{6,272^2}},$$

$$\lambda_1 = 73,3,$$

$$\lambda_2 = 225 \cdot \sqrt{\frac{16}{6,272^2}},$$

$$\lambda_2 = 143,5.$$

Dále je nutno vypočítat kritickou štíhlost prutu pro přímý dlouhý prut danou typem uložení a vlastnostmi materiálu:

$$\lambda_{KR} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}}, \quad (17)$$

$$\lambda_{KR} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210 \cdot 10^9}{640 \cdot 10^6}},$$

$$\lambda_{KR} = 56,9,$$

kde: α [-] součinitel geometrie uložení, pro typ kloubového uložení $\alpha = \pi$,

E [Pa] modul pružnosti v tahu, $E = 210 \cdot 10^9 \text{ Pa}$,

R_{e_t} [Pa] mez kluzu tyčí, $R_{e_t} = 640 \cdot 10^6 \text{ Pa}$.

Pro obě tyče platí, že jejich štíhlost je vyšší než kritická; $\lambda_{1,2} > \lambda_{KR}$, ($73,3 ; 143,5 > 56,9$), proto nastává přednostně mezní stav vzpěrné stability než mezní stav pružnosti. Následně je potřeba ověřit, zda se jedná o přímý dlouhý prut s namáháním v oblasti pružného vzpěru nebo o nepružný vzpěr prutu střední délky. Proto je určena hodnota mezní štíhlost λ_M :

$$\lambda_M = \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{R_{e_t}}}, \quad (18)$$

$$\lambda_M = \pi \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 210 \cdot 10^9}{640 \cdot 10^6}},$$

$$\lambda_M = 80,5.$$

Pro tyč řízení platí, že je její štíhlost nižší než mezní $\lambda_1 < \lambda_M$, ($73,3 < 80,5$). Nastane tedy nepružný vzpěr prutu střední délky. Kritická síla vzpěrné stability je vypočítána pomocí Johnsonova parabolického vztahu:

$$F_{Krit,1} = S \cdot \left(\sigma_K - \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{R_{e_t} \cdot \lambda_1}{2 \cdot \alpha} \right)^2 \right), \quad (19)$$

$$F_{Krit,1} = \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} \cdot \left(\sigma_K - \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{R_{e_t} \cdot \lambda_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right),$$

$$F_{Krit,1} = \frac{\pi \cdot 0,006272^2}{4} \cdot \left(640 \cdot 10^6 - \frac{1}{210 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{640 \cdot 10^6 \cdot 73,3}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right),$$

$$F_{Krit,1} = 11\,572 \text{ N}.$$

Protože pro spojovací tyč platí $\lambda_2 > \lambda_M$, ($143,5 > 80,5$), jedná se o vzpěr přímého dlouhého prutu. Kritickou sílu vzpěrné stability lze tedy vypočítat dle Eulerova vztahu. Kritická síla vzpěru pro přímý dlouhý prut je určena dle rovnice:

$$F_{Krit,2} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_2}{(l_2)^2}. \quad (20)$$

Dosazením kvadratického momentu do rovnice pro kritickou sílu vzpěru:

$$F_{Krit,2} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot \pi \cdot d_{min}^4}{l^2 \cdot 64}, \quad (21)$$

$$F_{Krit,2} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot 0,006272^4}{0,225^2 \cdot 64},$$

$$F_{Krit,2} = 3\,109\,N.$$

Kritická síla vzpěru je porovnána se silami F_{S1} a F_{S2} , kterými servomotor na tyče působí, pomocí součinitele bezpečnosti:

$$k_{s1,2} = \frac{F_{Krit,1,2}}{F_{S1}}. \quad (22)$$

Dosazením vypočtené kritické síly $F_{Krit,1}$ a skutečné zatěžující síly F_{S1} je získána bezpečnost řídicí tyče s délkou l_1 :

$$k_{s1} = \frac{11\,572}{1\,178},$$

$$k_{s1} = 9,82 [-].$$

Dosazením vypočtené kritické síly $F_{Krit,2}$ a skutečné zatěžující síly F_{S2} je získána bezpečnost spojovací tyče s délkou l_2 :

$$k_{s2} = \frac{3\,109}{798},$$

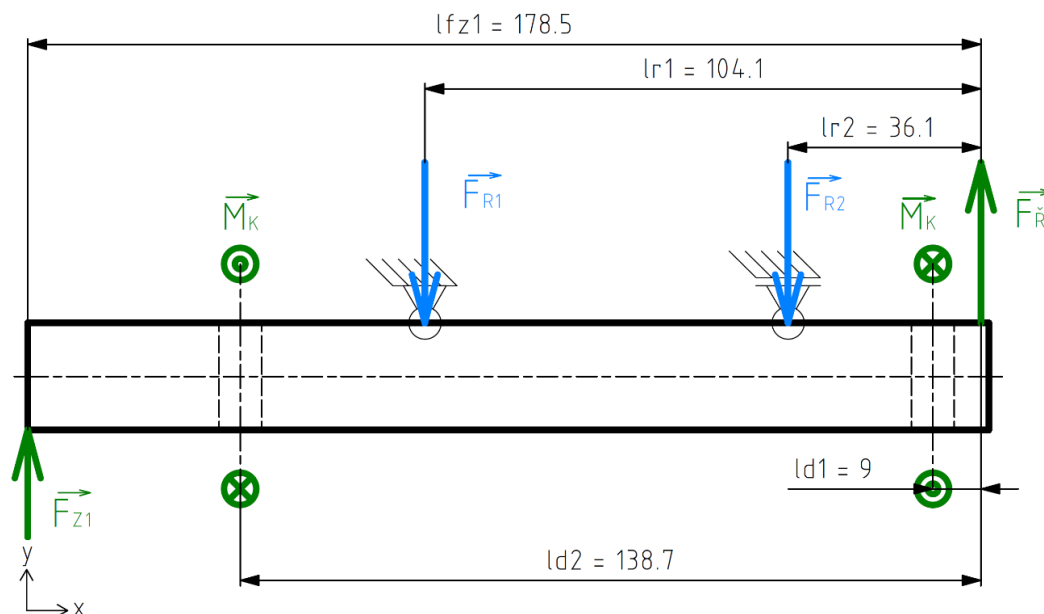
$$k_{s2} = 3,90 [-].$$

Provedené výpočty potvrdily, že tyč řízení je spolu se spojovací tyčí navržena s dostatečnou bezpečnostní rezervou, neboť odolávají meznímu stavu vzpěrné stability s poměrně vysokým součinitelem bezpečnosti.

6.3 KONTROLA HŘÍDELE

Hřídel o průměru $D = 20$ mm je vyrobena z oceli S235JR dle ČSN EN 10025 s mezí kluzu $R_{e,h} = 235$ MPa. Namáhání je kombinace krutu a ohybu. Řetězovým kolem umístěným na jednom konci hřídele se přenáší točivý moment od motoru, což se projevuje jako namáhání na

krut. Řetěz zároveň způsobuje svým napnutím také ohyb hřídele. Hřídel dále nese hmotnost stroje, která způsobuje namáhání na ohyb. Pro ověření bezpečnosti je nutné zahrnout tato dva druhy namáhání do výpočtu únosnosti hřídele. Počítán je nejnejpříznivější stav, který odpovídá rozjezdu do prudkého svahu, kdy motor vyvíjí největší moment a veškerá hmotnost stroje působí na zadní nápravu. Působení sil a momentů je znázorněno na *obrázku 46*.



Obr. 46 Působení sil a momentů na hřídeli

STANOVENÍ ZATĚŽUJÍCÍCH SIL

Pro stanovení točivého momentu M_K působícího na hřídel skrz řetězové kolo je nutno stanovit nejprve točivý moment motoru M_j . Protože se jedná o stejnosměrný motor, u kterého výrobce udává pouze jmenovitý výkon a otáčky, je zvolen návrhový koeficient k_r , který reprezentuje krátkodobé přetížení při prudkém rozjezdu. Točivý moment motoru M_j je stanoven na základě známého jmenovitého výkonu motoru a jeho otáček:

$$M_j = \frac{P_j \cdot k_r}{\omega}, \quad (23)$$

$$M_j = \frac{60 \cdot P_j \cdot k_r}{2 \cdot \pi \cdot n_j}, \quad (24)$$

$$M_j = \frac{60 \cdot 250 \cdot 2}{2 \cdot \pi \cdot 306},$$

$$M_j = 15,6 \text{ Nm},$$

kde: P_j [W] jmenovitý výkon motoru, $P_j = 250 \text{ W}$,

ω	$[\frac{rad}{s}]$	úhlová rychlost, dosazeno dle vztahu $\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_j}{60}$,
n_j	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru, $n_j = 306 min^{-1}$,
k_r	$[-]$	návrhový koeficient přetížení motoru, voleno $k_r = 2$.

Motor je spojen s hřídelí řetězovým převodem do pomala s převodovým poměrem i :

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (25)$$

$$i = \frac{24}{9},$$

$$i = 2,67,$$

kde: z_1 $[-]$ počet zubů řetězového kola na motoru, $z_1 = 9$,

z_2 $[-]$ počet zubů řetězového kola na hřídeli, $z_2 = 24$.

Pomocí známého převodového poměru řetězového převodu je stanoven kroutící moment působící na hřídel M_K dle následujícího vztahu:

$$M_K = M_j \cdot i, \quad (26)$$

$$M_K = 15,6 \cdot 2,67,$$

$$M_K = 41,6 Nm.$$

Řetěz působí na hřídel také silou způsobenou napnutím tažné větve řetězu. Obvodová síla v tažné části řetězu $F_{\check{R}}$ je stanovena dle známého točivého momentu a průměru tažného kola:

$$F_{\check{R}} = \frac{M_j}{\frac{d_{\check{r}1}}{2}}, \quad (27)$$

$$F_{\check{R}} = \frac{15,6}{\frac{0,03713}{2}},$$

$$F_{\check{R}} = 840 N,$$

kde: $d_{\check{r}1}$ $[mm]$ průměr řetězového kola motoru, $d_{\check{r}1} = 37,13 mm$.

Při předpokládaném nepříznivém stavu rozjezdu do prudkého svahu působí celá hmotnost stroje pouze na dvě kola zadní nápravy. Reakční síla od země F_{Z1} je přenášena přes náboj kola na hřídel a je určena dle:

$$F_{Z1} = \frac{m_c}{2} \cdot g, \quad (28)$$

$$F_{Z1} = \frac{45}{2} \cdot 9,81,$$

$$F_{Z1} = 221 \text{ N},$$

kde: m_c [kg] hmotnost celého stroje, $m_c = 45 \text{ kg}$.

STANOVENÍ REAKČNÍCH SIL VAZEB

Reakční síly ložisek F_{R1} a F_{R2} jsou stanoveny dle rovnic statické rovnováhy. Ty jsou stanoveny na základě souřadnic působišť jednotlivých sil dle *obrázku 46*.

$$\sum F_y = 0; F_{Z1} + F_R - F_{R1} - F_{R2} = 0, \quad (29)$$

$$\sum F_y = 0; 221 + 840 - F_{R1} - F_{R2} = 0,$$

$$\sum M_Z^R = 0; F_{R2} \cdot l_{R2} + F_{R1} \cdot l_{R1} - F_{Z1} \cdot l_{FZ1} = 0, \quad (30)$$

$$\sum M_Z^R = 0; F_{R2} \cdot 36,1 + F_{R1} \cdot 104,1 - 221 \cdot 178,5 = 0,$$

$$\rightarrow F_{R1} = 17 \text{ N},$$

$$\rightarrow F_{R2} = 1044 \text{ N},$$

kde: l_{R1} [mm] vzdálenost síly F_{R1} od řetězového kola, $l_{R1} = 104,1 \text{ mm}$,

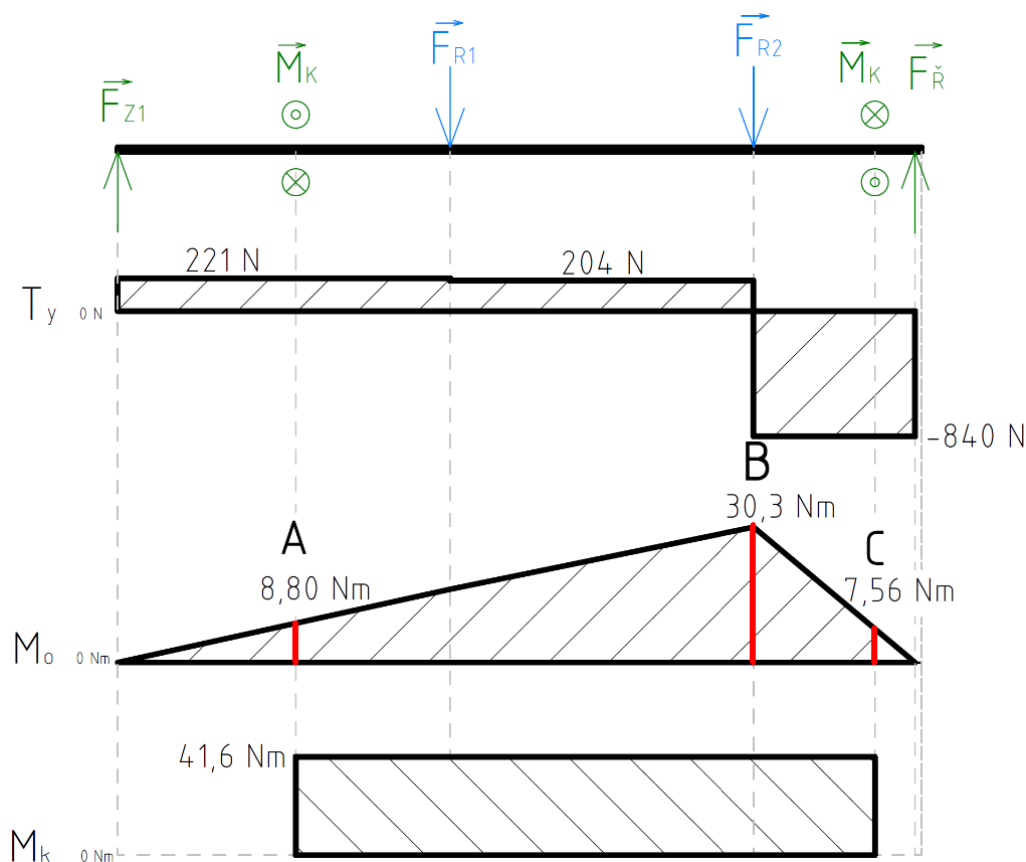
l_{R2} [mm] vzdálenost síly F_{R2} od řetězového kola, $l_{R2} = 36,1 \text{ mm}$,

l_{FZ1} [mm] vzdálenost síly F_{Z1} od řetězového kola, $l_{FZ1} = 178,5 \text{ mm}$.

STANOVENÍ NAPĚTÍ A BEZPEČNOSTI HŘÍDELE

Na základě vypočtených působících a reakčních sil byl sestaven graf (viz *obr. 47*) výsledných vnitřních účinků, na kterém je znázorněno působení posouvající síly, ohybového momentu a kroutícího momentu.

Podle vykreslených výsledných vnitřních účinků byla dále identifikována potenciální kritická místa. Prvním místem je bod A, kde dochází k oslabení průřezu hřídele z důvodu díry pro radiální kolík na přenos točivého momentu na náboj kola. Druhým místem je bod B, který se nachází v ložisku a vyskytují se zde nejvyšší hodnoty ohybového momentu. Třetím místem je bod C, který má svůj průřez oslaben dírou pro kolík pro přenos točivého momentu z řetězového kola. Hodnoty momentu jsou zde však nižší, než v bodě A se stejně oslabeným průřezem, proto postačuje ověřit bezpečnost na bodě A.



Obr. 47 Výsledné vnitřní účinky v hřídeli (kritická místa vyznačena červeně)

Redukované napětí zohledňující hřídel s dírou je v bodě A dle podmínky HMM stanoveno na základě následující rovnice [68]:

$$\sigma_{red}^A = \sqrt{\left(\frac{M_o^A}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} - \frac{d \cdot D^2}{6}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k^A}{\frac{\pi \cdot D^3}{16} - \frac{d \cdot D^2}{6}}\right)^2}, \quad (31)$$

$$\sigma_{red}^A = \sqrt{\left(\frac{8,80}{\frac{\pi \cdot 0,020^3}{32} - \frac{0,008 \cdot 0,020^2}{6}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{41,6}{\frac{\pi \cdot 0,020^3}{16} - \frac{0,008 \cdot 0,020^2}{6}}\right)^2},$$

$$\sigma_{red}^A = 77,7 \text{ MPa},$$

kde: M_o^A [Nm] ohybový moment v bodě A. $M_o^A = 8,80 \text{ Nm}$,

M_k^A [Nm] kroutící moment v bodě A. $M_k^A = 41,6 \text{ Nm}$,

D [mm] průměr hřídele, $D = 20 \text{ mm}$,

d [mm] průměr díry v hřídeli, $d = 8$ mm.

Redukované napětí pro plnou hřídel v bodě B je stanoveno na základě rovnice:

$$\sigma_{red}^B = \sqrt{\left(\frac{M_o^B}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k^B}{\frac{\pi \cdot D^3}{16}}\right)^2}, \quad (32)$$

$$\sigma_{red}^B = \sqrt{\left(\frac{30,3}{\frac{\pi \cdot 0,020^3}{32}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{41,6}{\frac{\pi \cdot 0,020^3}{16}}\right)^2},$$

$$\sigma_{red}^B = 60,0 \text{ MPa},$$

kde: M_o^B [Nm] ohybový moment v bodě B. $M_o^B = 30,3 \text{ Nm}$,

M_k^B [Nm] kroutící moment v bodě B. $M_k^B = 41,6 \text{ Nm}$.

Pro celkovou bezpečnost hřídele je počítáno s hodnotami nejvyššího redukovaného napětí, které odpovídají hodnotám v kritickém bodě A. Poté je bezpečnost hřídele dána vztahem:

$$k_{sh} = \frac{R_{e_h}}{\sigma_{red}^A}, \quad (33)$$

$$k_{sh} = \frac{235}{77,7},$$

$$k_{sh} = 3,02,$$

kde: R_{e_h} [MPa] mez kluzu materiálu hřídele. $R_{e_h} = 235 \text{ MPa}$.

Výpočty bylo ověřeno, že hřídel bezpečně odolává namáhání a nenastane mezní stav plastické deformace, i přes svůj značně snížený průřez způsobený dírami pro radiální kolíky na přenos točivého momentu.

ZÁVĚR

Cíl této práce byl zaměřen na tvorbu konstrukce dálkově ovládané samohybné sekačky s hmotností do 80 kg a maximální šířkou 1 000 mm. Poháněna jsou dvě kola z celkových čtyř, přičemž pohon je zajištěn elektrickými akumulátory a řízení je realizováno nápravovým zatačením. Byla vytvořena konstrukce rámu sekačky, jehož části byly podrobeny pevnostní analýze metodou konečných prvků. Dále byly provedeny analytické pevnostní výpočty vybraných konstrukčních uzlů a byla zhotovena výkresová dokumentace sestavy celku a vybraných součástí.

Navržená konstrukce dálkově ovládané sekačky s hmotností 45 kg, délkou 1 110 mm a šířkou 480 mm je poháněna dvojicí elektromotorů o celkovém výkonu 500 W. Řetězovým převodem je dosaženo maximální pojezdové rychlosti 5,6 km/h. Záběr rotačního žacího ústrojí sekačky je 460 mm a žací nůž je poháněn motorem o výkonu 550 W. Výška sečení je elektronicky nastavitelná pomocí lineárního aktuátoru v rozsahu 40 mm až 140 mm. Řízení je realizováno servomotorem umístěným na přední nápravě, který umožňuje natáčení kol až o 30° na obě strany. Napájení celého stroje zajišťují vyměnitelné akumulátory o kapacitě 640 Wh. Celá přední náprava je umístěna na výkyvném čepu, který zajišťuje vychýlení až o 20° kontakt všech kol s vozovkou i na nerovném povrchu. Rám sekačky tvoří trojice svařenců zhotovená primárně z normalizovaných profilů z oceli S235JR dle ČSN EN 10025. Méně namáhané součástky jsou uzpůsobeny pro výrobu metodou 3D tisku z materiálu PETG a ASA.

Pomocí pevnostní analýzy metodou konečných prvků v programu MSC Apex byly vyhodnocovány 3 zátěžné stavy. První odpovídá provoznímu zatížení, druhý a třetí stav odpovídá havarijním situacím, které mohou při nedbalém používání stroje nastat. Ve všech případech byla konstrukce rámu vyhodnocena jako vyhovující. Analytickými výpočty byla ověřena bezpečnost tyčí řízení na vzpěr a dále také bezpečnost čepů řízení vůči maximálnímu přípustnému zatížení, které je udáváno výrobcem. Proběhla také úspěšná kontrola hnací hřídele na mezní stav plastické deformace. Pro ověření funkčnosti celého návrhu byl zhotoven prototyp sekačky, na kterém bylo možné prakticky ověřit provozní vlastnosti stroje, identifikovat nedostatky a nalézt konstrukčně výhodnější řešení. Následný vývoj by mohl směřovat k vybavení sekačky kamerou, která by přenášela obraz na dálkový ovladač pro efektivnější a pohodlnější práci operátora. Dalším vhodným rozšířením by bylo také použití softwarového asistenta pro udržování stejné šířky sečeného řádku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] TŮMA, Jan. *Sekačky*. Brno: ERA, 2006. ISBN 80-736-6050-4.
- [2] *Mower history: The First Mowers*. Online. In: The Old Lawn Mower Club. © 2025. Dostupné z: <https://oldlawnmowerclub.co.uk/mowers/aboutmowers/history>. [cit. 2025-04-14].
- [3] TŮMA, Jan. *Zahradní technika*. Brno: ERA, 2003. ISBN 80-86517-74-8.
- [4] *Robotické sekačky*. Online. In: Alza.cz a.s. © 2025. Dostupné z: <https://www.alza.cz/hobby/roboticke-sekacky/18855892.htm>. [cit. 2025-02-17].
- [5] *AS-Motor Ferngesteuerte Mäher*. Online. AS-Motor. © 2025. Dostupné z: <https://www.as-motor.de/typen/ferngesteuerte-maeher/>. [cit. 2025-02-03].
- [6] *5 Key Benefits of Using Remote-Controlled Lawn Mowers*. Online. In: Satabot. 2024. Dostupné z: <https://global.satabot.com/2024/11/29/5-benefits-of-using-remote-controlled-lawn-mowers/>. [cit. 2025-02-03].
- [7] *Exploring the Safety Benefits of Remote-Control Mowing*. Online. In: Gravely. © 2025. Dostupné z: <https://www.gravely.com/en-us/about/blog/184/exploring-the-safety-benefits-of-remotecontrol-mowing>. [cit. 2025-02-03].
- [8] POSPÍŠIL, Jiří. *Technika pro komunální služby*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2014. ISBN 978-80-7509-004-1.
- [9] *Mulčovače, vyžínače*. Online. VARI, A. S. © 2025. Dostupné z: <https://www.vari.cz/produkty/mulcovace-vyzinace/cc:48/>. [cit. 2025-02-24].
- [10] KUMHÁLA, František. *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [11] *Sickel-bar mower: Operating instructions*. Online. In: Primus Danmark Aps. © 2025. Dostupné z: <https://www.primusdanmark.dk/catalogues/CJF-1001A.pdf>. [cit. 2025-02-16].
- [12] *Manual lawn mower*. Online. In: Depositphotos, Inc. © 2025. Dostupné z: <https://depositphotos.com/vectors/lawn-mower-clipart.html>. [cit. 2025-02-16].
- [13] *Bubnová sekačka BDR-595V: Technický nákres*. Online. In: VARI a.s. © 2025. Dostupné z: <https://shop.vari.cz/nahradni-dily/seceni/4121-bdr-595v/1298565190/bubnova-sekacka-bdr-595v/kategorie-34186/>. [cit. 2025-02-17].

- [14] *Bubnová sekačka základ: Technický náčrt.* Online. In: VARI a.s. © 2025. Dostupné z: <https://shop.vari.cz/nahradni-dily/raptor-hydro/4479-rbs-700d/1005900233/bubnova-sekacka-zaklad/kategorie-64037/>. [cit. 2025-02-17].
- [15] *Co je mulčování? Jaký je rozdíl mezi normálním a mulčovacím nožem?* Online. In: Hecht.cz. © 2025. Dostupné z: <https://cz.hecht.cz/info/co-je-mulcovani-jaky-je-rozdil-mezi-normalnim-a-mulcovacim-nozem>. [cit. 2025-03-22].
- [16] *K čemu potřebujete zahradní traktor.* Online. In: SIGMA PUMPY HRANICE, s.r.o.: Blog. © 2022. Dostupné z: <https://www.sigmashop.cz/blog/k-cemu-potrebujete-zahradni-traktor>. [cit. 2025-02-17].
- [17] ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ. ČSN EN ISO 5395-3, *Zahradní zařízení - Bezpečnostní požadavky pro motorové žací stroje - Část 3: Žací stroje s vezoucí se sedící obsluhou*. 2014. ISSN ČSN EN ISO 5395-3.
- [18] *RYOBI 38" 75 AH Electric Riding Lawn Mower: Operator's Manual.* Online. In: TTI Consumer Power Tools, Inc. © 2025. Dostupné z: <https://ryobi.ryobitools.com/help-plus/details/46396016584>. [cit. 2025-02-17].
- [19] *Vyžínače a křovinořezy.* Online. In: Andreas STIHL, spol. s r. o. © 2025. Dostupné z: <https://www.stihl.cz/cs/c/vyzinace-krovinorezy-98236>. [cit. 2025-02-17].
- [20] *Husqvarna EPOS™.* Online. In: Husqvarna AB. © 2025. Dostupné z: <https://www.husqvarna.com/cz/objevujte-a-ucte-se/husqvarna-epos/>. [cit. 2025-02-17].
- [21] *Can Robot Mowers Actually Handle Stone Pathways Without Damage?* Online. In: Shenzhen Kaiqi Technology Co., Ltd. 2024. Dostupné z: https://www.iroboup.com/news_blog/blog/detail/can-robot-mowers-actually-handle-stone-pathways-without-damage. [cit. 2025-03-22].
- [22] *Robotické sečení.* Online. In: BurdaMedia Extra s.r.o. 2020. Dostupné z: <https://www.nkz.cz/praxe/naradi-technika/roboticke-seceni-na-co-se-nejvice-ptate>. [cit. 2025-03-22].
- [23] *Robotická sekačka: nová éra péče o trávník!.* Online. In: Hecht.cz: Blog. 2023. Dostupné z: https://cz.hecht.cz/blog/zahrada/roboticka-sekacka-nova-era-pece-o-travnik?srltid=AfmBOooVs-O5dH_Ks4pNitrGTg9fc2s0qGAqwbJhcUpO-57gzA6F6GnQ. [cit. 2025-02-17].
- [24] *SEGWAY Robotická sekačka RTK + vision Navimow i105E.* Online. Alza.cz a.s. © 2025. Dostupné z: <https://www.alza.cz/hobby/segway-navimow-gps-i105e-d12332117.htm>. [cit. 2025-02-17].

- [25] *Husqvarna CEORA™ 544 EPOS™ / RZ 43M / CS4*. Online. In: Husqvarna AB. © 2025. Dostupné z: <https://www.husqvarna.com/cz/roboticke-sekacky/ceora-546epos-rz43m-cs4/>. [cit. 2025-02-17].
- [26] *PARKSIDE® Robotická sekačka PMRA 20-Li B2, 2 Ah*. Online. In: Lidl Česká republika s.r.o. © 2025. Dostupné z: <https://www.lidl.cz/p/parkside-roboticka-sekacka-pmra-20-li-b2-2-ah/p100372494>. [cit. 2025-02-17].
- [27] *Husqvarna Automower® 435X AWD NERA*. Online. In: Husqvarna AB. © 2025. Dostupné z: <https://www.husqvarna.com/cz/roboticke-sekacky/automower-435x-awd-nera/>. [cit. 2025-02-17].
- [28] *INTERNATIONAL JOURNAL OF NOVEL RESEARCH AND DEVELOPMENT*. Online. 2024, vol. 9, no. 4. 2024. ISSN 2456-4184. Dostupné z: <https://www.ijnrd.org/papers/IJNRD2404554.pdf>. [cit. 2025-02-02].
- [29] *Building The Next Generation of Commercial Mowers*. Online. In: RoboticsTomorrow. 2023. Dostupné z: <https://www.roboticstomorrow.com/article/2023/02/building-the-next-generation-of-commercial-mowers/20120>. [cit. 2025-02-02].
- [30] *Sekačka L50 (Loncin)*. Online. In: Paddock. © 2025. Dostupné z: <https://www.paddock-technika.cz/sekacka-l-50-loncin/>. [cit. 2025-02-14].
- [31] *RC Mowers R-60*. Online. In: Colbrook Industries. © 2025. Dostupné z: <https://www.colbrookindustries.com.au/rc-mowers/rc-mowers-r-60/>. [cit. 2025-02-14].
- [32] *Ferris katalog 2023: Dálkově řízená sekačka FRC7*. Online. In: KIS Plus s.r.o. 2023. Dostupné z: https://www.ferris.cz/downloads/Katalog%20FERRIS%202023_kisplus.cz.pdf. [cit. 2025-02-03].
- [33] *Mowrator: Mowrator S1 Technický list*. Online. In: Mowera. © 2024. Dostupné z: <https://mowera.cz/mowrator>. [cit. 2025-02-14].
- [34] *SPIDER eCROSS LINER*. Online. DVOŘÁK - svahové sekačky s.r.o. © 2025. Dostupné z: <https://www.spider-cz.com/spider-ecross-liner>. [cit. 2025-02-13].
- [35] *SPIDER ILD02*. Online. DVOŘÁK - svahové sekačky s.r.o. © 2025. Dostupné z: https://www.spider-cz.com/spider-ild02_p11.html. [cit. 2025-02-13].
- [36] *Introducing the R Series by RC Mowers*. Online. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=P3SS15dW2HY>. [cit. 2025-05-15].
- [37] *Dálkově řízená sekačka Spider: Návod k obsluze Spider CROSS LINER*. Online. In: DVOŘÁK - svahové sekačky s.r.o. 2019. Dostupné z: https://www.spider-cz.com/data/files/OM_XLINER_Rev%2006_11_2019_CZ_N%C3%A1vod%20k%20pou%C5%BEit%C3%AD.pdf. [cit. 2025-04-11].

- [38] *Náhradní díly: Nůž modelu ILD02, 2SGS*. Online. In: DVOŘÁK - svahové sekačky s.r.o. © 2025. Dostupné z: https://www.spider-cz.com/nuz-ild02-2sgs_z19464/. [cit. 2025-02-24].
- [39] *SPIDER: NÁVOD K POUŽITÍ ILD02 SG*. Online. In: DVOŘÁK - slope mowers s.r.o. 2017. Dostupné z: https://www.spidermower.com/data/files/dokumentace-b2b/OM_ILD02/CZ/OM_ILD02SG_2619-_rev%2002-15-02-2017_CZ_N%C3%A1vod%20k%20pou%C5%BEit%C3%AD.pdf. [cit. 2025-02-24].
- [40] *Mowrator S1 2WD*. Online. Mowrator. © 2025. Dostupné z: <https://eu.mowrator.com/products/mowrator-s1-remote-control-electric-lawn-mower-rc-lawnmower>. [cit. 2025-02-13].
- [41] *Customized Remote Control Grass Lawn Mower*. Online. In: Aliexpress. © 2025. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/1005007711880461.html>. [cit. 2025-02-14].
- [42] PADDOCK. *Dotaz k produktu L50*. [elektronická pošta]. Message to: martin@andrysik.cz. 24. února 2025. [cit. 2025-02-27].
- [43] LUCKOVÁ, Renáta. *Lubomír Dvořák: Díky patentové ochraně jsme schopni držet náskok před konkurencí*. Online. In: Gibbs&Co., s.r.o. 2024. Dostupné z: <https://e-news.cz/rozhovory/lubomir-dvorak-diky-patentove-ochrane-jsme-schopni-drzet-naskok-pred-konkurenci/>. [cit. 2025-02-13].
- [44] *SPIDER ILD02 SG s navijákem*. Online. In: BESTO PRO s.r.o. © 2015. Dostupné z: <http://www.bestopro.cz/produkty/svahove-sekacky-spider/941-spider-ild01.html>. [cit. 2025-02-14].
- [45] *RC Mowers USA*. Online. Dostupné z: <https://www.linkedin.com/company/rcmowersusa>. [cit. 2025-05-15].
- [46] *Tracked slope mowers*. Online. RC Mowers. © 2025. Dostupné z: <https://www.rcmowersusa.com/products/tracked-slope-mowers>. [cit. 2025-02-14].
- [47] *How To Do More Extreme Terrain Landscape Work With Less Labor | RC Mowers*. Online. 2024. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=BhxYh1uRosE>. [cit. 2025-05-15].
- [48] ORTIZ, Pete. *11 Most Shocking Lawnmower Accident Statistics*. Online. In: Housegrail. 2024. Dostupné z: <https://housegrail.com/lawnmower-accident-statistics/>. [cit. 2025-02-02].
- [49] *Dangers of Roll-Overs of Riding Mowers*. Online. In: Occupational Safety and Health Administration. 2020. Dostupné z: <https://www.osha.gov/riding-mowers>. [cit. 2025-02-02].

- [50] Ride-On Lawnmowers The hazards of overturning. Online. *Professional Safety Journal*. 2009, s. 52-63. Dostupné z: https://aeasseincludessp.org/professionalsafety/pastissues/054/05/F4Myers_0509.pdf. [cit. 2025-02-02].
- [51] *How Many Decibels Is a Lawn Mower: Understanding Noise Levels and Hearing Safety*. Online. In: My Gardening Stories. 2024. Dostupné z: <https://mygardeningstories.com/how-many-decibels-is-a-lawn-mower/>. [cit. 2025-02-03].
- [52] *What is the Standard Lawn Mower Decibel Level?* Online. In: Mowrator: Blog. 2024. Dostupné z: <https://mowrator.com/blogs/lawn-mower/standard-decibel-level>. [cit. 2025-02-03].
- [53] *Bezpečnost práce se zahradní sekačkou. Tipy pro bezpečné a efektivní sekání trávy*. Online. In: CRDR spol. s r.o. 2023. Dostupné z: <https://www.skolenibozp.cz/aktuality/bezpecnost-prace-se-zahradni-sekackou/>. [cit. 2025-02-03].
- [54] ROBSON, James. *How Much Pollution Does a Lawn Mower Produce?* Online. In: ToolingIdeas. 2024. Dostupné z: <https://toolingideas.com/how-much-pollution-does-a-lawn-mower-produce>. [cit. 2025-02-03].
- [55] *Výhody sekaček SPIDER*. Online. DVOŘÁK - svahové sekačky s.r.o. © 2025. Dostupné z: https://www.spider-cz.com/vyhody-sekacek-spider_p9.html. [cit. 2025-02-03].
- [56] *Mowrator S1: Remote Control Beast Vacuum Mower*. Online. In: Youtube. 2024. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=IfsMOIsMio4>. [cit. 2025-02-03].
- [57] *Mowrator S1 2wd Review* [@Addicted to tools]. Online. 2024. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=4nlkhrm_tFA. [cit. 2025-05-15].
- [58] Svahové sekačky Spider už i v elektrické verzi. Online. *Hybrid.cz*. 2024. ISSN 1802-5323. Dostupné z: <https://www.hybrid.cz/svahove-sekacky-spider-uz-i-v-elektricke-verzi/>. [cit. 2025-02-27].
- [59] *Kolo foukací kovový disk 260/20 3,00-4 4PR kuličkové ložisko*. Online. In: Agrozet Nahoru. © 2025. Dostupné z: <https://www.agrozet.cz/e-shop/kolo-foukaci-kovovy-disk-260-20-300-4-4pr-kulickove-lozisko-d98201.html>. [cit. 2025-04-07].
- [60] *250W 36V DC brush motor*. Online. In: AliExpress.com. © 2025. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/1005006819797028.html>. [cit. 2025-04-07].
- [61] *36V Bidirectional Brushed ESC 4S-13S 60A Motor Electric Speed Controller*. Online. In: Aliexpress.com. © 2025. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/1005003803144999.html>. [cit. 2025-04-07].

- [62] *36V Neodymium Magnetic Brushless Motor 40V 550W*. Online. In: Aliexpress.com. © 2025. Dostupné z: <https://www.aliexpress.com/item/1005008225953891.html>. [cit. 2025-04-07].
- [63] *Hobby Porter Super 500 High Torque Metal Robot Servo*. Online. In: Hobby Porter. © 2023. Dostupné z: https://www.hobbyporter.com/hobby-porter-super-500-high-torque-metal-robot-servo-12-to-24v-500kg-uav-education-industrial-motor_p1121.html. [cit. 2025-04-07].
- [64] *Flysky FS-i6X*. Online. In: Flyskyr. © 2025. Dostupné z: <https://www.flysky-cn.com/i6x-gaishu-1>. [cit. 2025-04-08].
- [65] *Hobby Porter Super 500*. Online. In: ShenZhen Hobbyporter CO., Ltd. © 2023. Dostupné z: https://www.hobbyporter.com/hobby-porter-super-500-high-torque-metal-robot-servo-12-to-24v-500kg-uav-education-industrial-motor_p1121.html. [cit. 2025-03-22].
- [66] *Sq8RS Ball Joint*. Online. In: Focus Technology Co., Ltd. © 2025. Dostupné z: https://www.made-in-china.com/price/prodetail_Spherical-Plain-Bearing_ROWGapCdZqUJ.html?pv_id=1imvtn2eu7f&faw_id=null. [cit. 2025-03-22].
- [67] *METRICKÝ ZÁVIT - rozměry*. Online. In: E-konstrukter. © 2017. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/metricky-zavit-rozmary>. [cit. 2025-03-24].
- [68] SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles a BUDYNAS, Richard. *Konstruování strojních součástí*. Sedmé. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMOBLŮ

a	[m/s ²]	zrychlení působící na rám
ČSN		česká technická norma
DIN		německá národní norma
D	[mm]	průměr hřídele
d	[mm]	průměr díry v hřídeli
d _{min}	[mm]	průměr jádra závitové tyče
d _{ř1}	[mm]	průměr řetězového kola motoru
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
EN		evropská norma
ESC		Electronic Speed Control
F _A	[N]	tíhová síla od akumulátorů působící na rám
F _B	[N]	tíhová síla od žacího bubnu působící na rám
F _{dov}	[N]	maximální přípustné zatížení čepu
F _E	[N]	tíhová síla od elektroniky působící na rám
F _{krti,1}	[N]	kritická síla vzpěru řídicí tyče
F _{krti,2}	[N]	kritická síla vzpěru spojovací tyče
F _{M1,2}	[N]	tíhová síla od motoru působící na rám
F _{R1}	[N]	reakční síla vnějšího ložiska
F _{R2}	[N]	reakční síla vnitřního ložiska
F _S	[N]	tíhová síla od servomotoru působící na rám
F _{S1}	[N]	síla v čepech tyče řízení
F _{S2}	[N]	síla v čepech spojovací tyče
F _{Z1,2}	[N]	tíhová síla od závaží
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
HMH		Huber-Mises-Hencky hypotéza
i	[-]	převodový poměr řetězu
J ₂	[mm ⁴]	kvadratický moment v nejslabší ose vzpěru
k _s	[-]	koeficient bezpečnosti pro čep
k _{s1}	[-]	koeficient bezpečnosti pro řídicí tyč vůči vzpěru
k _{s2}	[-]	koeficient bezpečnosti pro spojovací tyč vůči vzpěru
k _{sh}	[-]	koeficient bezpečnosti hřídele
k _r	[-]	návrhový koeficient přetížení motoru

l_1	[mm]	délka tyče řízení
l_2	[mm]	délka spojovací tyče
l_{R1}	[mm]	vzdálenost síly F_{R1} od řetězového kola
l_{R2}	[mm]	vzdálenost síly F_{R2} od řetězového kola
l_{FZ1}	[mm]	vzdálenost síly F_{Z1} od řetězového kola
m_A	[kg]	hmotnost akumulátorů
m_B	[kg]	hmotnost žacího bubnu
m_E	[kg]	hmotnost elektroniky
M_J	[Nm]	točivý moment motoru
M_K	[Nm]	kroučící moment působící v hřídeli
M_O^A	[Nm]	ohybový moment v bodě A
M_O^B	[Nm]	ohybový moment v bodě B
$m_{M1,2}$	[kg]	hmotnost motoru
m_S	[kg]	hmotnost servomotoru
$m_{Z1,2}$	[kg]	hmotnost závaží
n_j	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
P_j	[W]	výkon motoru
r	[mm]	poloměr unašeče servomotoru
r_1	[mm]	rameno působící síly F_{S1}
r_2	[mm]	rameno působící síly F_{S2}
R_{e_h}	[MPa]	mez kluzu materiálu hřídele
R_{e_r}	[MPa]	mez kluzu materiálu rámu
R_{e_t}	[MPa]	mez kluzu materiálu tyčí řízení
R_{m_r}	[MPa]	mez pevnosti materiálu rámu
s	[mm]	dráha při rovnoměrně zpomaleném pohybu
S	[mm ²]	průřez tyčí řízení
V_0	[m/s]	původní rychlost
Z_1	[-]	počet zubů řetězového kola na motoru
Z_2	[-]	počet zubů řetězového kola na hřídeli
α	[-]	součinitel geometrie typu uložení
β	[-]	úhel mezi tyčí řízení a těhlicí
γ	[-]	úhel mezi těhlicí a spojovací tyčí
λ_1	[-]	štíhlost řídící tyče

λ_2	[-]	štíhlost spojovací tyče
λ_{KR}	[-]	kritická štiřlost
λ_M	[-]	mezní štiřlost
σ_{red}^A	[MPa]	redukované napětí v bodě A
σ_{red}^B	[MPa]	redukované napětí v bodě B
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkres sestavy rámu: BP-Mowtruck-01
2. Výkres svařence centrálního rámu: BP-Mowtruck-02
3. Výkres hnací hřídele: BP-Mowtruck-03
4. Výkres svařence těhlice: BP-Mowtruck-04