

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

Katedra zemědělských strojů



**Technická
fakulta**

**Určování okrajových podmínek pro FEM výpočty konstrukcí
strojů pro zpracování půdy**

.....
Diplomová práce

Autor: **Bc. Jakub Zígler**

Vedoucí práce: **prof. Dr. Ing. František Kumhála**

Praha 2024

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Určování okrajových podmínek pro FEM výpočty konstrukcí strojů pro zpracování půdy“ vypracoval samostatně. Všechny literární zdroje použité v této práci jsou uvedeny v seznamu literatury a citovány dle citační normy ČSN ISO 690 a dle požadavků Technické fakulty ČZU v Praze. Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby. Jsem si vědom a souhlasím, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Dále deklaruji, že reprodukce a publikování této práce a jejích částí nepoškodí žádná práva třetích osob.

V Praze dne

.....

Podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval panu prof. Dr. Ing. Františku Kumhálovi za odbornou pomoc a vedení při zpracování diplomové práce na dané téma. Dále bych rád vyjádřil poděkování Ing. Evě Kudrnáčové Ph.D. za velmi cenné připomínky a jazykovou korekci.

Vděčnost za spolupráci je vyjádřena také následujícím osobám a firmám:

Rodině a přátelům za trpělivost a podporu.

Firmě Bednar FMT s. r. o. za léta praxe a shovívavost v průběhu studia.

Určování okrajových podmínek pro FEM výpočty konstrukcí strojů pro zpracování půdy

Abstrakt

Tato Diplomová práce se zabývá určením okrajových podmínek pro numerické simulační modely strojů pro zpracování půdy. V současnosti jednou z hlavních numerických metod používaných při modelování a simulacích je metoda konečných prvků (MKP) (*Finite-Element Method (FEM)*). MKP má vysoký potenciál uplatnění v oblasti zemědělské mechanizace. Jelikož často jde o složité prostorové konstrukce a mechanismy, u kterých je obtížně představitelný průběh sil. Aby však simulační výsledky odpovídaly fyzikální realitě, je nutnou podmínkou zjištění těchto okrajových podmínek.

Klíčová slova: tenzometrie, měření půdních odporů, kypřiče, podmítače, pěchy, silové účinky, simulace, KMP

Determining the boundary conditions for FEM calculations of machine structures for tillage

Summary

This Diploma thesis deals with the determination of boundary conditions for numerical simulation models of agricultural machines. Currently one of the main numerical methods used in modelling and simulations is the Finite-Element Method (FEM). This method has a high potential for application in the field of agricultural mechanization because these are often complex spatial constructions and mechanisms where it is difficult to imagine the flow of forces. However, in order for the simulation results to correspond with the physical reality, it is necessary to determine these boundary conditions.

Keywords: tensometry, cultivator, disc harrow, packers, force effect, simulation,

OBSAH

1. ÚVOD	1
2. CÍLE PRÁCE A HYPOTÉZY	2
3. SOUHRN POZNATKŮ	3
3.1 Teoretická definice FEM.....	3
3.2 Definice prvků a funkcí vazeb.....	9
3.3 Definice prvků a funkcí idealizace.....	11
3.4 Příprava a průběh simulační smyčky.....	14
4. TEORETICKÁ VÝCHODISKA	17
4.1 Režimy provozu.....	17
4.2 Definice druhů zatížení.....	18
5. METODIKA MĚŘENÍ	31
5.1 Měření celých strojů.....	30
5.2 Měření disků.....	35
5.3 Měření dlát a radlic.....	46
5.4 Měření valivého odporu.....	54
5.5 Měření zrychlení.....	58
6. VÝSLEDKY A DISKUZE	59
6.1 Klopný moment.....	59
6.2 Měření celých strojů.....	60
6.3 Měření dlát.....	64
6.4 Měření disků.....	68
6.5 Měření valivého odporu.....	74
6.6 Měření zrychlení.....	76
7. ZÁVĚR A DOPORUČENÍ	78
8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	79
9. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	84
10. SEZNAM PŘÍLKOH	87

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

ANSI: Americký národní standardizační institut (American National Standards Institute)

ASABE: Americká společnost zemědělských a biologických inženýrů (American Society of Agricultural and Biological Engineers)

CAD: počítačem podporované projektování (Computer aided design)

ČSN: česká technická norma

EU: Evropská unie (European Union)

EP: Evropský parlament (European Parliament)

FEM: metoda konečných prvků (Final Element Method)

GeoČR50: Geologická mapa České republiky 1:50 000

GPS: globální polohový systém (Global Positioning System)

HV: hydraulický válce

K: režim kalibrace

TKSP ČR: Taxonomicko Klasifikační Systém Půd České republiky

T: režim transport

MSS: simulace mechanických soustav (Mechanical Systems Simulation)

M01S–23S: měření v závěsu

M01D–16D: měření dlát

M01T–60T: měření disků

M01V–08V: měření válců

OECD: Organisation for Economic Co-operation and Development

P: režim práce

SS: souřadný systém

SSD: souřadný systém disku

SSS: souřadný systém teoretického působení síly na disk

SS0: defaultní souřadný systém šestiosého snímače

SS1: souřadný systém šestiosého snímače, transformovaný dle polohy při měření

VD: vyhloubení dláta

ZD: zahloubení dláta

2D: dvou dimenzionální

3D: třidimenzionální

6D: šestidimenzionální

1. ÚVOD

Při návrhu hlavních rámových konstrukcí strojů pro zpracování půdy musí být splněno mnoho podmínek. Střetávají se zde požadavky agronomické, technologické, finanční, homologační, estetické, na odolnost proti prostředí, ekologické, transportní a další. Tyto požadavky jsou velmi často protichůdné, nebo se úplně vylučují. Hledání rovnováhy je proto vždy podřízeno celkovému zadání finálního stroje nebo zařízení, nikoliv na pouhé vyřešení jednoho konkrétního technického uzlu. Finální řešení proto vede mnohdy na komplexnější řešení, než by se na první pohled zdálo, že bude třeba.

U strojů s větší transportní šířkou než 3 metry musí konstrukce počítat se dvěma základními provozními stavy. Jeden je konfigurován pro pracovní pozici, tedy kdy stroj provádí hlavní pracovní operaci. Druhým je konfigurace pro transport po pozemní komunikaci. V závislosti na provozované zemi je pak nutné jízdní soupravu složit do obdélníku o stranách $3 \times 4 \times 22$ m (platí pro státy EU dle nařízení EP s Rady č. 167/2013). Tato podmínka je výzvou při návrhu strojů o pracovním záběru nad 9 m. Výsledné konstrukce obsahují velké množství mechanismů a kontaktů, které jsou zatěžovány několika různými skupinami sil a reakcí.

Motivací pro vypracování této práce je popsat okrajové podmínky pro FEM simulace zátěžných stavů hlavní rámové konstrukce strojů pro zpracování půdy od pracovních orgánů. Pouhé změření hodnot tahových odporů jak celých strojů, tak samostatných nástrojů, plně nepopisuje vliv těchto sil na rám. Je nutné definovat působišťe a vektory pro zjištěné hodnoty sil a silových dvojic tak, aby bylo možné vyhodnocovat konkrétní kritická místa na rámech a realisticky dimenzovat jednotlivé prvky konstrukce, jako jsou nosníky a výztuhy.

2. CÍLE PRÁCE A HYPOTÉZY

C1: Na základě polních měření tahových odporů definovat okrajové podmínky pro FEM simulace hlavních rámu strojů pro zpracování půdy.

C2: Na základě polních měření stanovit silové reakce pracovních orgánů.

C3: Vyhodnotit naměřené hodnoty zrychlení a stanovit optimální hodnotu pro zatížení rámu stroje pro zpracování půdy.

Výzkumné předpoklady – hypotézy

H1: Nastavení stroje bude mít vliv na výsledné hodnoty okrajových podmínek.

H2: Na základě polních měření lze zjistit silové účinky jednoho pracovního orgánu na rám stroje pro zpracování půdy.

H3: Z naměřených hodnot lze určit optimální hodnoty zrychlení zatěžující konstrukci rámu stroje pro zpracování půdy.

3. SOUHRN POZNATKŮ

3.1 Teoretická definice FEM

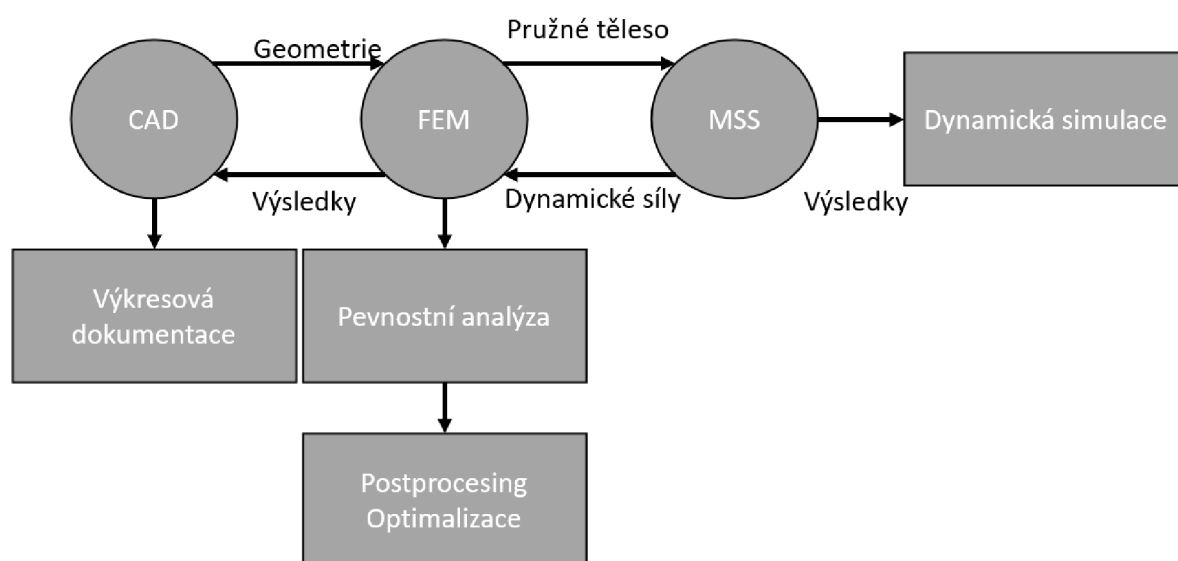
Výpočetní úlohy, se kterými se setkáváme v inženýrské praxi můžeme rozdělit na dvě základní skupiny:

- 1) úlohy pro diskretní soustavu a konstrukci
- 2) úlohy pro spojitá tělesa a oblasti.

Příkladem skupiny diskretních soustav mohou být nosníkové konstrukce, tedy soustavy těles, které lze rozdělit na jednotlivé prvky, které se stýkají ve společných bodech (uzlech). Při definici rovnovážných podmínek v uzlech lze řešit celou úlohu.

Úlohy na spojitá tělesa vedou na diferenciální rovnice, které je potřeba řešit při definování okrajových a počátečních podmínek. Tato tělesa mívají často složitý prostorový tvar s lokálními nespojitostmi. Často je třeba řešit nestacionární, nelineární a nestabilní úlohy.

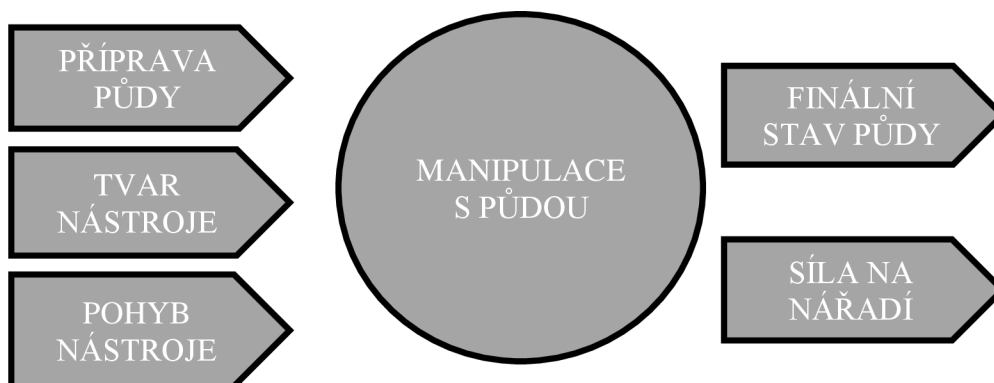
Za základní zdroj vzniku a rozvoje FEM můžeme považovat aplikaci způsobu řešení diskretních úloh na spojitě těleso v kombinaci s využitím modifikovaného variačního postupu (**Obr. 1**). Naproti klasickým variačním postupům se v FEM nehledají aproximační funkce na celé oblasti řešení, ale jen na její části (konečném prvku) se zaručenou spojitostí funkcí na hranicích prvku. FEM můžeme definovat jako přibližnou metodu řešení úloh kontinua, při které se kontinuum rozdělí na určitý počet částí s konečným rozměrem, jejichž vlastnosti určuje daný počet parametrů. Celý model je tvořen souhrnem prvků svázaných uzlovými body (BENČA, 2006).



Obr. 1: Diagram principu používání FEM analýz.

(Zdroj: BENČA, 2006 – upraveno).

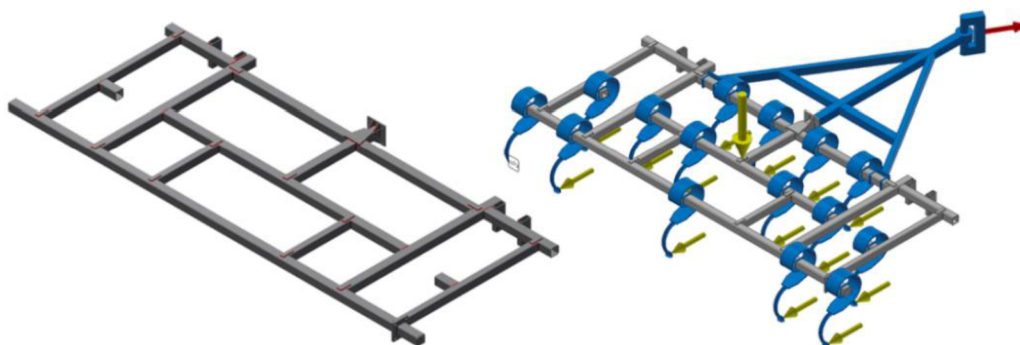
Průběh obecné myšlenkové konstrukce na začátku vývojového procesu lze schematicky vyjádřit diagramem (**Obr. 2**). Na levé straně vstupů jsou zastoupeny vlivy přípravy půdy, tedy operace, které byly na pozemku provedeny před vyhodnocovaným měřením, tvar nástroje, který má vliv na velikost a směr reakcí od půdy, a pohyb nástroje, kde se jedná o trajektorii, rychlost a zrychlení. Tyto vstupy jsou transformovány do požadované manipulace s půdou. Výstupem je zpracovaná půda a síla, která na stroj působí.



Obr. 2: Vztah mezi půdními a nástrojovými faktory v konstrukci.

(Zdroj: Gill 1968 – upraveno).

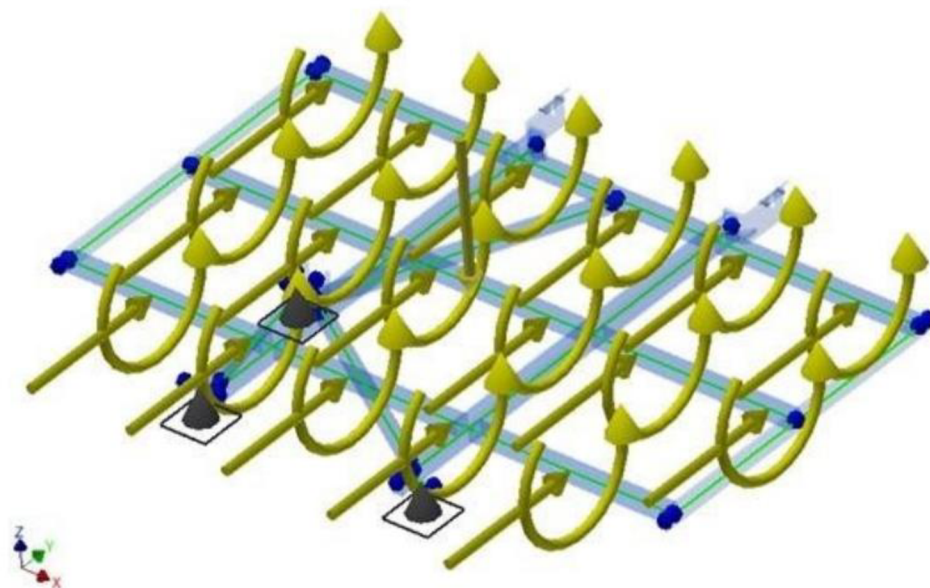
Pro návrh konstrukce rámu kultivátoru lze využít 3D FEM simulaci s použitím softwarových nástrojů Autodesk Inventor Professional (**Obr. 3**). Vazba byla zvolena pevná, ve spodní části slupice úplně vlevo a pohyb závěsu byl omezen jen na vertikální. Zvolené zatížení bylo definováno jako tahová síla o velikosti 60 kN v místě závěsu pod úhlem 30°. Pro kontrolu tuhosti byl rám zatěžován osamělou silou ve středu hlavního rámu o velikosti jedné tuny. Na konce slupic byla aplikována síla 3 kN. Podařilo se snížit hmotnost stroje pro zpracování půdy o 21,4 %. Změna konstrukce pak vedla ke snížení tuhosti o 37 %. Hodnota průhybu v rozmezí 3–5 mm byla vyhodnocena jako přijatelná (TELEGIN & TELEKIN, 2020).



Obr. 3: 3D model rámu a diagram silového zatížení.

(Zdroj: Telegin 2020 – upraveno).

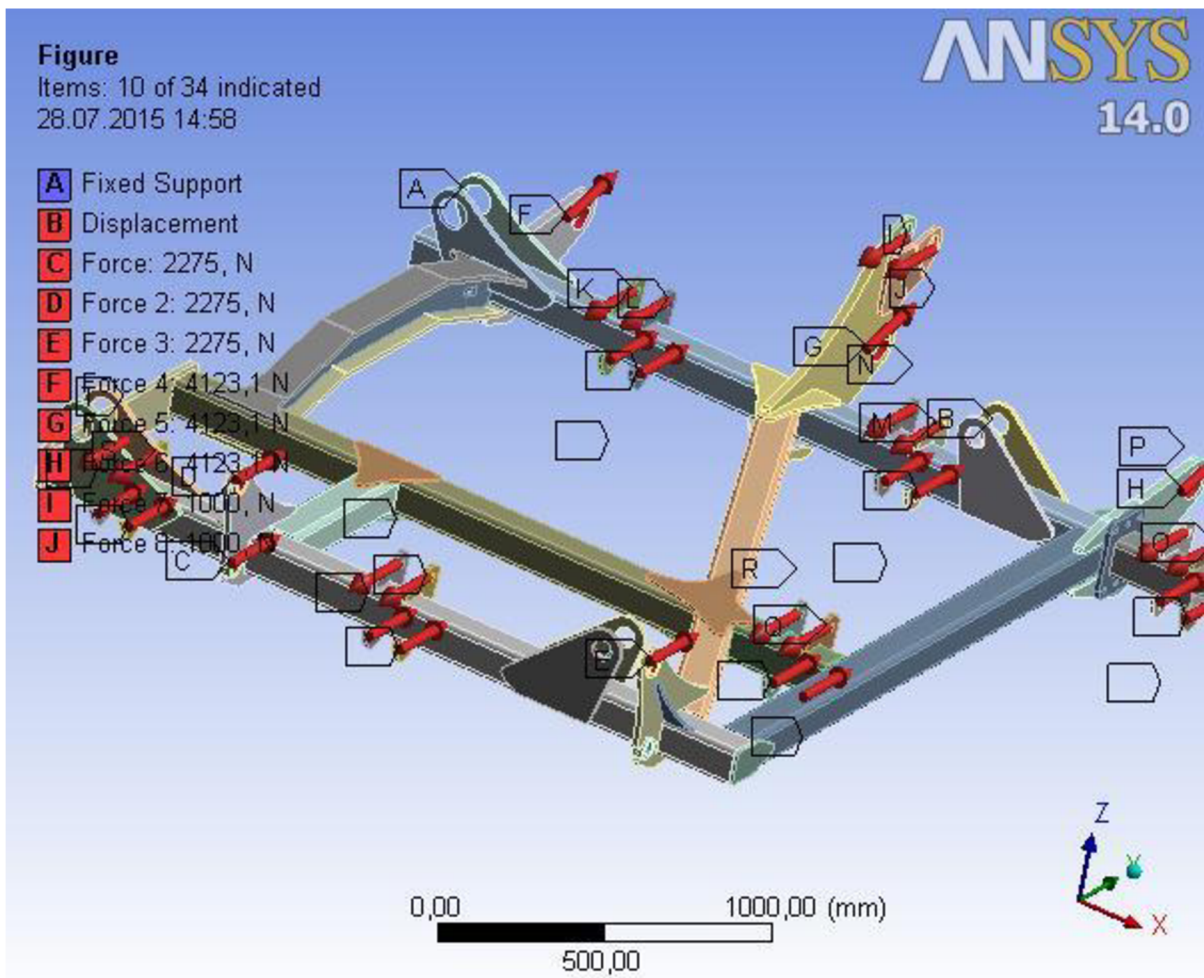
Ve studii SELECH et al. (2019) byl použit softwarový nástroj Autodesk Inventor Professional 2011 pro FEM simulaci při návrhu konstrukce rámu kultivátoru s využitím MES analýzy (**Obr. 4**). V tomto případě byl rám idealizován na jednodimenziální prutovou konstrukci. Vazby byly zvoleny pevné ve všech bodech tříbodového závěsu. Zvolená zatížení od pružných slupic byla zvolena v podobě silové dvojice 84 Nm a síly os tahové složky 200 N. Výsledná konstrukce vyšla o cca 10 % lehčí než původní návrh. Během řešení došlo také ke zjednodušení celé konstrukce, které by mělo vést ke zjednodušení celé výroby a cenové úspoře.



Obr. 4: Diagram silového zatížení rámu kultivátoru.

(Zdroj: Selech 2019 – upraveno).

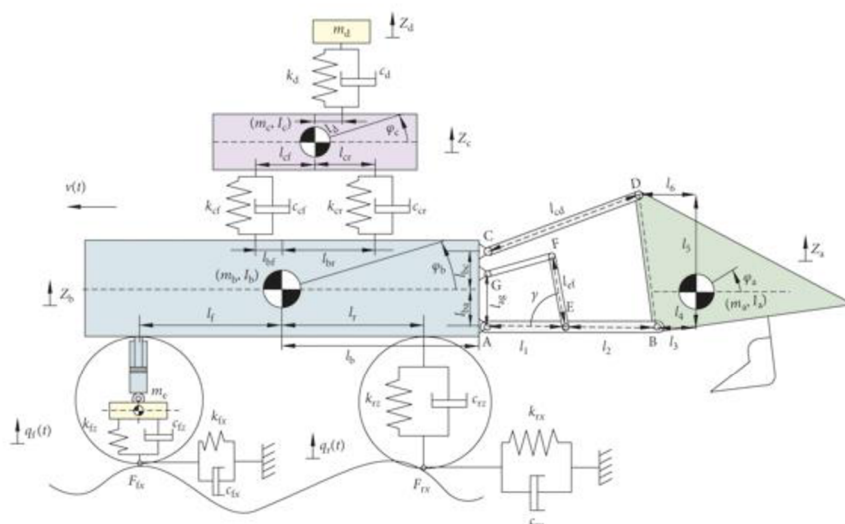
Ve studii BRIS et al. (2016) byla provedena simulace komplexního zatížení 3D rámu pomocí FEM s cílem optimalizace napětí v konstrukci a deformací, s použitím softwarových nástrojů Catia V5 (Dassault Systèmes SE, France) a ANSYS Mechanical 14.0 (Ansys, Inc. Pennsylvania USA). Na modelu byly použity prvky kontaktů. Vazby byly zvoleny pevné v místě otoče mezi bočním a středovým rámem. Zvolené zatížení v otočích jednotlivých prvků je znázorněno na **Obr. 5**. Celkové deformace dosahovaly maximálních hodnot do 1 mm. Maximální hodnoty Von Misesova kritéria napětí dosahovaly 70 MPa, což je menší hodnota, než je dovolené napětí materiálu rámu.



Obr. 5: Diagram silového zatížení rámu kombinovaného kypříče.

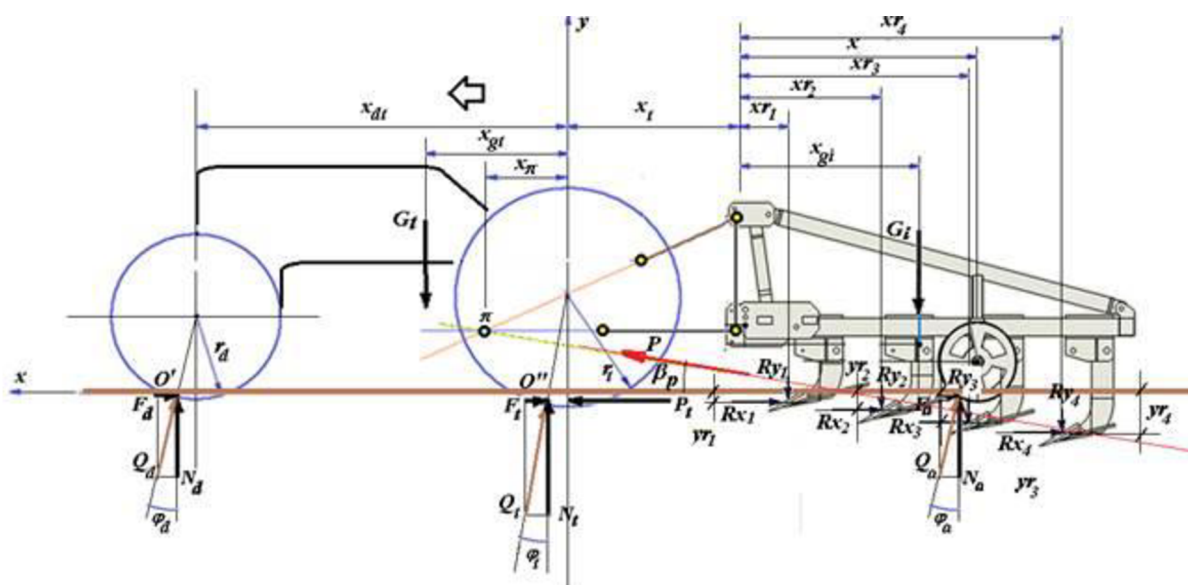
(Zdroj: BRIS et al., 2016 – upraveno).

Pro řešení dynamických účinků a stanovení vibrací konstrukce lze stavět matematické modely (**Obr. 6**). Ze získaných hodnot lze navrhovat tlumící soustavu, která snižuje celkové zatížení a rázy do konstrukce. Porovnání naměřených a vypočtených hodnot vykazuje velmi malý rozdíl. Při stavbě modelu bylo uvažováno jak odpružení kola, tak i tlumící vlastnosti pneumatiky (ZHENG, et al., 2019). Ve studii REYES-SUÁREZ, et al. (2017) byl pro řešení variace různých parametrů závislých na poloze kola (**Obr. 7**), byl použit program Mathcad 2000 Profesional, (PTC – Parametric Technology Corporation, Boston, Massachusetts, USA).



Obr. 6: Matematický model pro vyšetření reakcí v transportní poloze.

(Zdroj: ZHENG et al., 2019).



Obr. 7: Diagram silových reakcí.

(Zdroj: REYES-SUÁREZ, et al., 2017).

Problematikou měření tahových odporů se zabývají výzkumy již od padesátých let. Vzhledem k velkému množství dostupné literatury byly pro tuto práci zvoleny studie uvedené v **Tab. 1**.

Tabulka 1: Přehledová tabulka měření z jednotlivých studií.

Článek	Frekvence snímání [Hz]	Vyhodnoc. síly a hodnoty [kN]	Vyhodnoc. momenty a hodnoty [kNm]	Typ orgánu	Rychlost pojezdu [km/h] ([m/s])	Pracovní hloubka [m]	Zjištěná závislost ^a
Abbaspour-Giledeh et al.(2020)		F_x, F_y, F_z [0,2967]	M_y	Radlička	3,82 (1,06)		$\uparrow v$ $\uparrow h$
AL-Jalil et al. (2001)		F_t [12,8]		Radlice	1,5–5 (0,42–1,38)	0,1; 0,2; 0,3	
Askari et al. (2017)		F_t [30]		Radlice	1,8–3,5 (0,5–0,97)	0,3; 0,4; 0,5	$\uparrow v$
Askari et al. (2019)		F_x, F_y, F_z		Radlice	1,8–3,5 (0,5–0,97)	0,3; 0,4; 0,5	$\uparrow v$ $\uparrow h$
Azimi-Nejdian et al. (2019)	10	F_t [9]		Pluh	3,6–7,2 (1–2)	0,15; 0,2; 0,25	$\uparrow v$ $\uparrow h$
Bentaher et al. (2008)	1	F_x, F_y, F_z [4,105, 0,04, - 0,295]		Pluh	1 (0,28)	0,2	
Čipliené et al. (2019)	5–300	F_t [18,1]		Disk	2,95 (0,82)		
Frasconi et al. (2019)	1	F_x, F_y [1,14–3,37, 0,15– 0,57]		Dláto		0,13; 0,16; 0,19; 0,22; 0,25	$\uparrow h$
Gupta et al. (2019)	10	F_t [8,8-10,8]		Disk	2,88–4,32 (0,8–1,2)	0,16–0,18	
López-Vázquez et al. (2019)	20	F_t [29,66]		Disk	(1,1 - 1,27)	0,25; 0,3	
Malasli a Celik (2019)		F_x, F_y [0,373, 0,131]		Disk	3,6 (1)	0,05	$\uparrow u$
Manikandan et al. (2019)		F_x, F_y [3,97, 0,67]		Radlice	3–7 (0,83– 1,94)	0,15; 0,2; 0,25	$\uparrow v$ $\uparrow h$
Md-Tahir et al. (2019)	1	F_t [25,54]		Pluh		0,22	$\uparrow v$
Okyere et al. (2018)				Disky	0,72–1,44 (0,2–0,4)	0,05–0,095	$\uparrow v$
Podpěra et al. (2009)		F_x, F_y, F_z	M_x, M_y, M_z				
Roca et al. (2019)	10	F_x, F_y, F_z [38, 6, 20]	M_x, M_y, M_z [5,2, -20, 12]	Radlice	7 (1,94)	0,18	
Roeber et al. (2017)	50	F_t [80]			4,95–12,8 (1,37–3,56)		
Tekeste et al. (2019)	100	F_x, F_y [0,078, 0,057]		Radlice	5; 6,8; 9 (1,4; 1,9; 2,5)	0,05; 0,1	$F_x \uparrow v$ $F_v \downarrow v$
Ucguľ a Saunders (2019)	103	F_x, F_y [5,664, 0,802]		Pluh	4,5–10 (1,257– 2,778)	0,125; 0,175; 0,225	$\uparrow v$
Upadhyay et al. (2019)	50	F_t [1,5-5]		Disk	1,2–3,2 (1,2–0,89)	0,1; 0,12; 0,14	
Usaborisut et al. (2019)	200			Slupice, rotační brána	1,79–3,33 (0,5–0,92)	0,2; 0,4	

^a Zjištěná závislost měřených reakcí na hloubce (h), nebo rychlosti (v).

(Zdroj: autor).

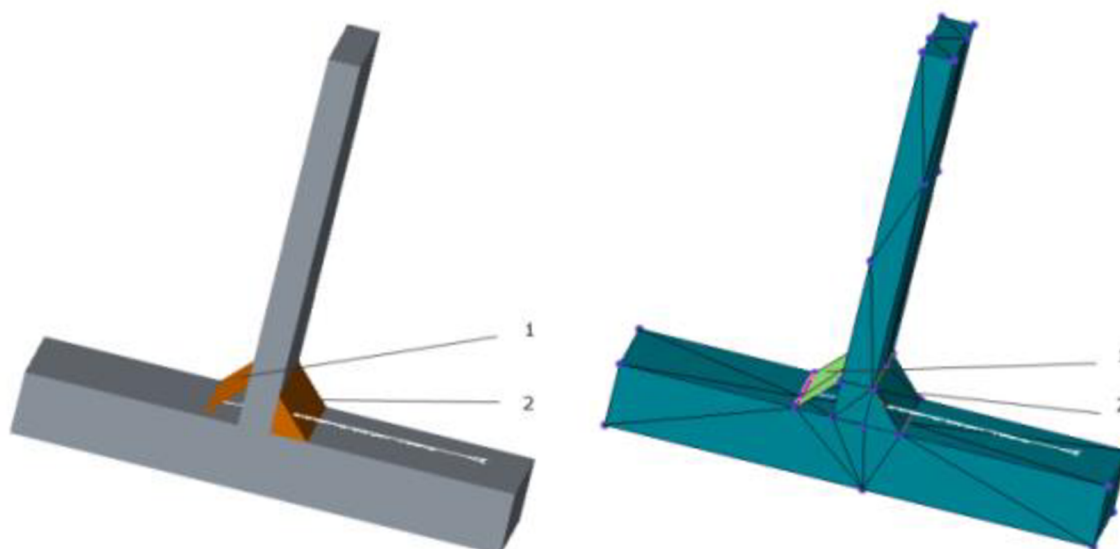
3.2 Definice prvků a funkcí vazeb

Pro FEM simulaci lze využít software Creo Parametric 7.0.4.17 s modulem Creo Simulate (PTC – Parametric Technology Corporation, Boston, Massachusetts, USA). V prostředí Creo Simulate lze rozlišit následující prvky a vazby simulačních modelů:

Prvek Svar (Weld)

Prvek svar (Weld) se vytváří v prostředí modeláře (**Obr. 8**), jeho provedení může být:

- a) solid (objemový prvek / těleso) – v simulacích se chová jako součást 3D modelu, je síťován jako těleso
- b) surface (plocha) – v simulacích se chová jako 2D plošný prvek, je síťován jako plocha.



Obr. 8: Prvek Svar v Creo simulate.

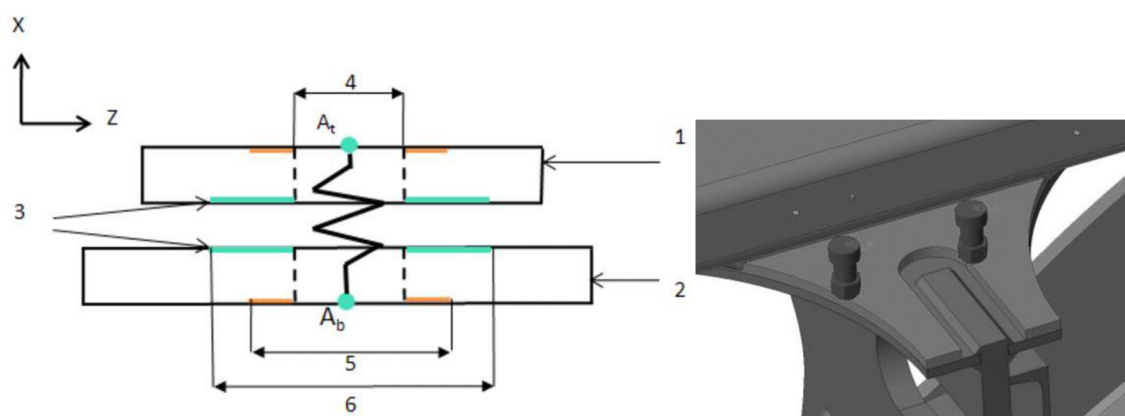
(Zdroj: [Weld Feature \(ptc.com\)](http://Weld Feature (ptc.com))).

Legenda:

Vlevo zobrazení v modeláři Creo, vpravo zobrazení sítě v modulu Creo Simulate.
1 – plošný svar (Surface Weld), 2 – objemový svar (Solid Weld).

Prvek Šroubový spoj (Fasteners)

Vazba typu Fasteners (**Obr. 9**) dovoluje nastavit vlastnosti jako je předpětí ve spoji, nebo zda se může nebo nemůže spojovaná plocha při výpočtu rozpojit. Při volbě s možným rozpojením vzniká styková plocha přenášející smykovou složku pomocí tření. Pokud dojde při zatížení k rozpojení, je smyková složka přenášena pouze upevňovacím prvkem. Zároveň vzniká plošný region stykové plochy pod hlavou šroubu.



Obr. 9: Model šroubového spoje.

(Zdroj: autor).

Legenda:

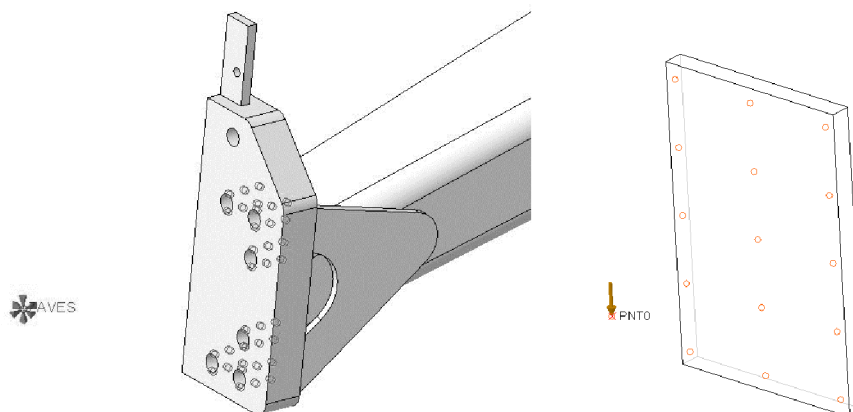
1, 2 – spojované součásti, 3 – styková plocha spoje, 4 – díra pro šroub, 5 – styková plocha pod hlavou šroubu/matice, 6 – vnější průměr stykové plochy spoje.

Prvek rozhraní (Interface)

Prvek rozhraní (Interface) slouží k nastavení vlastností mezi boky, křivkami a plochami. Lze nastavit rozdělení nebo spojení sítě bodů, nebo typ kontaktního spojení s prvky tření nebo pružení.

Dokonale tuhý prvek (Rigid Link)

Vazba typu Rigid Link (**Obr. 10**) vytváří dokonale tuhý prvek, který má dvě strany – závislou a nezávislou. Nezávislá strana řídí pohyb uzlu na závislé straně. Závislá strana má šest stupňů volnosti, které lze ovládat.

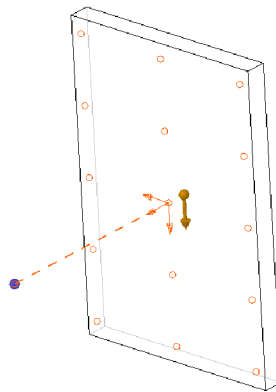


Obr. 10: Model tuhého spoje.

(Zdroj: autor).

Vazba hmotného bodu (Weighted Link)

Vazba typu Weighted Link (**Obr. 11**) primárně slouží pro vazby mezi hmotnými body a prvky konstrukcí. Na rozdíl od vazby Rigid Link má translační stupně volnosti, které umožňují uzlům pohybovat se v určených směrech. Při zavedení tedy nedochází ke zpevnění konstrukce. Skupiny uzlů pak sledují průměrný pohyb zdrojového bodu.



Obr. 11: Model vazby hmoty.

(Zdroj: autor).

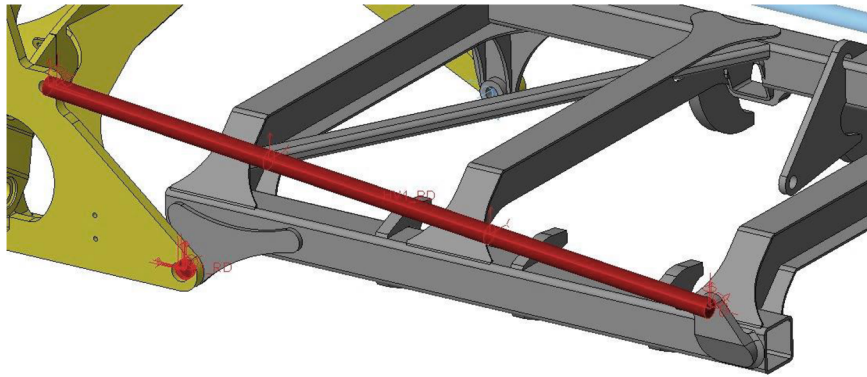
Prvek mezera (Gap)

Prvek typu mezera (Gap) je nelineární prvek používaný ke spojení mezi body, hranami nebo povrchy. Mezera může mít nastavené tření nebo pružení.

3.3 Definice prvků a funkcí idealizace

Prvek Prut (Beam)

Prvek typu prut (Beam) (**Obr. 12**) převádí 3D prvky na jednorozměrné pruty, u kterých lze nastavit vlastnosti průřezových modulů. Kromě těchto idealizací je použitelný i při nastavení vlastností dokonale tuhého tělesa s cílem nahrazovat čepová spojení, různá táhla, nebo lineární hydropohony. Tyto prvky lze výhodně použít při vytváření mechanismů a pomocných konstrukcí pro zpřesnění působišť reakcí, nebo při doplnění prvku měření. Lze tak dostávat konkrétní hodnoty reakcí jak v prvcích samotných, tak ve vazbách.

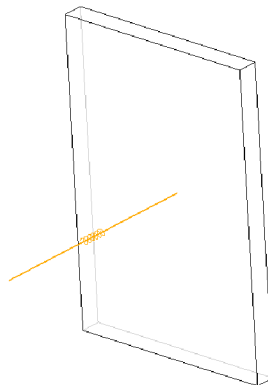


Obr. 12: Model prutu.

(Zdroj: autor).

Prvek Pružina (Spring)

Prvek typu pružina (Spring) (**Obr. 13**) slouží jako náhrada pružin, ale také jako idealizace různých druhů reakcí od prostředí. Při nastavení nekonečné tuhosti lze prvek pružiny použít i jako prvek odebírající stupeň volnosti mechanismu, aby tak došlo ke konvergenci výpočtu simulace.

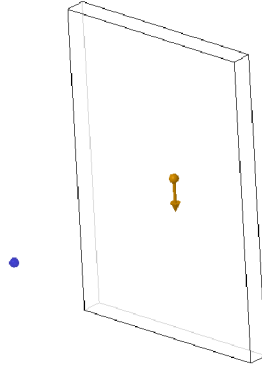


Obr. 13: Model pružiny.

(Zdroj: autor).

Prvek Hmotný Bod (Masses)

Prvek typu hmotný bod (Masses) (**Obr. 14**) je obvykle vázaný pomocí Weighted Link, který reprezentuje zatížení okolních prvků, nebo konstrukcí na vyšetřovaný rám. Tento prvek je využíván zejména při řešení transportů, kdy se zatížení hlavních rámových konstrukcí řeší primárně pomocí zavádění zrychlení. Významným způsobem redukuje výpočtový model a zkracuje tak dobu výpočtů.

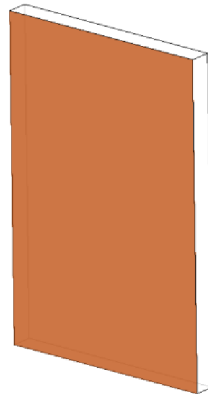


Obr. 14: Model hmoty.

(Zdroj: autor).

Prvek Skořepina (Shells)

Prvek typu skořepina (Shells) (**Obr. 15**) převádí 3D prvky na 2D a tím dochází k optimalizaci výpočtového času. U dílů tenkostěnného charakteru, jako jsou například plechy, trubky, plastové nádrže aj., nedochází k významnému rozdílu výsledných hodnot.

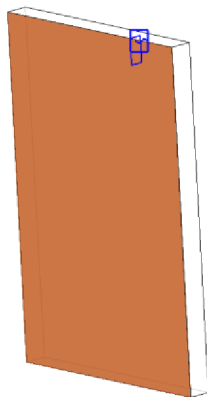


Obr. 15: Model plochy.

(Zdroj: autor).

Prvek Prasklina (Cracks)

Prvek typu prasklina (Cracks) (**Obr. 16**) vytváří simulovanou prasklinu v materiálu. V daném místě dojde k rozdělení prvků sítě a tím vznikají koncentrátoři napětí (PTC – Parametric Technology Corporation, Boston, Massachusetts, USA).

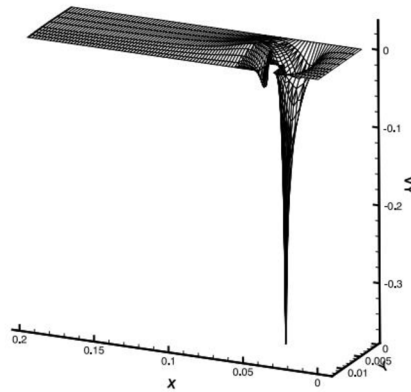


Obr. 16: Model praskliny.

(Zdroj: autor).

3.4 Příprava a průběh simulační smyčky V první fázi dochází k vytvoření simulačního modelu. CAD model výrobku nebo navrhované konstrukce ve většině případů nelze přímo použít jako výpočetní model. Sestavy a díly obsahují problematická místa a prvky, jako jsou technologické mezery mezi díly, napojený tečných ploch, nebo kinematicky neurčité mechanismy. Pomocí zjednodušené reprezentace lze také nahradit původní 3D geometrii a vytvořit pomocnou konstrukci pro zavedení vazeb a silových účinků. V závislosti na původu původního modelu si s sebou tento model nese informaci o užitém materiálu a jeho vlastnostech. Pokud však není materiál definován, je nutné jej definovat.

CAD data je třeba upravit s ohledem na statickou určitost tak, aby simulační model konvergoval. K ověření lze použít například modální analýzy. Dále je třeba zajistit geometrickou čistotu. Složité tvary vedou často k vytvoření singularit (**Obr. 17**), které ovlivňují výsledek simulace. Přítomnost geometricky složitých uzlů má také vliv na výpočtový čas.



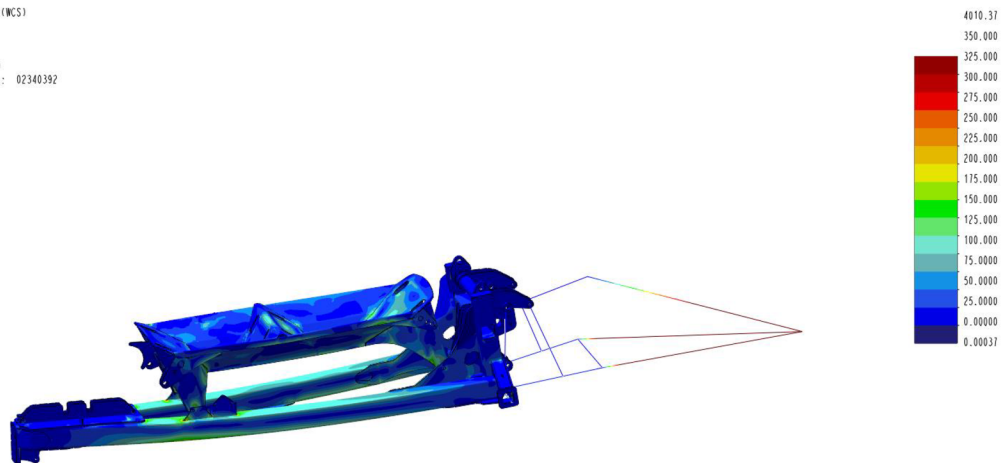
Obr. 17: Příklad singularity sítě.

(Zdroj: BURDA, 2005).

Po začištění modelu dochází k definici vazeb, které mají významný vliv na výsledek simulace. Pokud jde o složitější mechanismy, je nezbytné využít určitých forem zjednodušení (**Obr. 18**), jako například vytváření rovin symetrie, nebo uzamčení pohybu ve vazbě, ke kterému v reálném případě nedochází, ale pro matematický model takový popis vytváří nadbytečný stupeň volnosti. Matematický model se pak rozchází s realitou, ale výstup zůstává velmi blízký realitě. Tímto způsobem se lze vyhnout nutnosti užití kontaktních úloh, jejichž časová náročnost je řádově větší.

Pokud má model definované vazby, následuje definice vektorů, velikostí a působišť silových účinků, zrychlení, tíhy apod., včetně nastavení okrajových a počátečních podmínek. Dalším krokem je vytvoření sítě. Aby byla simulace efektivní, je vhodné definovat přiměřenou velikost elementu k velikosti celkového výpočtového modelu. Pro místa, která byla určena jako kritická, nebo po prvních kolech simulací vychází s velkou koncentrací napětí, případně s vysokým polynomem na hraně prvku, je definován dle potřeby jiný rozměr, jiný typ elementu, nebo jsou tato místa z oblasti zcela vyloučena.

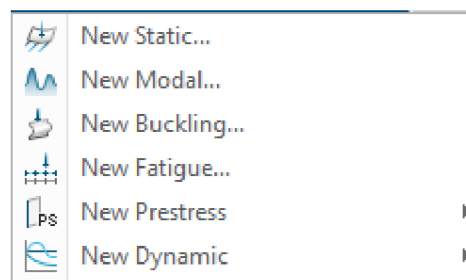
Stress von Mises (MCS)
Maximum of beam
(MPa)
Deformed
Scale 6.6885E+00
Loadset: LoadSet1 : 02340392



Obr. 18: Příklad simulačního modelu s pomocnou konstrukcí.

(Zdroj: autor).

Při nastavení simulační analýzy je v první simulační smyčce u rozsáhlých sestav vhodné začít modální analýzou (**Obr. 19**), která poskytne výstup, ze kterého lze usoudit, že zadané vazby fungují správně a model je staticky určitý. Dalším krokem je nastavení statické nebo dynamické analýzy. Konkrétní nastavení vždy záleží na typu řešené úlohy. Jedno ze stěžejních rozhodnutí, které je následně validováno po prvních kolech simulací, je volba lineariry nebo nelinearity materiálu. Posledním krokem každé simulační smyčky je vyhodnocení výstupu. Sebelepší výstup simulace, pokud je však chybně interpretován, vede k vadnému výrobku.



Obr. 19: Roletové menu typů analýz v Creo Simulate v Creo 7.

(Zdroj: autor).

4. TEORETICKÁ VÝCHODISKA

4.1 Režimy provozu

Při návrhu nosných konstrukcí strojů lze rozlišit dva základní režimy provozu – pracovní a transportní.

4.1.1 Pracovní režim

V tomto režimu primárně dochází k pracovní operaci daného stroje. Hlavní zatížení vznikají od tahových odporů. Režim práce se vyznačuje u sklopných strojů změnou konfigurace rámu z transportní do pracovní polohy. Celkové prostorové řešení rámu se tím u některých strojů významně mění.

4.1.1 Transportní režim

V tomto režimu je stroj transportován po pozemních komunikacích. Hlavní zatížení vznikají od dynamických rázů při nájezdu na terénní nerovnosti. Na konstrukci v tu chvíli působí reakce od vlastních hmotností jednotlivých částí stroje. Z hlediska simulací se dají tyto vztahy nahrazovat hmotnými body a vnášením kombinací zrychlení. Vektor a hodnota zrychlení pak ovlivní konkrétní výsledek. Například při průjezdu zatáčkou dojde k nárůstu laterální složky zrychlení. V tomto stavu lze vyhodnocovat, zda dojde k převrácení soupravy. U pevné konstrukce nápravy lze pak posoudit, zda nedojde k přetížení v tomto asymetrickém stavu.

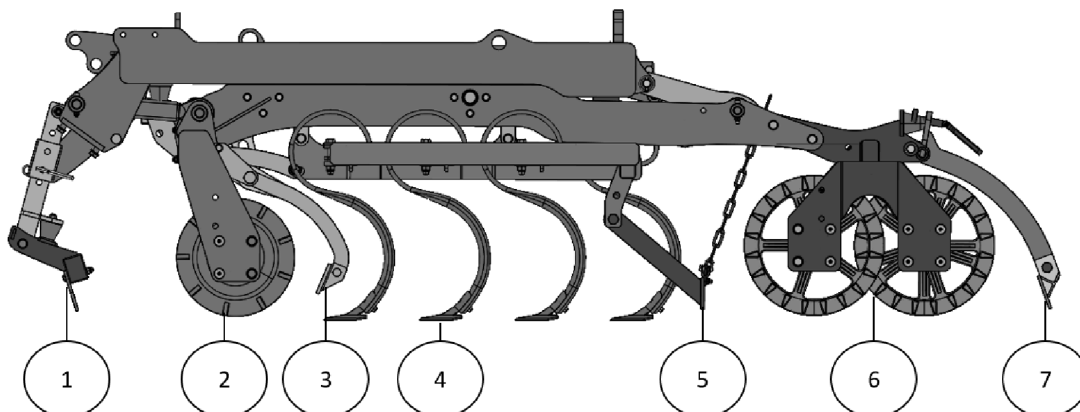
Transportní stav dle typu stroje lze dále dělit na:

Nesené stroje, které obvykle nemají nápravu. V dnešní době však existují i konstrukce s opěrným kolečkem. Je otázka, jak k těmto strojům přistupovat. Z hlediska transportu jde spíše o návěsné stroje, které však nemají tažnou oj a jsou agregovány přímo do tříbodového závěsu. Zástupce této skupiny lze nejčastěji najít ve skupině secích kombinací, kdy jde o sklopné vířivé brány osazené zásobníkem osiva a secích botek. Jejich klopný moment na traktor nedovoluje bezpečný transport z hlediska převrácení, nebo vykazuje nepříznivé zatížení na přední a zadní nápravě traktoru. Nesené stroje dle definice, tedy stroje, které jsou v transportu plně zavěšené na traktoru bez dalšího opěrného bodu, musí vždy plně absorbovat dynamické rázy. Obvykle jediný tlumič, který může absorbovat tuto energii, je materiál vlastního rámu. Vyšetření těchto hodnot je velmi důležité, protože významně ovlivňují výsledek simulací.

Druhým typem jsou návěsné stroje, které přenáší část své hmotnosti na závěs traktoru a mají obvykle pevnou nápravu bez tlumení. V tomto případě se obdobně jako u nesených strojů roznáší rázy do konstrukce, která je spolu s pneumatikami tlumí.

4.2 Definice druhů zatížení (Load Types)

Z hlediska definice typů zatížení lze základně třídit okrajové podmínky podle různých druhů pracovních orgánů (Obr. 20), na které působí silové účinky (Obr. 21).

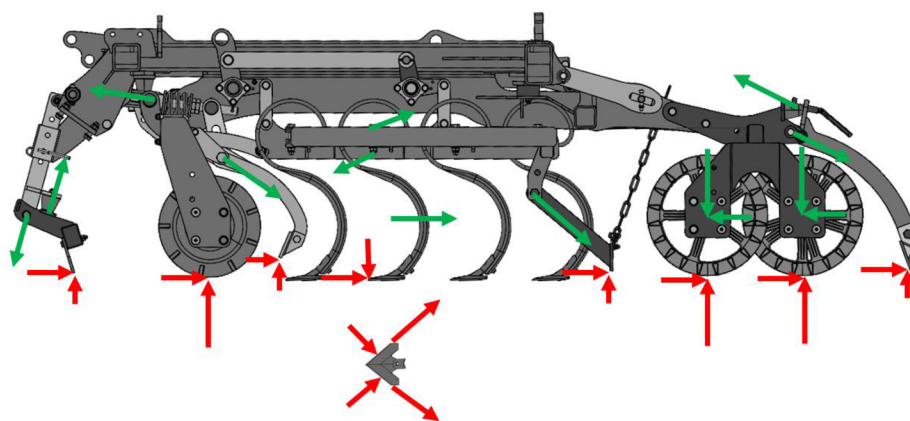


Obr.20: Zobrazení pracovních částí předset'ového kombinátoru Swifter SE 8000.

(Zdroj: autor).

Legenda:

1 – přední smyk, 2 – přední lištový válec, 3 – drtící smyk, 4 – radličková sekce, 5 – zadní smyk, 6 – zadní dvouřadý corsskill válec, 7 – koncový smyk.



Obr. 21: Základní schéma převodu reakcí od půdy (červená) na reakce na rám (zelená).

(Zdroj: autor).

Legenda:

zelená – reakce na rám, červená – reakce na nářadí.

4.2.1 Smyk

Z hlediska reakcí na rám lze smyky rozdělit do dvou hlavních skupin:

a) reakce je přenášena na rám binárním členem. K tomuto stavu dochází v případě prostého vláčení, kdy je smyk pouze smýkán po povrchu. Jediná reakce je pak v prvku, který spojuje smykovou lištu nebo hřebovou bránu apod. s rámem. Spojení bývá tvořeno kyvně uloženým ramenem nebo řetězy.

b) Na rám působí silová dvojice. Jedná se o smyky s přepětím, které vzniká mechanickým dorazem, kde silová dvojice vzniká v uložení a dorazu. Druhou možností vzniku silové dvojice je situace, kdy je smyk předepnutý pomocí pružného členu, například tlačné nebo tažné pružiny, gumových silentbloků, nebo torzních tlumičů. Směr výsledné reakce od půdy záleží primárně na tvaru smyku a elevačním úhlu, tedy úhlu nastavení orgánu vůči rovině země a geometrie uchycení k rámu.

Výjimkou je tzv. „páskový smyk“, který je tvořený pružnou slupicí, která se z hlediska reakcí na rám chová jako zkrutná pružina, podobně jakou u pružných slupic radliček. Zde však nedochází k primární reakci proti směru pohybu, ale k reakci ve vertikálním směru. Tato reakce se dá nahradit čistě jen silovou dvojicí. Rozdílný zátěžný stav nastává v případě hrnutí, tedy situaci, kdy se zpracovávaný materiál začne hromadit před smykem. Pak se jedná čistě o tahový odpor, který v praxi běžně nastává a je tedy potřeba při návrhu rámu zkontrolovat i tuto eventualitu. (FRIEDMAN, 1973) (CIGR, 1999)

4.2.2 Radlice a dláta

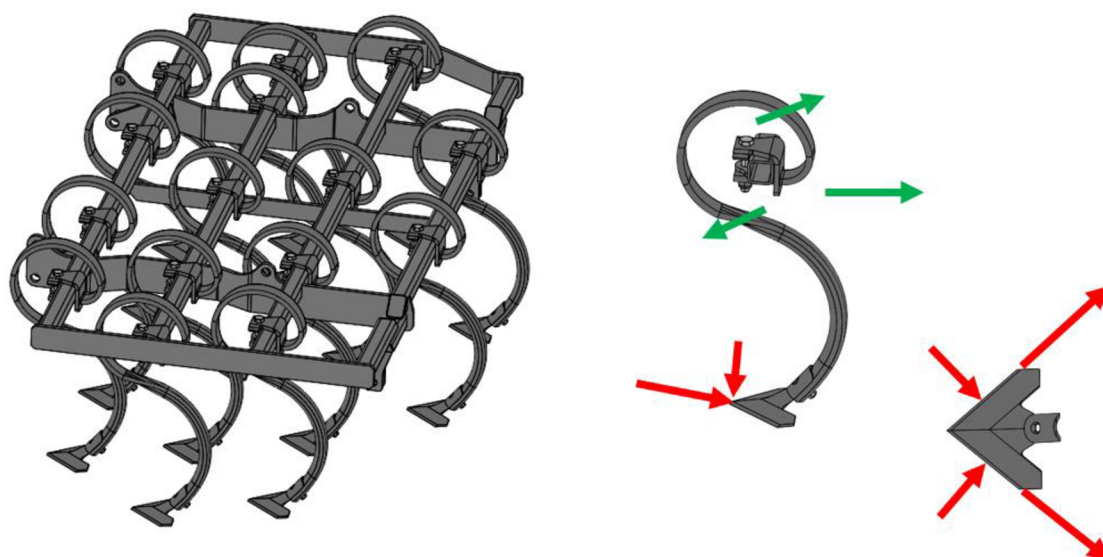
U skupiny radlic a dlát lze rozlišit několik základních typologií, například podle tvaru (dlátové, šípové, atd.), nebo použití (kypřící, podřezávací, rygolovací, atd.). Tyto typy mají různé směry i velikosti reakcí od půdy. Hlavní vliv na výslednou reakci na rám má však provedení slupice, respektive způsob jištění této slupice, která je hlavním přenašečem reakcí od pracovního tělesa zpracovávajícího půdu na rám.

Tuhé slupice

Slupice je provedena jako těleso pevně přichycené k rámu. Na tomto typu stroje není vůbec zajištěna ochrana rámu před přetížením, nebo je použit například pojistný šroub, případně čep. Zjištěné síly lze aplikovat na dokonale tuhé těleso, díky kterému lze vyvodit adekvátní reakci na rám. Důležité u této idealizace je přesné určení působišťe náhradní síly.

Pružné a polotuhé slupice

Druhým typem slupic jsou slupice v provedení jako pružný člen. Jejich konstrukce umožňuje nezávislý pohyb pracovního orgánu nezávisle na nosném rámu. Jejich tuhost bývá větší ve směru práce (pojezdu stroje) a menší ve směrech kolmých. To umožňuje orgánu obcházet některé typy překážek, jako jsou kameny nebo více utužené části půdy, bez velkého nárůstu výsledných reakcí na rám (**Obr. 22**). Tento princip má však i své negativa, která plynou hlavně z nemožnosti vyhodnocení výsledné síly a působíště. V takovém případě je nezbytné vyšetřovat kompletně celý orgán i slupice. Celý komplet se u většiny typů těchto slupic chová jako forma zkrutné pružiny, proto při zpracování idealizace je výhodnější pracovat se silovými dvojicemi, ke kterým se přidá doplňková silová složka pro primární ořební odpor.



Obr.22: SB sekce kombinátoru Swifter SE 8000.

(Zdroj: autor).

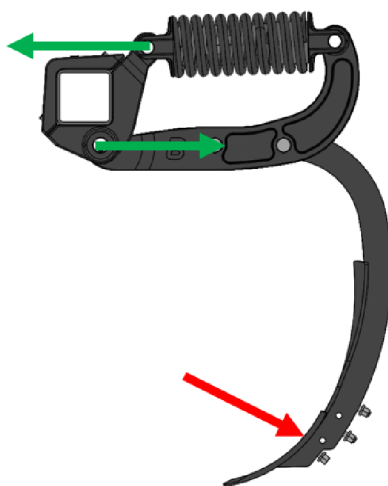
Legenda:

zelená – reakce na rám, červená – reakce na nářadí.

Slupice s jisticím mechanismem

Třetím typem uložení je provedení s tlumičem rázů, mechanismem proti přetížení, nebo automatickým reset systémem. Tlumiče rázů primárně slouží pro eliminaci silových špiček a rázů přenášených na nosný rám. Umožňuje z hlediska dimenzování optimalizovat jednotlivé prvky a obecně je zmenšit. Automatické reset systémy jsou v principu obdobné prvky jako tlumiče rázů. Obvykle ale dovolují mnohem větší zdvih pracovního orgánu z pracovní polohy

a následný návrat zpátky. Pokud mechanismus pouze povolí při přetížení a orgán zůstane vyřazený z pracovní polohy, jedná se o pojistku proti přetížení. Kromě reakcí v uložení slupice je nutné počítat i s reakcí od tlumícího členu (**Obr. 23**). Obvykle se používají různé podoby tažných nebo tlačných pružin. Kromě těchto mechanických tlumičů lze využít i hydraulické nebo pneumatické členy (**Obr. 24**). U hydraulických systému se nejčastěji používají jednočinné nebo dvojčinné lineární hydromotory. U pneumatických systémů pak především vzduchové měchy. (FRIEDMAN, 1973) (CIGR, 1999)

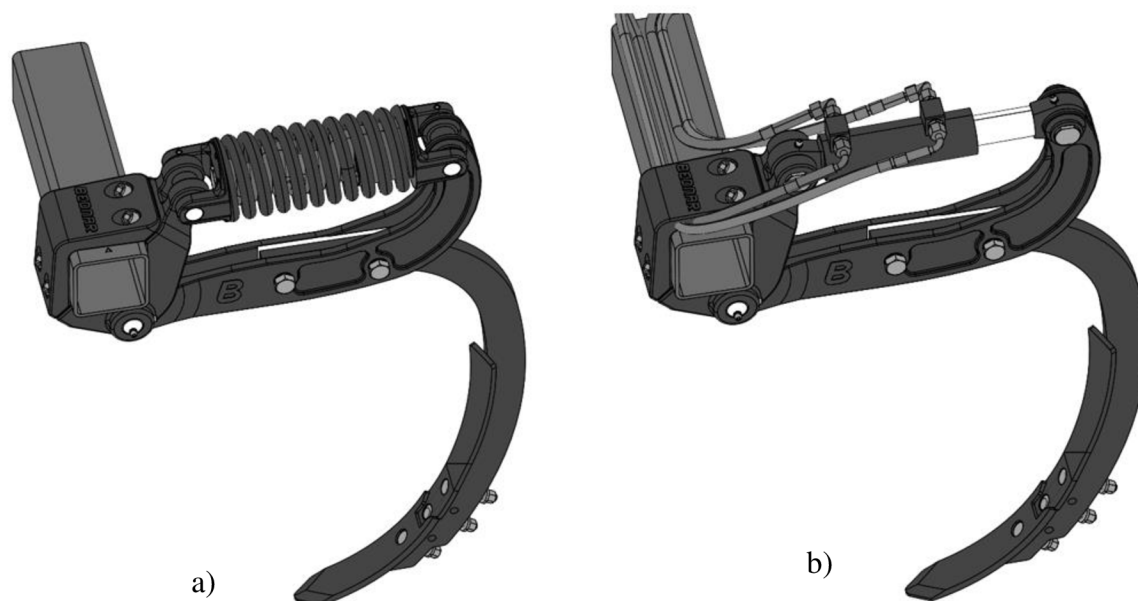


Obr. 23: Pracovní orgán dlátového kypříče Fenix FO 6004 Profi.

(Zdroj: autor).

Legenda:

zelená – reakce na rám, červená – reakce na nářadí.



Obr. 24: Uložení slupice dlátového kypřiče Fenix FO 6004 Profi.

(Zdroj: autor).

Legenda:

a) pružinové jištění, b) hydraulické jištění.

4.2.3 Disky

Orgány typu disků lze dělit na základě jejich geometrie na:

Rovné disky

Rovné disky většinou slouží jako krojidla, coltery, nebo boční clony.

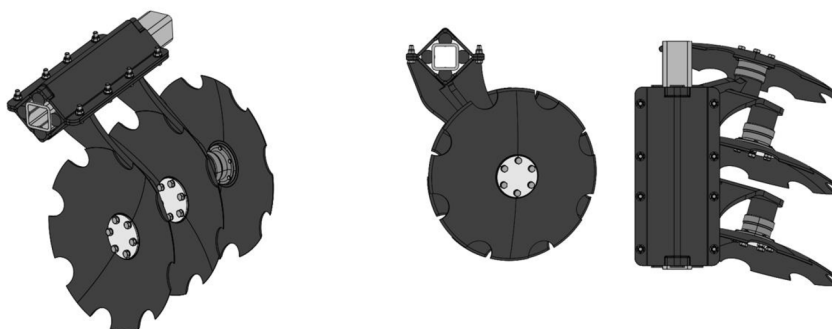
Krojidla bývají hladká, nebo ozubená. Jejich hlavním úkolem je prořezávat drážku pro následný orgán, který pracuje ve větší hloubce, nebo jde o nějaký typ secí nebo přihnojovací botky. Snižuje tím tahový odpor a prořezává kořeny pro prevenci zabalení. Systém krojidel je většinou řešen jako vlečená na konzole s vertikálním rotačním uložením. Výsledné reakce jsou primárně v rovině disku, bez bočních složek.

Coltery jsou rovné disky s vlnovitým okrajem, který primárně prořezává rostlinné zbytky po sklizni a mělce kypří svrchní vrstvu půdy, většinou pro diskové secí nebo hnojící botky. Většinou jsou uloženy na gumových torzních tlumičích, nebo pružných slupicích.

Boční clony bývají uloženy tak že mají uvolněný vertikální pohyb, aby kopírovaly profil povrchu zpracovávaného pozemku. Jejich hlavním úkolem je zabránit vyhrnutí skývy mimo brázdou (šířku stroje). Mají zanedbatelnou jak tahovou, tak vertikální silovou složku, ale bývají zatíženy velkou stranovou reakcí.

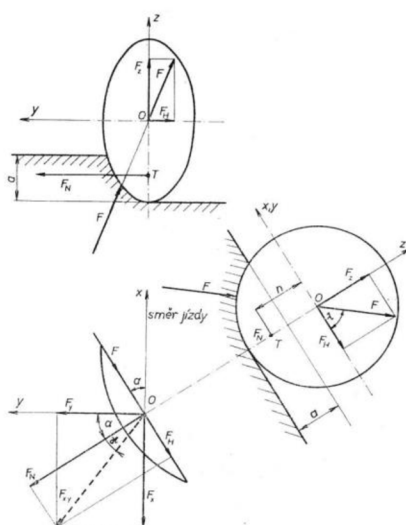
Vypuklé disky

Vypuklé disky lze dále dělit podle tvaru řezné hrany a geometrie kavity. Základní typy geometrie jsou konkávní a kuželovité tvary kavity. Z této geometrie se dále odvíjí úhel ostří disku a poloměr zakřivení, hloubka disku atd. Řezná hrana může být hladká, ozubená (**Obr. 25**), nebo s prolisy. Dále záleží na úhlu nastavení disků vůči půdě. Rozlišit lze dva základní úhly – úhel nastavení (α) a úhel záklonu (β). Úhel nastavení disku, nebo také pracovní úhel disku, má zásadní vliv na typ prováděné operace. Pokud je úhel v rozmezí $0\text{--}25^\circ$, jde o diskový kultivátor, diskové podmiče mají pracovní úhel cca 35° , a v rozmezí $40\text{--}50^\circ$ jsou pluchy diskové. Primární reakce jsou vertikální a laterální síla a silová dvojice působící v příčné rovině (**Obr. 26**) (FRIEDMAN, 1973).



Obr. 25: Konzola disků XO Profi.

(Zdroj: autor).



Obr. 26: Schéma silového rozkladu na taliř.

(Zdroj: FRIEDMAN, 1973).

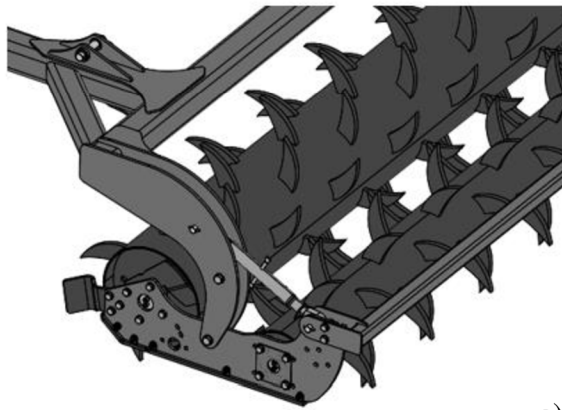
4.2.4 Drobící a utužovací válce.

Orgány typu válců lze dělit na drobní a utužovací (**Obr. 27, 28 a 29**).

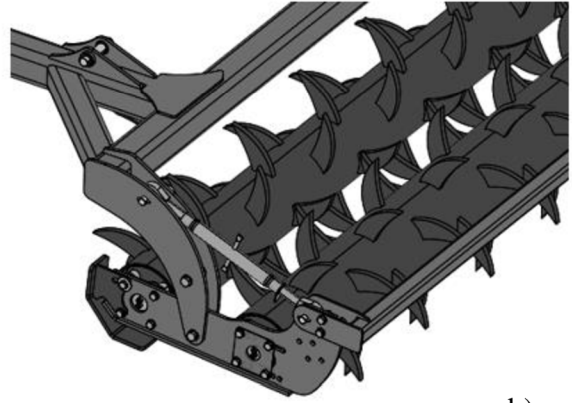
Hlavním úkolem drobních válců je rozdrobit hroudy na povrchu půdy. Tím vytvářejí jemnější a více homogenní strukturu pro následnou operaci. Tyto válce jsou používány spolu s pracovními orgány s míchacím efektem, při kterých vznikají velké skývy a hroudy, které je nutné rozmělnit. Jejich hlavním charakterem je agresivní geometrie.

Utužovací válce primárně vytvářejí konečný profil zpracovaného pole. Cílem je dostatečně utužit svrchní vrstvu půdy, například pro vytvoření seřového lůžka, nebo eliminaci větrné a vodní eroze. Jejich hlavním charakterem je velká hmotnost.

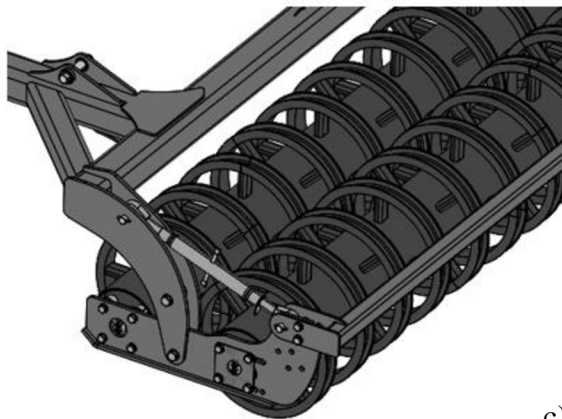
Z hlediska reakcí jde u obou typů shodně o formu valivého odporu. Hodnoty zatížení vychází z vlastní geometrie válců, jejich vnějšího průměru a tvaru odvalované části, ale také z hodnoty vertikálního zatížení, které je na válec přenášeno při práci. Vertikální složka je kombinací reakce od hmotnosti stroje a reakce od pracovních orgánů. Ty mají tendenci stroj nadlehčovat (například diskové brány), nebo naopak zahlubovat (tento efekt vytvářejí orgány typu radlic) (FRIEDMAN, 1973) (CIGR, 1999)



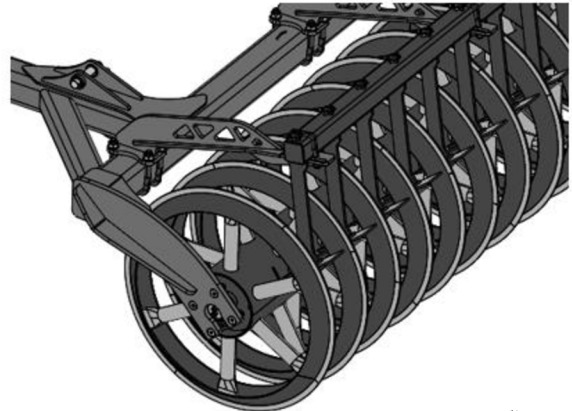
a)



b)



c)



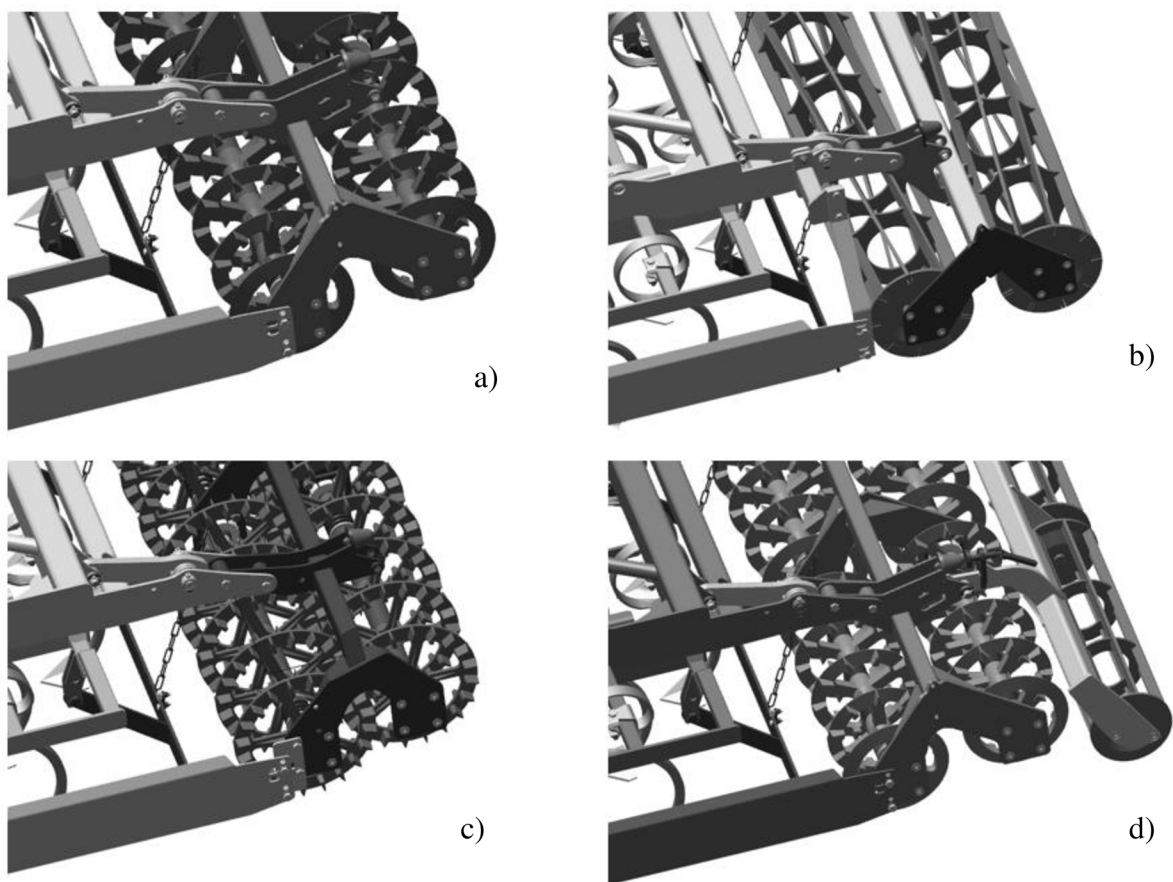
d)

Obr. 27: Typy válců podrýváku Terraland TO.

(Zdroj: autor).

Legenda:

a) Drobící dvouřadý hřebový válec do lehkých půd; b) Drobící dvouřadý hřebový válec; c) Utužovací dvouřadý U-ring válec do lehkých půd; d) Drobící V-ring válec do lehkých půd.

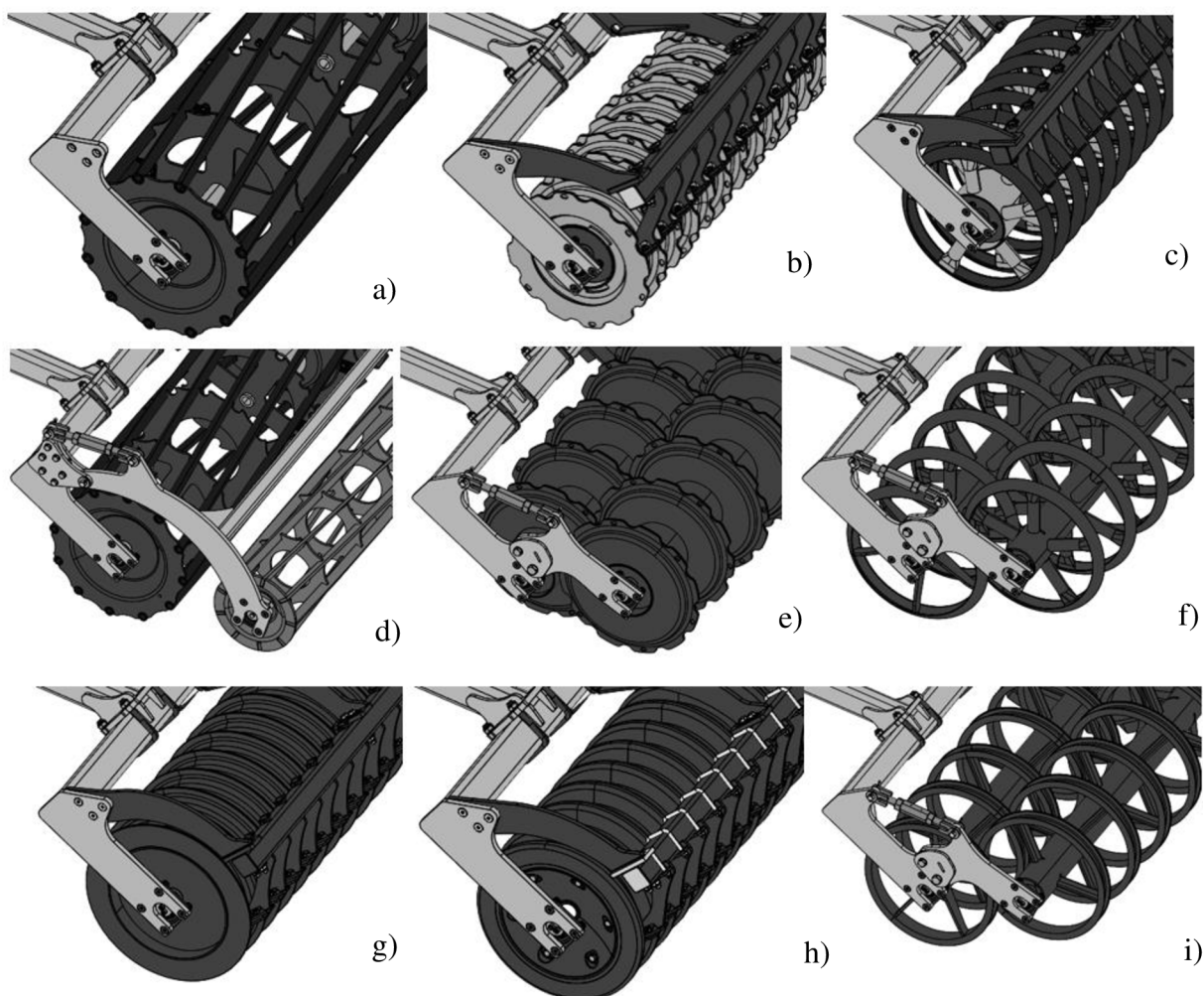


Obr. 28: Typy zadních válců předset'ového kombinátoru Swifter SE.

(Zdroj: autor).

Legenda:

a) Drobící dvouřadý Crosskill válec 350 mm; b) Drobící dvouřadý lištový válec; c) Drobící dvouřadý Crosskill válec 440 mm; d) Drobící dvouřadý Crosskill válec 350 mm s drobicím lištovým válcem 270 mm.



Obr. 29: Typy zadních válců diskového podmítače Swifterdisk XO Profi.

(Zdroj: autor).

Legenda:

a) Drobící jednořadý trubkový válec; b) Utužovací jednořadý segmentový válec; c) Drobící jednořadý V-ring válec; d) Drobící dvouřadý trubko lištový válec; e) Utužovací dvouřadý segmentový válec; f) Drobící dvouřadý V-ring válec; g) Utužovací jednořadý Cutpack válec; h) Utužovací jednořadý Roadpacker válec; i) Utužovací dvouřadý U-Ring válec.

4.2.5 Klopný moment na traktor (kapacita závěsu)

Traktorové závěsy jsou kategorizovány dle ISO 730 (2009) a ASAE S278 (2003) do kategorií dle motorového výkonu. Pro každou kategorii je určena hodnota maximální hmotnosti zvedaného břemena. Většina výrobců udává tuto hodnotu ve dvou pozicích. První hodnota maximálního břemena je v ose koule/háku spodních ramen, druhá je ve vzdálenosti 610 mm

(24[“]) za osou závěsu (dle metodiky OECD, Code 2, 2024). Tato hodnota je zjiřtřována při Nebraska Testech pro větřinu prodávaných typů traktorů (**Tab. 2**).

Tato okrajov podmínka zaručuje bezpečnost nesených strojů z hlediska stability traktoru. Udvan hodnota kapacity závěsu je zjiřtřována pro momenty, kdy dojde k odlehen přední nápravy o 20 %.

Tabulka 2: Hodnoty kapacity závěsů dle Nebraska tesů.

Značka a typ traktoru	Výkon motoru		Závěs		Kapacita závěsu		
	[HP]	[kW]	Kategorie	HV	[N]	[Nm] ^a	[kNm]
Case Farmall 70A	64	47	2		12000	7320	7
Kubota M9960	90	70	2	2 × 65	20900	12749	13
Kubota M9960	90	70	2	2 × 75	27500	16775	17
JD 5100R	100	75	2	2 × 75	34300	20923	21
JD 5100R	100	75	2	2 × 80	38600	23546	24
New Holland T5 120	105	78	2		33100	20191	20
New Holland T6 145	120	87	3	2 × 80	31100	18971	19
New Holland T6 145	120	87	3	2 × 90	39800	24278	24
JD 5125R	125	90	2	2 × 75	34300	20923	21
JD 5125R	125	90	2	2 × 80	38600	23546	24
JD 6140M	130	95	2	2 × 75	33000	20130	20
JD 6140M	130	95	2	2 × 80	37131	22650	23
Fend 314	140	102	3		35600	21716	22
Case Maxxum 150	140	106	3	2 × 80	31100	18971	19
Case Maxxum 150	140	106	3	2 × 90	39800	24278	24
JD 6155M	155	115	3	2 × 85	42000	25620	26
JD 6155M	155	115	3	2 × 90	47100	28731	29
Kubota M8 201	180	130	3	2 × 100	62000	37820	38
Challenger MT 575D	200	150	3		61000	37210	37
Claas Axion 820	215	160	3		77400	47214	47
New Holland T7 270	230	170	3	2 × 110	63100	38491	38
Challenger MT 595D	230	170	3		60800	37088	37
JD 7250R	240	180	3	2 × 100	70600	43066	43
JD 7250R	240	180	3	100 + 115	81400	49654	50
JD 7R 250	250	180	3	2 × 100	70600	43066	43
JD 7R 250	250	180	3	100 + 115	81400	49654	50
Claas Axion 880	250	190	3		78400	47824	48
JD 8R 250	260	190	4N	2 × 100	67700	41297	41
JD 8R 250	260	190	4N	2 × 115	90100	54961	55
Case Magnum 250	260	190	3		63600	38796	39
JD 7280R	275	200	3	2 × 100	70600	43066	43
JD 7280R	275	200	3	100 + 112	80200	48922	49
JD 7280R	275	200	3	100 + 115	81400	49654	50

JD 7R 310	310	230	3	2 × 100	70600	43066	43
JD 7R 310	310	230	3	100 + 115	81400	49654	50
Versatile 305	310	230	3		70200	42822	43
JD 8R 310	320	240	4N	2 × 100	67700	41297	41
JD 8R 310	320	240	4N	2 × 115	90100	54961	55
JD 8RX 310	320	240	4N	2 × 100	67800	41358	41
JD 8RX 310	320	240	4N	2 × 115	90000	54900	55
Challenger MT 685D	330	250	3		79400	48434	48
Challenger MT 740	350	260	3		94000	57340	57
JD 9RT 470	360	270	4N	90 + 100	68500	41785	42
JD 9RT 470	360	270	4N	2 × 110	92000	56120	56
JD 9RT 470	360	270	4	90 + 100	68300	41663	42
JD 9RT 470	360	270	4	2 × 110	92300	56303	56
JD 8RT 410	370	280	4N	2 × 100	73500	44835	45
JD 8RT 410	370	280	4N	2 × 115	98500	60085	60
JD 9R 440	370	275	4	90 + 100	70100	42761	43
JD 9R 440	370	275	4	2 × 110	95200	58072	58
JD 9RX 590	370	275	4N	90 + 100	69600	42456	42
JD 9RX 590	370	275	4N	2 × 110	93300	56913	57
JD 9RX 590	370	275	4	90 + 100	69000	42090	42
JD 9RX 590	370	275	4	2 × 110	91300	55693	56
Fend 942	370	275	3		82900	50569	51
New Holland T8 435 Smart Trax	375	280	4N		89000	54290	54
JD 8370R	375	280	4N	2 × 100	67700	41297	41
JD 8370R	375	280	4N	2 × 115	90100	54961	55
Case Magnum 380 Row Trac	375	280	4N		89000	54290	54
Case Magnum 400	385	290	4N		89000	54290	54
Versatile 400	390	290	4N		58500	35685	36
New Holland T8 435 Ultra	390	290	4N		89000	54290	54
New Holland T9 480	410	310	4N		97400	59414	59
Versatile 450	425	320	4		68300	41663	42
Claas Xerion 4500	440	330	4N		96700	58987	59
Case Steiger 470 QuadTrac	470	350	4N		87800	53558	54
Fend 1151	485	360	4N	2 × 130	103900	63379	63
Claas Xerion 5000 T5	490	360	4N		96700	58987	59
Case Steiger 500 QuadTrac	510	380	4N		87800	53558	54
Case Steiger 540 QuadTrac	540	400	4N		87800	53558	54
New Holland T9 600	540	400	4N		87300	53253	53
Fend 1167	605	450	4N	2 × 130	103900	63379	63

^a Dopočteno z kapacity závěsu vynásobené ramenem 0,61 [m].

(Zdroj: Nebraska Tractor Test Lab – upraveno autor).

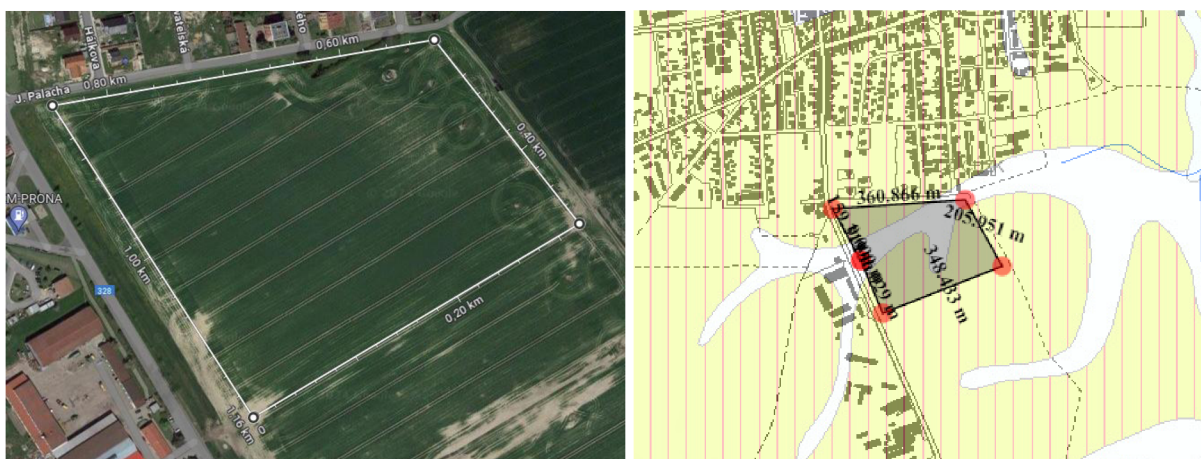
5. METODIKA MĚŘENÍ

Jako nutný podklad pro vytvoření realistických hodnot okrajových podmínek pro simulaci zátěžných stavů rámových konstrukcí je třeba definovat hlavní silové účinky, jejich velikosti a směry. Pro získání těchto hodnot je nutné provést sérii měření. Čím větší různorodost pracovních podmínek a pozemků, tím lépe, neboť z výsledků pak vychází mnohem reálnější spektrum. Tento přístup ale naráží na neúměrnou pracnost získání a vyhodnocení takového množství dat.

5.1. Měření celých strojů

Měření celých strojů

Měření probíhalo dne 16. 05. 2022 na poli Rychnov n. Kněžnou (50°09'18,0 N 16°17'39,8 V) na dráze cca 200 m (**Obr. 30**). Pole po sklizni obilovin bylo suché s utuženou půdou.



Obr. 30: Zaměření testovací parcely pro měření celého stroje.

(Zdroj: Google maps, mapy.geology).

Klasifikace pozemku

Dle TKSP ČR (Taxonomicko Klasifikační Systém Půd České republiky, ISO 19119).

Index Bh – pelosol hnědý (Cambic Pellosol).

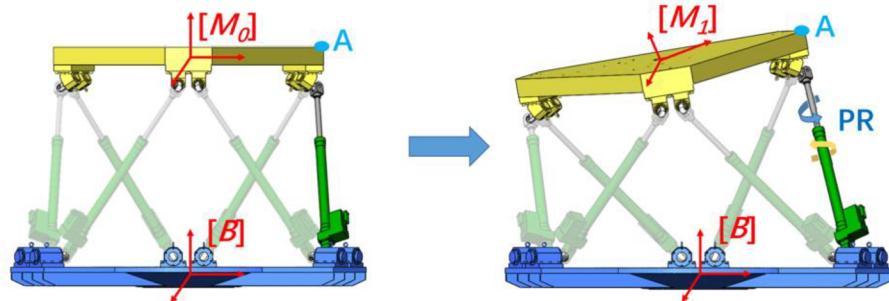
Dle Horniny GeoČR50 (Geologická mapa České republiky 1:50 000).

Horninový typ – sediment zpevněný.

Hornina – silicifikované vápnité jílovce a slínovce.

Měřicí přípravek vychází z principu Stewartovy plošiny. Jedná se o typ paralelního manipulátoru, který má šest stupňů volnosti. Je tvořen dvojicí desek spojených šesti aktuátory,

kteře jsou upevněny ve třech bodech každé desky křížovými klouby (BHASKAR & MRUTHYUNJAYA, 2000). V návrhu měřicího přípravku byly aktuátory nahrazeny dynamometry KD80s typu S (ME-Meßsystem GmbH, Německo) o kapacitě 100 kN (**Obr. 31**).



Obr. 31: Transformace souřadnicového systému Stewartovy plošiny.

(Zdroj: HUANG et al., 2021).

Pro výpočet sil je nutno přepočíst signál ze snímače a dosadit kalibrační hodnoty (**Tab. 3**) do vzorců (1) až (6).

Tabulka 3: Kalibrační hodnoty dynamometrů měřicího přípravku oje.

Poz.	Typ	Sériové číslo	Nominální zatížení [kN]	Charakteristické napětí pro 0 kN [mV/V]	Charakteristické napětí pro 100 kN [mV/V]
S_1	KD80s	21205004	100	0,01500	1,83923
S_2	KD80s	21303852	100	0,01170	1,84820
S_3	KD80s	21201253	100	0,00030	1,83847
S_4	KD80s	21201252	100	0,00040	1,87912
S_5	KD80s	21205002	100	-0,00064	1,83958
S_6	KD80s	21205003	100	0,00190	1,83731

(Zdroj: autor)

$$F_1 = 100 * \frac{S_1 - 0,01500}{1,83923 - 0,01500} \text{ [kN]} \quad (1)$$

$$F_2 = 100 * \frac{S_2 - 0,01170}{1,84820 - 0,01170} \text{ [kN]} \quad (2)$$

$$F_3 = 100 * \frac{S_3 - 0,00030}{1,83847 - 0,00030} \text{ [kN]} \quad (3)$$

$$F_4 = 100 * \frac{S_4 - 0,00040}{1,87912 - 0,00040} \text{ [kN]} \quad (4)$$

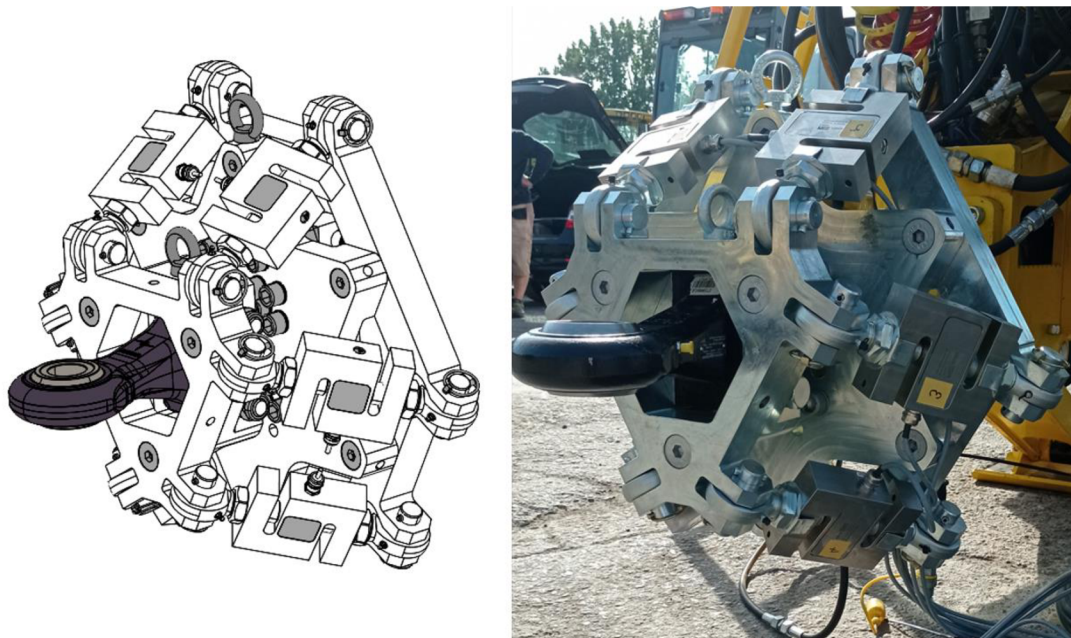
$$F_5 = 100 * \frac{S_5 + 0,00064}{1,83958 + 0,00064} \text{ [kN]} \quad (5)$$

$$F_6 = 100 * \frac{S_6 - 0,00190}{1,83731 - 0,00190} \text{ [kN]} \quad (6)$$

kde

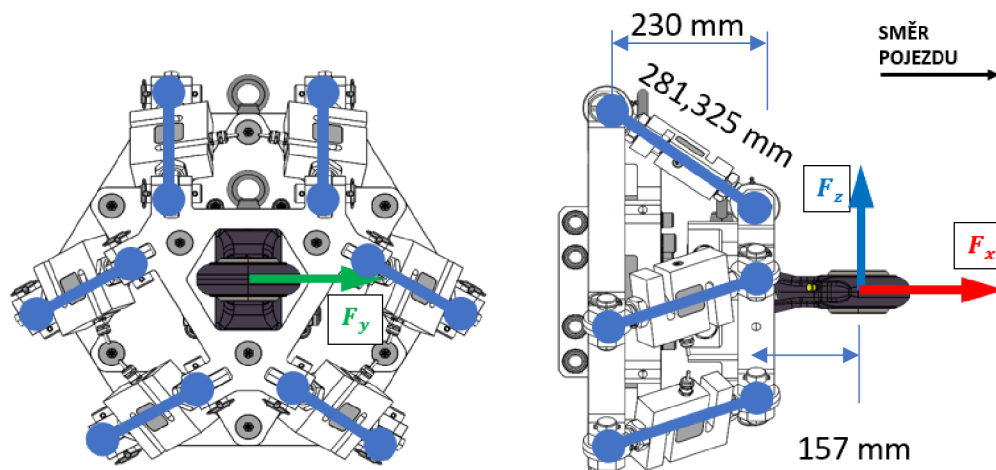
$F_1 - F_6$ – síly v táhlech

$S_1 - S_6$ – signál z dynamometrů



Obr. 32: Měřicí přípravek závěsu, pro tažné oko firmy Bednar FMT.

(Zdroj: autor).



Obr. 33: Schéma sil v měřicím přípravku závěsu, pro tažné oko firmy Bednar FMT.

(Zdroj: autor).

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{162}{230} \right) \quad (1)$$

$$F_x = \frac{230}{\sqrt{230^2 + 162^2}} * (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6) \quad (2)$$

$$F_y = \frac{81\sqrt{3}}{\sqrt{230^2 + 162^2}} * (F_3 + F_4 - F_5 - F_6) \quad (3)$$

$$F_z = \frac{162}{\sqrt{230^2 + 162^2}} * (-F_1 - F_2) + \frac{81}{\sqrt{230^2 + 162^2}} * (F_3 + F_4 + F_5 + F_6) \quad (4)$$

Popis měření

Celkem bylo provedeno 23 měření (**Tab. 4**). Byla vyhodnocována souprava traktoru John Deere 9870 RT + zásobníku kapalných hnojiv Ferti Tank FT 8000 s kapacitou nádrže 8000 l, do kterého byl v průběhu pokusu dále agregován pásový kyprič Strip Master EN 8/75. Ten byl nastaven na střední hloubku kypření 20 cm, reálně zjištěná hloubka zpracování 15–20 cm. Snímací frekvence byla u všech měření 20 Hz. Měření proběhlo dne 16. 05. 2022.

Souprava byla vyšetřována v operacích:

klid (K) – kdy souprava stála a zároveň EN byl v transportní poloze

transport (T) – kdy souprava konala přejezdy a zároveň EN byl v transportní poloze

práce (P) – kdy EN zpracovával pozemek, dle definice výše.

Tabulka 4: Parametry měření zatížení oje.

č. měření	Rychlost [km/h]	Agregované stroje	Obsah nádrže [l]	Operace	Popis
M01S	0	FT 8000	0	K	kalibrace
M02S	0	FT 8000	0	K	
M03S	0	FT 8000 + ZN 8/75	0	K	
M04S	6	FT 8000 + ZN 8/75	0	T	výjezd z areálu
M05S	15	FT 8000 + ZN 8/75	0	T	přímá jízda
M06S	40	FT 8000 + ZN 8/75	0	T	přímá jízda
M07S	11	FT 8000 + ZN 8/75	0	P	přímá jízda
M08S	20	FT 8000 + ZN 8/75	4000	T	mírné vlny
M09S	20	FT 8000 + ZN 8/75	4000	T	mírné vlny
M10S	40	FT 8000 + ZN 8/75	4000	T	mírné vlny
M11S	40	FT 8000 + ZN 8/75	4000	T	mírné vlny
M12S	0	FT 8000 + ZN 8/75	8000	K	
M13S	20	FT 8000 + ZN 8/75	8000	T	mírné vlny
M14S	20	FT 8000 + ZN 8/75	8000	T	mírné vlny
M15S	40	FT 8000 + ZN 8/75	8000	T	mírné vlny
M16S	40	FT 8000 + ZN 8/75	8000	T	mírné vlny

M17S	12	FT 8000 + ZN 8/75	8000	P	přímá jízda
M18S	12	FT 8000 + ZN 8/75	8000	P	objíždění sloupu
M19S	20	FT 8000	8000	T	mírné vlny
M20S	20	FT 8000	8000	T	mírné vlny
M21S	0	FT 8000	8000	K	
M22S	40	FT 8000	8000	T	mírné vlny
M23S	40	FT 8000	8000	T	mírné vlny

(Zdroj: autor).



Obr. 34: Detail měřicího přípravku, pro tažné oko během měření.

(Zdroj: autor).

5.1.1 Měření zatížení oje M01S-03S

Měření probíhalo za rychlosti 0 km/h, na dvoře zemědělského podniku. Do traktoru John Deere 9870 RT byl zapojen zásobník kapalných hnojiv Ferti Tank FT 8000. Zásobník je prázdný. Při měření M01S (**Příloha 1**) probíhá kalibrace výstupů. Měření M02S probíhá za shodných podmínek (**Příloha 2**). Následně byl na zadní tříbodový závěs zásobníku FT 8000 připojen pásový kypřič Strip Master EN 8/75. Bylo provedeno měření M03S (**Příloha 3**).

5.1.2 Měření zatížení oje M04S-07S

Souprava přešla z areálu na měřicí pozemek, kdy v průběhu jízdy bylo provedeno měření M04S při rychlosti 6 km/h (**Příloha 4**). Na pozemku bylo provedeno měření během

přímé jízdy. Měření M05S probíhalo za rychlosti 15 km/h (**Příloha 5**) a měření M06S za rychlosti 40 km/h (**Příloha 6**). Jako poslední bylo provedeno měření M07S při práci, nastavena byla střední hloubka kypření 20 cm (**Příloha 7**).

5.1.3 Měření zatížení oje M08S-11S

Pro další měření byla nádrž zásobníku TF 8000 do poloviny naplněna vodou, tedy 4000 l. Jízdy byly prováděny v mírných pravidelných vlnách, které měly simulovat transport průjezdu mírnou zatáčkou na polní cestě. Měření M08S a M09S byla provedena při rychlosti 20 km/h (**Přílohy 8 a 9**). Měření M10S a M11S za rychlosti 40 km/h (**Příloha 10**).

5.1.3 Měření zatížení oje M12S-18S

Zásobník FT 8000 byl naplněn 8000 l vody. Při měření M12S byla při rychlosti 0 km/h provedena kalibrace. Následně byly prováděny jízdy v mírných pravidelných vlnách, které měly simulovat transport průjezdu mírnou zatáčkou na polní cestě. Měření M13S (**Příloha 11**) a M14S byla provedena při rychlosti 20 km/h. Měření M15S a M16S při rychlosti 40 km/h (**Přílohy 12 a 13**). Jako poslední byla provedena dvojice měření M17S a M18S během práce při rychlosti 12 km/h, nastavena byla střední hloubka kypření 20 cm (**Přílohy 14 a 15**). Jízda M17S byla provedena v přímém směru. Jízda M18S byla provedena v přímém směru, kdy v jednom místě došlo k objíždění sloupu (stožár elektrického vedení).

5.1.3 Měření zatížení oje M19S-23S

Poslední série měření byla prováděna s odpřaženým implementem EN 8/75, tedy v konfiguraci s plně naplněným zásobníkem hnojiva FT 8000. Měření M19S a M20S byla prováděna při rychlosti 20 km/h v mírných pravidelných vlnách, které měly simulovat transport průjezdu mírnou zatáčkou na polní cestě (**Příloha 16**). Během měření M21S byla při rychlosti 0 km/h prováděna kalibrace (**Příloha 17**). Měření M22S a M23S probíhala shodně, jen při rychlosti 40 km/h (**Přílohy 18 a 19**).

5.2. Měření disků

Místo měření

Měření probíhalo dne 27. 08. 2019 na poli Městec Králové (50°11'58,1 N 15° 17'49,4 V) na dráze cca 200 m (**Obr. 35**). Pole po sklizni obilovin bylo suché s utuženou půdou.



Obr. 35: Zaměření testovací parcely pro měření disků.

(Zdroj: Google maps, mapy.geology).

Klasifikace pozemku:

Dle TKSP ČR.

Index KA_g – kambizem slabě oglejená.

Dle Horniny GeoČR50.

Horninový typ – sediment zpevněný.

Hornina – písčité slínovce až jílovce spongilitické, místy silicifikované (opuky).

Měření půdní vlhkosti a odporu půdy (**Tab. 5**):

Naměřená vlhkost 18 % byla měřena pomocí digitálního půdního vlhkoměru AquaAid TDR 150 (AquaAid, Holandsko). Odpor půdy byl měřen pomocí digitálního penetrometru SpotOn® (Innoquest Inc., Woodstock, Illinois)

Tabulka 5: Měření odporu půdy při měření disků.

Hloubka [cm]	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
PO ^a [MPa]	1,5	1,8	2,1	2,6	2,8	3,2	3,8	4,7	3,2	3,0	3,5	4,0	3,5	3,2	3,0

^aPO (Penetrační Odpor)

(Zdroj: autor).

Pro měření disků byl zhotoven měřící přípravek tak, že do tvaru slupice disku byl vložen šestiosý (6D) dynamometr K D130 (**Obr. 36**) (ME-Meßsystem GmbH, Německo) o kapacitě 15 kN, protože ve vybraném umístění nelze odhadnout vektor zjišťovaných reakcí. Snímač

snímá síly ve třech směrech a zároveň momenty okolo všech tří os. Pro výpočet výsledných sil je nutno signál přenásobit kalibračními hodnotami (**Tab. 6**).



Obr. 36: Šestiosý (6D) dynamometr K D130 od společnosti ME- Meßsystem GmbH.

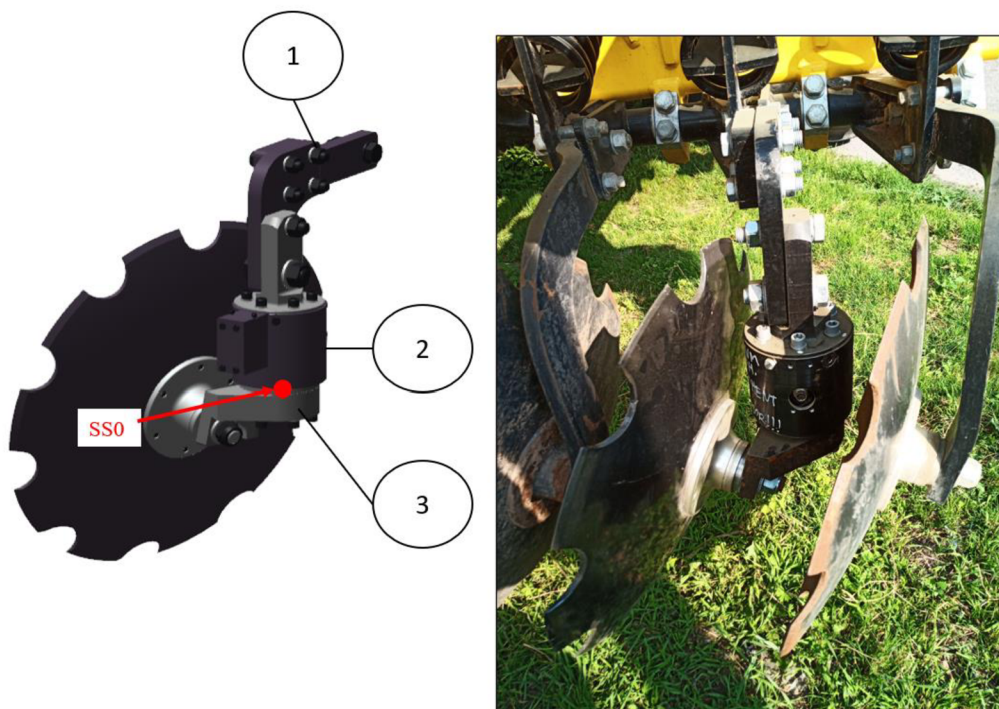
(Zdroj: <https://www.me-systeme.de/en>).

Tabulka 6: Matice kalibračních hodnot 6D snímače disků.

Kalibrační matice 6D dynamometr K6D130 – 15kN, sériové č. 18300197						
Charakteristické napětí [mV/V]						
	1	2	3	4	5	6
1	-55,801	5908,806	-6127,679	-38,528	6059,501	-5989,427
2	-6985,558	3537,859	3575,721	-6854,544	3578,314	3473,691
3	-9042,270	-9244,795	-9064,572	-9183,314	-9141,842	-9081,481
4	-276,466	-224,804	-221,697	-277,677	494,390	494,557
5	-412,001	-420,517	443,646	433,022	-34,505	38,130
6	289,702	-280,821	294,275	-283,383	292,726	-286,552

(Zdroj: autor)

Konkrétní řešení je zobrazeno na **Obr. 37**. Kvůli eliminaci vlivu jištění slupice lze získat pouze reakce od disku.

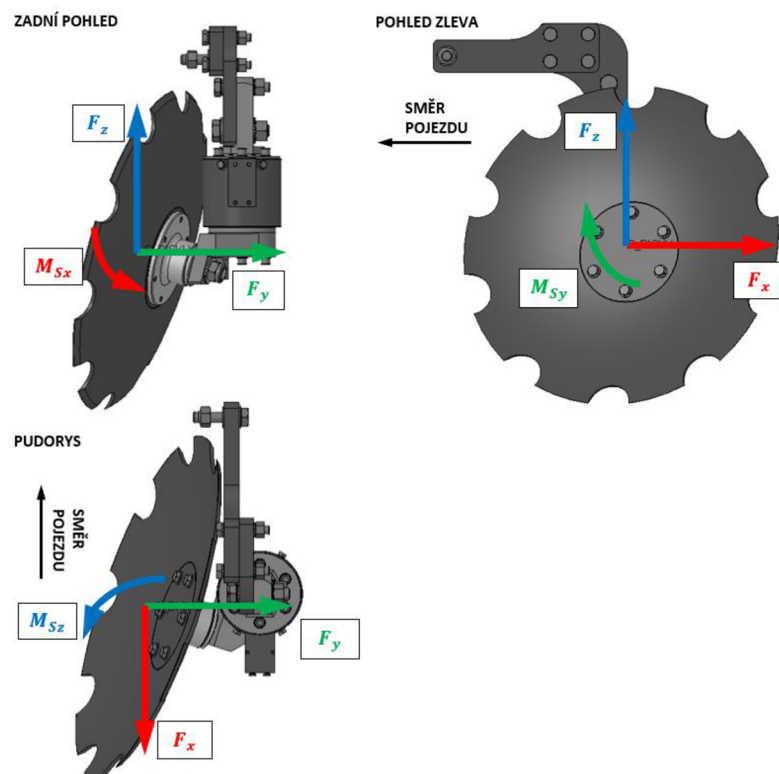


Obr. 37: Měřicí přípravek disků firmy Bednar FMT.

(Zdroj: autor).

Legenda:

1 – slupice; 2 – snímač; 3 – příruba ložiska disku.



Obr. 38: Schéma sil měřícího přípravku disků.

(Zdroj: autor)

Pro definici výsledných sil v souřadném systému SSS v pomyslném bodě S, který vznikne jako průsečík osy rotace disku a rovinou ostří, je nutné transformovat změřené hodnoty z šestiosého snímače, jehož souřadný systém SS0 má počátek ve vztažném bodě a jeho orientace je daná jeho konstrukcí. Po namontování na zkušební slupici je orientace SS0:

- x – doleva (od směru jízdy)
- y – dopředu (ve směru jízdy)
- z – dolů (do země).

První transformace SS0 do SS1 spočívá v následující změně směrů (**Tab. 7**):

Tabulka 7: První transformace souřadného systému snímače.

	SS0	SS1
X	doleva	dozadu
Y	dopředu	doprava
Z	dolu	nahoru
Působíště	S snímače	S snímače

(Zdroj: autor).

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{SS1} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{SS0} = \begin{bmatrix} -F_y \\ -F_x \\ -F_z \end{bmatrix}_{SS0} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS1} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS0} = \begin{bmatrix} -M_y \\ -M_x \\ -M_z \end{bmatrix}_{SS0} \quad (6)$$

Při druhé transformaci SS1 do SSS (**Tab. 8 a 9**) se orientace nemění, působíště se posouvá ze vztažného bodu do středu disku S, velikost sil se nemění, mění se momenty.

Tabulka 8: Druhá transformace souřadného systému snímače.

	SS1	SSS
X	dozadu	dozadu
Y	doprava	doprava
Z	nahoru	nahoru
Působíště	S snímače	S disku

(Zdroj: autor).

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{SSS} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{SS1} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SSS} &= \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS1} + \begin{bmatrix} 0 & -F_z & F_y \\ F_z & 0 & -F_x \\ -F_y & F_x & 0 \end{bmatrix}_{SS1} \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix}_{SS1} = \\ &= \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS1} + \begin{bmatrix} 0 & r_z & -r_y \\ -r_z & 0 & r_x \\ r_y & -r_x & 0 \end{bmatrix}_{SS1} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}_{SS1} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS1} + \begin{bmatrix} -F_z \cdot r_y + F_y \cdot r_z \\ F_z \cdot r_x - F_x \cdot r_z \\ -F_y \cdot r_x + F_x \cdot r_y \end{bmatrix}_{SS1} \quad (8) \end{aligned}$$

$$\text{Pro měření disku AO je } \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix}_{SS1} = \begin{bmatrix} 23,104 \\ -190,712 \\ -62,1792 \end{bmatrix} [\text{mm}] \quad (9)$$

$$\text{Pro měření disku DO je } \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix}_{SS1} = \begin{bmatrix} 40,1283 \\ -201,829 \\ -59,8478 \end{bmatrix} [\text{mm}] \quad (10)$$

Tabulka 9: Druhá transformace souřadného systému snímače.

Systém snímače natočený SS1						Poloha S v SS1			Systém ve středu ostří SSS					
↘	→	↑				[m]			↘	→	↑			
F1x	F1y	F1z	M1x	M1y	M1z	rx	ry	rz	Fsx	Fsy	Fsz	Msx	Msy	Msz
78,8	73,7	82,0	124,4	-128,9	193,2	2,31E-02	-1,91E-01	-6,22E-02	78,8	73,7	82,0	232,92	-62,26	29,11
98,5	107,8	112,1	174,7	-179,7	241,4				98,5	107,8	112,1	318,61	-91,24	32,64
81,1	70,3	84,8	101,7	-128,5	202,7				81,1	70,3	84,8	217,52	-59,77	34,98
88,0	87,1	76,1	176,6	-144,3	220,5				88,0	81,1	76,1	265,73	-73,44	36,16
83,3	87,0	77,1	177,9	-140,8	215,0				83,3	87,0	77,1	269,22	-72,48	39,42
82,1	96,0	75,9	210,0	-148,6	209,8				82,1	96,0	75,9	293,44	-81,31	34,49
78,7	86,7	70,6	190,3	-138,3	203,1				78,7	86,7	70,6	269,49	-74,30	36,12

(Zdroj: autor).

Transformace silových účinků na daný směr vektoru momentů

Silové účinky jsou vyjádřeny v libovolném SS jako vektor obecné síly \vec{F} , který má své působíště a vektor momentu \vec{M} vázaný k tomuto bodu (počátek SS, ve kterém se pracuje).

Posune-li se působíště síly do jiného bodu (bez natočení SS) o souřadnicích \vec{r} , síla se nemění, ale změní se vektor momentu k tomuto bodu podle transformace viz výše, čímž lze dosáhnout ekvivalentních silových účinků v novém bodě:

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS\text{nový}} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_{SS\text{původní}} + \begin{bmatrix} 0 & -F_z & F_y \\ F_z & 0 & -F_x \\ -F_y & F_x & 0 \end{bmatrix}_{SS\text{původní}} \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix}_{SS\text{původní}} \quad (11)$$

Nelze nalézt takové působíště síly, při kterém by vektor momentů byl nulový. Neexistuje jednoznačně určený vektor \vec{r} , při kterém by transformace dávala minimální moment \vec{M} .

Transformaci lze interpretovat tak, že směr vektoru síly \vec{F} se nemění, mění se však poloha nositelky síly a velikost a směr vektoru momentů. Lze tedy získat **3 parametry**, z nichž jeden lze volit nezávisle a zbylé 2 jsou pak závislé:

- **poloha nositelky** síly (definovaná např. jedním bodem na této nositelce), nikoliv však její směr,
- **směr vektoru momentů** (def. např. jednotkovým vektorem ve směru \vec{M}),
- **velikost vektoru momentů** $\|\vec{M}\|$.

Při provedení transformace, kdy je vyžadováno, aby výsledný vektor momentu měl směr osy z, pak se řeší pomocí soustavy rovnic:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -F_z & F_y \\ F_z & 0 & -F_x \\ -F_y & F_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix} \quad (12)$$

Výsledný moment bude mít velikost:

$$M_z' = M_z + \frac{F_x M_x + F_y M_y}{F_z} \quad (13)$$

Hodnota M_z' zde nezávisí na volbě \vec{r} , tudíž na poloze nositelky síly. Směr vektoru momentů samozřejmě lze zvolit libovolný – poté je však nutné řešit soustavu pěti rovnic. Následně se dopočte poloha nositelky síly \vec{F} , která je dána bodem P o souř. $\vec{r} = [r_x, r_y, r_z]$. Tři složky \vec{r} (poloha bodu) jsou opět vzájemně závislé a jsou funkcí jednoho parametru. Bod lze volit např. tak, že bude ležet na určité rovině, např. rovině ostří disku apod. Pokud je jako parametr zvolen např. r_x , pak za předpokladu, že jmenovatele zlomků jsou nenulové, budou ostatní složky:

$$r_y = \left(\frac{M_x}{F_z} + \frac{F_y M_y}{F_x F_z} \right) + \frac{F_y}{F_x} \cdot r_x \quad (14)$$

$$r_z = \frac{M_y}{F_x} + \frac{F_z}{F_x} \cdot r_x \quad (15)$$

Volba bodu P na nositelce síly F

Při předpokladu, že práce bude probíhat v systému ostří disku SSS, kde jsou známy zadané vektory \vec{F} a \vec{M} , proved se transformace, za předpokladu, že jmenovatele zlomků jsou nenulové, dle předchozího slidu:

$$M_z' = M_z + \frac{F_x M_x + F_y M_y}{F_z} \quad (16)$$

Nyní jsou k dispozici hodnoty:

F_x – tahový odpor

F_y – boční síla

F_z – svislá síla

M_z – moment okolo svislé osy

a daná poloha nositelky síly \vec{F} . Nyní stačí vhodně zvolit souřadnici r_x a získat tak bod P na nositelce síly \vec{F} (lze o něm mluvit také jako o působišti síly \vec{F} , i když síla zde žádné skutečné působíště nemá), o souřadnicích:

$$r_x, r_y = \left(\frac{M_x}{F_z} + \frac{F_y M_y}{F_x F_z} \right) + \frac{F_y}{F_x} \cdot r_x, \quad r_z = \frac{M_y}{F_x} + \frac{F_z}{F_x} \cdot r_x \quad (17)$$

1) Výpočet r_x : P je průsečík nositelky \vec{F} s rovinou ostří.

Dáno: úhly disku α, β .

$$\text{Normála roviny ostří } \vec{n} = (n_x; n_y; n_z) = (-\cos \beta \sin \alpha; \cos \beta \cos \alpha; \sin \beta) \quad (18).$$

r_x je řešením rovnice $n_x r_x + n_y r_y + n_z r_z = 0$, tedy:

$$r_x = - \frac{\left(\frac{M_x}{F_z} + \frac{F_y M_y}{F_x F_z} \right) n_y + \frac{M_y}{F_x} n_z}{n_x + \frac{F_y}{F_x} n_y + \frac{F_z}{F_x} n_z} \quad (19)$$

2) Výpočet r_x : P je průsečík nositelky \vec{F} s rovinou ostří posunutou o hodnotu korekce k směrem k ložisku.

Korekci volíme pro vizualizaci jako polovinu tloušťky plechu disku $k = \frac{t}{2} = 3 \text{ mm}$ (20).

$$r_x = - \frac{\left(\frac{M_x}{F_z} + \frac{F_y M_y}{F_x F_z} \right) n_y + \frac{M_y}{F_x} n_z}{n_x + \frac{F_y}{F_x} n_y + \frac{F_z}{F_x} n_z} - \frac{k(n_x^2 + n_y^2 + n_z^2)}{n_x + \frac{F_y}{F_x} n_y + \frac{F_z}{F_x} n_z} \quad (21)$$

Rozklad obecných silových účinků na dvě navzájem kolmé síly

Rozklad lze provést v systému ostří disku SSS, kde je z předchozího slidu známé:

$$\text{sílu } \vec{F} = [F_x; F_y; F_z]$$

moment $\vec{M} = [0; 0; M_z']$

bod $P[r_x; r_y; r_z]$ nositelky síly \vec{F} .

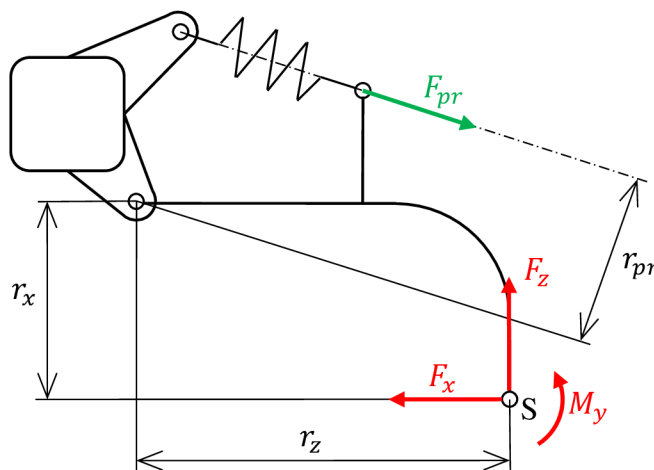
Tyto silové účinky se nahrazují dvojicí sil

$\vec{F}_{xz} = [F_x; 0; F_z]$ s působištěm P

$\vec{F}_y = [0; F_y; 0]$ s působištěm

$$P' \left[r_x + \frac{M_z'}{F_y}; r_y; r_z \right] \quad (22)$$

Při nadzvedání slupice působí silové účinky F_x , F_y a M_y . Bod S představuje střed kruhového ostří disku.



Obr. 39: Model jisticího mechanismu diskové jednotky.

(Zdroj: autor).

Parametry jisticího mechanismu:

předepnutí pružiny	$F_{pr} = 5,7 \text{ kN}$
rameno pružiny	$r_{pr} = 190,6 \text{ mm}$
rameno	$r_x = 347,6 \text{ mm}$
rameno	$r_z = 444,8 \text{ mm}$

Moment nonstopu vyvolaný předepnutím pružiny:

$$M_{pr} = \frac{F_{pr}}{r_{pr}} = \frac{5\,700 \text{ kN}}{190,6 \text{ mm}} = 108,6 \text{ Nm} \quad (23)$$

Moment působící na nonstop od sil na disk:

$$M_F = F_x \cdot r_x + F_z \cdot r_z = -1,471 \cdot 347,6 + 1\,142 \cdot 444,8 = 112,3 \text{ [Nm]} \quad (24)$$

Bylo provedeno celkem 60 měření. Měření M01T a M03T sloužila ke kalibraci měřícího přípravku. Měření byla prováděna v klidu za rychlosti 0 km/h, kdy stroj byl zdvižen nad terén tak, aby se disky nedotýkaly země. Zbylá měření byla prováděna v režimu práce (P). Měření M01T až M28T byla prováděna s ozubeným diskem AO. Měření M29T až M42T byla prováděna s Agresiv diskem AO a měření M43T až M60T byla prováděna s ozubeným diskem DO. Konkrétní hodnoty rychlostí a hloubek jsou upřesněny v **Tab. 10, 11** a **Tabulka**.

Tabulka 10: Popis měření ozubených disků AO.

Měření	Disk	typ	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace	Popis
M01T	AO	Normální	0	0	K	kalibrace
M02T	AO	Normální	14	8	P	
M03T	AO	Normální	0	0	K	po vyhloubení
M04T	AO	Normální	14	8	P	
M05T	AO	Normální	14	8	P	v koleji
M06T	AO	Normální	14	12	P	
M07T	AO	Normální	14	12	P	tvrdší zemina
M08T	AO	Normální	14	16	P	
M09T	AO	Normální	14	16	P	
M10T	AO	Normální	10	8	P	
M11T	AO	Normální	10	8	P	
M12T	AO	Normální	10	12	P	
M13T	AO	Normální	10	12	P	
M14T	AO	Normální	10	16	P	
M15T	AO	Normální	10	16	P	
M16T	AO	Normální	6	8	P	
M17T	AO	Normální	6	8	P	
M18T	AO	Normální	6	12	P	
M19T	AO	Normální	6	12	P	
M20T	AO	Normální	6	16	P	
M21T	AO	Normální	6	16	P	
M22T	AO	Normální	6	16	P	
M23T	AO	Normální	14	8	P	kraj
M24T	AO	Normální	14	8	P	kraj
M25T	AO	Normální	14	12	P	kraj
M26T	AO	Normální	14	12	P	kraj
M27T	AO	Normální	14	16	P	kraj
M28T	AO	Normální	14	16	P	kraj

(Zdroj: autor).

Tabulka 11: Popis měření agresiv disků AO.

Měření	Disk	typ	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace
M29T	AO	Agresiv	14	8	P
M30T	AO	Agresiv	14	8	P
M31T	AO	Agresiv	14	12	P
M32T	AO	Agresiv	14	12	P
M33T	AO	Agresiv	14	16	P
M34T	AO	Agresiv	14	16	P
M35T	AO	Agresiv	10	12	P
M36T	AO	Agresiv	10	12	P
M37T	AO	Agresiv	10	16	P
M38T	AO	Agresiv	10	16	P
M39T	AO	Agresiv	6	12	P
M40T	AO	Agresiv	6	12	P
M41T	AO	Agresiv	6	16	P
M42T	AO	Agresiv	6	16	P

(Zdroj: autor).

Tabulka 12: Popis měření ozubených disků DO.

Měření	Disk	typ	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace
M43T	DO	Normální	20	8	P
M44T	DO	Normální	20	8	P
M45T	DO	Normální	20	12	P
M46T	DO	Normální	20	12	P
M47T	DO	Normální	20	16	P
M48T	DO	Normální	20	16	P
M49T	DO	Normální	14	12	P
M50T	DO	Normální	14	12	P
M51T	DO	Normální	14	16	P
M52T	DO	Normální	14	16	P
M53T	DO	Normální	10	12	P
M54T	DO	Normální	10	12	P
M55T	DO	Normální	10	16	P
M56T	DO	Normální	10	16	P
M57T	DO	Normální	6	12	P
M58T	DO	Normální	6	12	P
M59T	DO	Normální	6	16	P
M60T	DO	Normální	6	16	P

(Zdroj: autor).

5.3. Měření dlát a radlic

Místo měření

Měření probíhalo dne 15. 07. 2021 na poli Spy u Nového Města nad Metují (50.3364103N, 16.1636769E) na ploše cca 35×60 metrů (**Obr. 40**). Pole bylo strniště po ječmenu s poměrně kyprou hnědozemí, do hloubky cca 25–45 cm s přítomností kamínků, pod níž se nacházela tvrdá vrstva jílu a opuky.



Obr. 40: Zaměření testovací parcely pro měření radlic.

(Zdroj: Google maps, mapy.geology).

Klasifikace pozemku:

Dle TKSP ČR.

Index KAg – kambizem slabě oglejená.

Dle Horniny GeoČR50 (zdroj).

Horninový typ – sediment zpevněný.

Hornina – písčité slínovce až jílovce spongilitické, místy silicifikované (opuky).

Měření půdní vlhkosti a odporu půdy (**Tab. 13**):

Naměřená vlhkost 20 % byla měřena pomocí digitálního půdního vlhkoměru AquaAid TDR 150 (AquaAid, Holandsko). Odpor půdy byl měřen pomocí digitálního penetrometru SpotOn® (Innoquest Inc., Woodstock, Illinois)

Tabulka 13: Měření odporu půdy při měření radlic.

Hloubka [cm]	4	8	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
PO ^a [MPa]	1,3	1,6	1,8	2,3	2,6	2,3	2,6	2,7	2,8	3	3,5	4	4,1	4,6	6

^aPO (Penetrační Odpor)

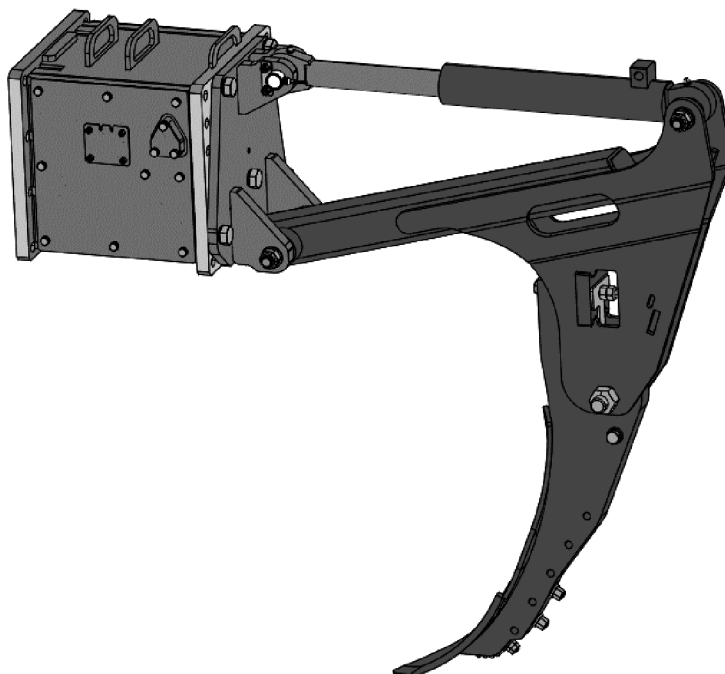
(Zdroj: autor)

Parametry 2D měřáku orebních odporů (**Obr. 41**):

Vodorovná síla F_x : jmenovitý rozsah (100 % signálu) odpovídá $\pm 43,301$ kN. Maximální operační rozsah (150 % signálu) odpovídá $\pm 64,952$ kN.

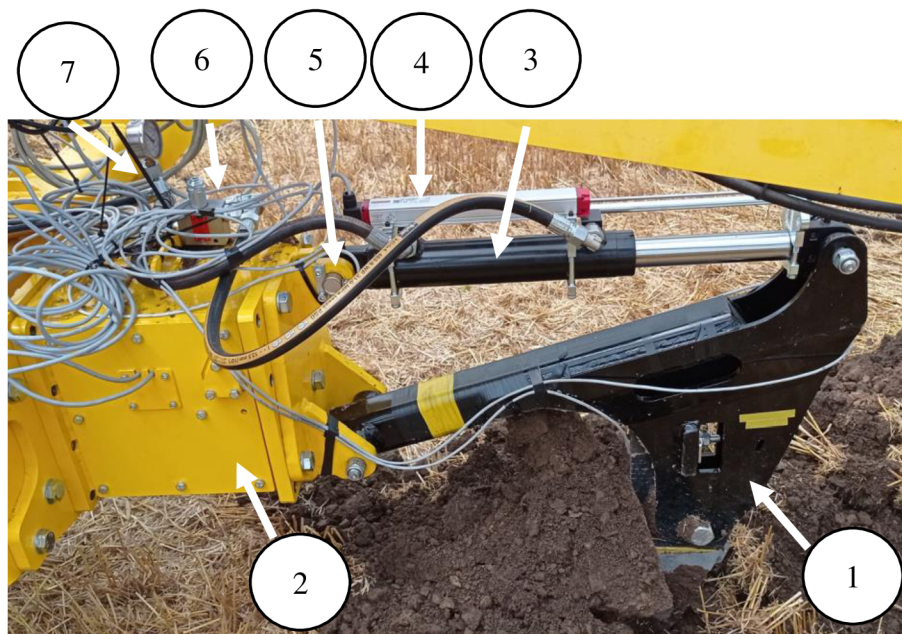
Svislá síla F_z : jmenovitý rozsah (100 % signálu) odpovídá $\pm 17,321$ kN. Maximální operační rozsah (150 % signálu) odpovídá $\pm 25,981$ kN.

Popis měřícího zařízení pro polní testy (**Obr. 42**).



Obr. 41: Model měřícího přípravku dlát s konzolou DO.

(Zdroj: autor).



Obr. 42: Uspořádání měřicího zařízení.

(Zdroj: autor).

Legenda:

1 – konzola s pracovním orgánem osazená tenzometry (pracovním orgánem je dláto o šířce 80 mm s křídly nebo bez); 2 – 2D silový snímač (F_x 43,30 kN a F_z 17,32 kN při 100% signálu); 3 – hydraulický válec jištění; 4 – snímač polohy pístu; 5 – snímač síly na hydraulický válec (40 kN při 100% signálu); 6 – tlakový ventil hydraulického válce (řídí tlak v jisticím okruhu); 7 – manometr (zobrazuje tlak v jisticím okruhu).

Nastavení síly jištění pracovního orgánu

Použitý hydraulický válec má průměr pístu 55 mm, pístnice 45 mm a zdvih 225 mm (plocha pístu $A = 2375,83$, na pístnicové straně $a = 785,40 \text{ mm}^2$). Rameno slupice ke špičce je 770,400 mm, rameno HV jištění 300 mm (převod síly HV na jisticí sílu ve špičce je 2,568, resp. 1:0,3894). Na stroji DO se jako výchozí nastavení používá jmenovitý tlak 10 MPa na pístní straně a stálý tlak 1 MPa na pístnicové straně. Pro práci v těžších podmínkách lze hodnotu tlaku na pístové straně zvýšit až na 13 MPa. Jelikož měření probíhalo s nulovým tlakem na pístnicové straně, musel být tlak na pístové straně korigován, aby bylo dosaženo stejné jisticí síly, jako na reálném stroji; tedy byl snížen o 0,33 MPa. Při prvních dvanácti ostrých měřeních byl tlak 9,67 MPa (odpovídá výchozí hodnotě 10 MPa); to odpovídá síle 23758,3 N ve válci

a teoretické vodorovné síle 8945,8 N na špičce dláta. Při posledních čtyřech měřeních pak bylo nastaveno 12,67 MPa (odpovídá hodnotě 13 MPa a jisticí síle 11720 N).

Průběh měření

Byla vyhodnocována souprava traktoru John Deere 7930 + měřicí přípravek. Bylo provedeno 16 měření (**Tab. 14**). Pro měření za stejných parametrů byly provedeny vždy 4 jízdy. Každé měření obsahovalo 1 jízdu, kdy každá jízda obsahovala práci na trase dlouhé 60 m. Trasy byly rovnoběžné a vzdálené 2 m od sebe. Na prvních dvanácti trasách byly provedené penetrometrické zkoušky po 10 metrech, každý záznam z penetrometru obsahuje GPS souřadnice vpichu. Každá 60m trasa obsahuje tedy 7 vpichů, kde první vpich je na začátku, sedmý na konci. První vpich byl jednou zopakován, tedy v surových datech měření 1 a 2 odpovídají prvnímu vpichu, dále už má každý vpich jedno měření. Traktor se pohyboval uprostřed trasy (střed traktoru jel nad penetrometrickými vpichy). Měření byla zaznamenána kamerou na rámu stroje, která sledovala dláto se snímači. Snímací frekvence byla u všech měření 20 Hz.

Záznam všech měřených hodnot z každé jízdy obsahuje následující operace:

klid (K) – Klidový stav s vyhloubeným strojem a zastaveným traktorem a rozjezd

zahloubení (ZD) – zahloubení dláta za jízdy traktoru před prvním vpichem penetrometru

práce (P) – kdy dláto kypří pozemek

vyhloubení (VD) – vyhloubení opět za jízdy traktoru za posledním vpichem.

Tabulka 14: Popis průběhu měření odporu dlát.

Č. měř.	Typ orgánu	Jisticí tlak [MPa]	Rychlost [km/h]	Hloubka [cm]	Operace	Penetrometrie	Poznámky
M01D	Dláto 80 mm s křídly	10	8	25	K	ANO	Nonstop téměř nepracuje
M02D					ZD		
M03D					P		
M04D					VD		
M05D				35	K		Nonstop pracuje
M06D					ZD		
M07D					P		
M08D					VD		
M09D				35	K		
M10D					ZD		
M11D					P		
M12D					VD		
M13D		Dláto	13		až 40	K	NE

M14D					ZD	Nonstop má problém udržet hloubku
M15D				až 45	K	
M16D					ZD	

(Zdroj: autor).

Přímo měřené veličiny (mimo tenzometrii) při každé jízdě

Jedná se o veličiny přímo měřené snímači, které obsluha zařízení navíc vidí v reálném čase.

$$1) \text{ Síla } F_x = F_{sx} \cdot \cos(30^\circ) \text{ [N]} \quad (25)$$

Síla vodorovná – tahová spotřeba dláta. Kladný směr proti směru pohybu traktoru. Vypočte se jako síla indikovaná senzorem $F_{sx} \cdot \cos(30^\circ)$. (26)

$$2) \text{ Síla } F_z = F_{sz} \cdot \cos(30^\circ) \text{ [N]} \quad (27)$$

Síla svislá. Kladný směr nahoru kolmo na směr pohybu traktoru. Vypočte se jako síla indikovaná senzorem $F_{sz} \cdot \cos(30^\circ)$. (28)

$$3) \text{ Síla } F_{snp} \text{ [N]}$$

Jistící síla hydraulického válce indikovaná snímačem. Tato síla je úměrná velikosti jistícího momentu nonstopu. Ve výchozí poloze nonstopu se tato síla prakticky přesně rovná síle pístu válce.

$$4) \text{ Poloha pístu hydraulického válce } l_{snp} \text{ [mm]}$$

Válec plně roztážen \rightarrow dláto ve spodní poloze $\rightarrow l_{snp} = 225$ mm. Válec plně stlačen $\rightarrow l_{snp} = 0$ mm.

Nepřímo měřené veličiny (mimo tenzometrii) při každé jízdě

Jedná se o veličiny počítané z předchozích v rámci postprocessingu.

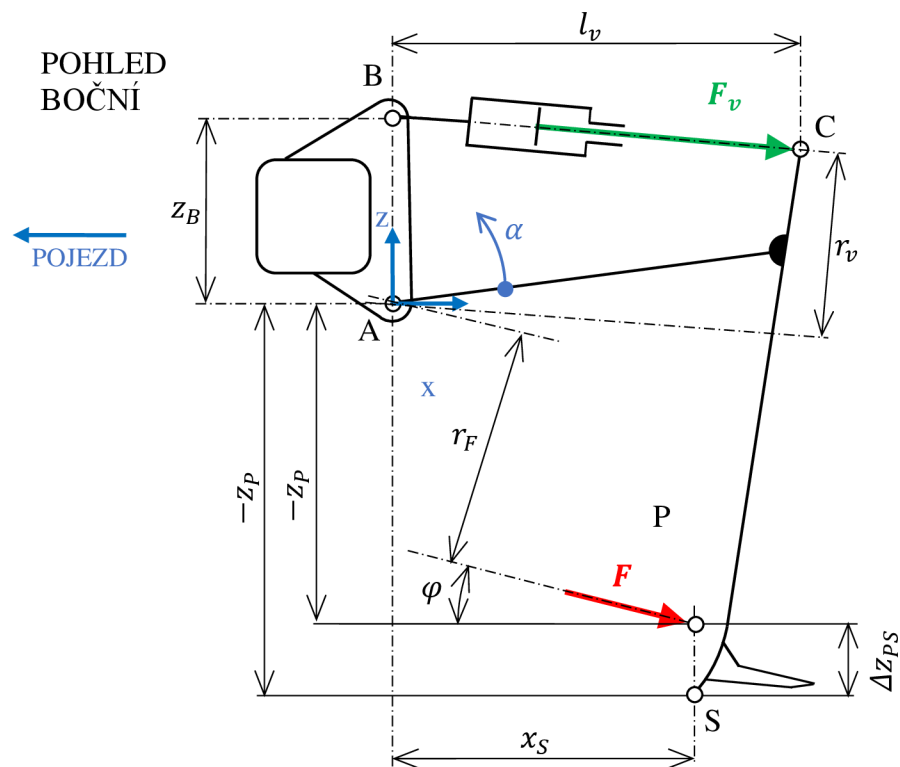
$$1) \text{ Natočení slupice } \alpha \text{ [}^\circ\text{].}$$

$$2) \text{ Vykopnutí teoretické špičky nástroje ve svislém směru } \Delta h \text{ [mm].}$$

$$3) \text{ Poloha nositelky síly } F \text{ jako výšku pomyslného působíště } P \text{ nad špičkou dláta } \Delta z_{PS} \text{ [mm].}$$

Výpočetní vztahy pro nepřímo měřené veličiny.

Schéma dlátové jednotky s vyznačením základních veličin je znázorněno na **Obr. 43**.



Obr. 43: Schéma dlátové jednotky.

(Zdroj: autor).

a) Výpočet úhlu natočení slupice α

Úhel natočení slupice lze určit z údaje indikovaného snímačem polohy pístu takto:

$$\alpha = \alpha'_0 - \alpha' \quad (29)$$

kde úhly α'_0 a α' jsou úhly BAC trojúhelníku ABC ve výchozí a natočené poloze mechanismu:

$$\begin{aligned} \alpha = \alpha'_0 - \alpha' = \alpha' &= \arccos\left(\frac{z_B^2 + r_C^2 - l_{v0}^2}{2z_B r_C}\right) - \arccos\left(\frac{z_B^2 + r_C^2 - l_v^2}{2z_B r_C}\right) = \\ &= 68,500359^\circ - \arccos\left(\frac{722481,4 - l_v^2}{477172,2}\right) \end{aligned} \quad (30)$$

kde:

l_{v0} – je délka plně vysunutého válce, $l_{v0} = 740$ mm;

z_B – souřadnice bodu B, $z_B = 300$ mm;

r_C – délka ramene AC trojúhelníku ABC, resp. délka průvodiče bodu C při otáčení okolo bodu A;

$$r_c = 795,287 \text{ [mm]}$$

l_v – délka stlačeného válce při natočení slupice o úhel α :

$$l_v = l_{v0} + l_{sn} - 225 \text{ mm} \quad (31)$$

l_{sn} – délka vysunutí snímače polohy pístu; $l_{sn} = 225 \text{ mm}$ odpovídá plně vysunutému pístu a $l_{sn} = 0 \text{ mm}$ odpovídá plně zasunutému pístu.

b) Výpočet polohy špičky slupice – bodu S

Souřadnice bodu S jsou:

$$x_S = r_S \cdot \cos \alpha'' = 784,047 \text{ mm} \cdot \cos \alpha'' \quad (32)$$

$$z_S = -r_S \cdot \sin \alpha'' = -784,047 \text{ mm} \cdot \sin \alpha'' \quad (33)$$

kde:

r_S – je délka ramena AS; $x_{S0} = 145,647 \text{ mm}$

a $z_{S0} = -770,400 \text{ mm}$ jsou souřadnice bodu S ve výchozí poloze mechanismu.

$$r_S = \sqrt{x_{S0}^2 + z_{S0}^2} = \sqrt{145,647^2 + 770,400^2} = 784,047 \text{ [mm]} \quad (34)$$

Úhel α'' odpovídá úhlu sklonu ramene AS od vodorovné osy:

$$\alpha'' = \alpha_0'' - \alpha = \arctan \frac{-z_{S0}}{x_{S0}} - \alpha = \arctan \frac{770,400}{145,647} - \alpha = 79,294370^\circ - \alpha \quad (35)$$

a úhel α je úhel natočení slupice vypočtený dle bodu a).

Dále definujeme Δh jako nadzvednutí špičky slupice při natočení slupice o úhel α :

$$\Delta h = -z_{S0} + z_S = 770,400 \text{ mm} + z_S \quad (36)$$

Je-li Δh kladné, slupice je oproti výchozí poloze vyhloubena.

c) Výpočet polohy nositelky síly odporu dřáta F

Velikost výsledné síly:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \quad (37)$$

Výsledná síla F je oproti rovině skloněna o úhel:

$$\varphi = \arctan \frac{-F_z}{F_x} \quad (38)$$

Nositelka síly F má oproti otoči A rameno:

$$r_F = \frac{M_v}{F} \quad (39)$$

kde M_v je jistící moment síly hydraulického válce:

$$M_v = F_v \cdot r_v = \frac{F_{sn}}{\cos \beta} \cdot z_B \cdot \cos \beta = F_{sn} \cdot z_B \quad (40)$$

kde:

F_v – síla hydraulického válce;

r_v – rameno síly hydraulického válce vzhledem k otoči B;

β – úhel natočení osy hydraulického válce;

F_{sn} – síla indikovaná snímačem síly hydraulického válce;

z_B – souřadnice bodu B, $z_B = 300$ mm.

Tedy rameno síly F je:

$$r_F = \frac{F_{sn}}{F} \cdot z_B \quad (41)$$

Pro potřeby vizualizace je zaveden bod P – pomyslné působíště síly F. Tento bod je definován jako průsečík nositelky síly F a aktuální svislice vedoucí špičkou dláta – bodem S. Souřadnice bodu P jsou:

$$x_P = x_S \quad (42)$$

$$z_P = -r_F \cdot \cos \varphi - (x_S + r_F \sin \varphi) \tan \varphi \quad (43)$$

Dále je zavedena výška bodu P nad špičkou dláta jako:

$$\Delta z_{PS} = -z_S + z_P \quad (44)$$

Je-li kladná, nachází se bod P nad bodem S.

Kontrolní příklad:

$$l_v = 700 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \alpha &= 68,500359^\circ - \arccos\left(\frac{722481,4 - l_v^2}{477172,2}\right) = \\ &= 68,500359^\circ - \arccos\left(\frac{722481,4 - 700^2}{477172,2}\right) = \\ &= 68,500359^\circ - 60,842862^\circ = 7,657497^\circ \end{aligned} \quad (45)$$

$$\alpha'' = 79,294370^\circ - \alpha = 79,294370^\circ - 7,657497^\circ = 71,636873^\circ \quad (46)$$

$$x_S = 784,047 \text{ mm} \cdot \cos \alpha'' = 784,047 \text{ mm} \cdot \cos 71,636873^\circ = 247,005 \text{ mm} \quad (47)$$

$$z_S = -784,047 \text{ mm} \cdot \sin \alpha'' = -784,047 \text{ mm} \cdot \sin 71,636873^\circ = -744,123 \text{ mm} \quad (48)$$

$$\Delta h = -770,400 \text{ mm} + z_S = 770,400 \text{ mm} - 744,123 \text{ mm} = 26,277 \text{ mm} \quad (49)$$

Pro měření byly definována jistící síla (**Tab. 15**), úměrně pracovní hloubce.

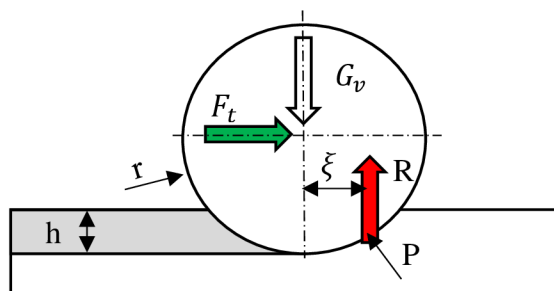
Tabulka 15: Hodnoty nastavení jistícího síly pro měření dlát.

Typ orgánu	Číslo měření	Parametry		Jistící tlak	Vypínací síla na špičce		
		h [cm]	v [km/h]	p [MPa]	Fv [kN]		
DO 80 mm s křídly	M01D	25	8	10	8,95		
	M02D						
	M03D						
	M04D						
	M05D	35					
	M06D						
	M07D						
	M08D						
DO 80 mm bez křídél	M09D	35	8			13	11,72
	M10D						
	M11D						
	M12D						
	M13D	40					
	M14D						
	M15D	45					
	M16D						

(Zdroj: autor).

5.4. Měření valivého odporu

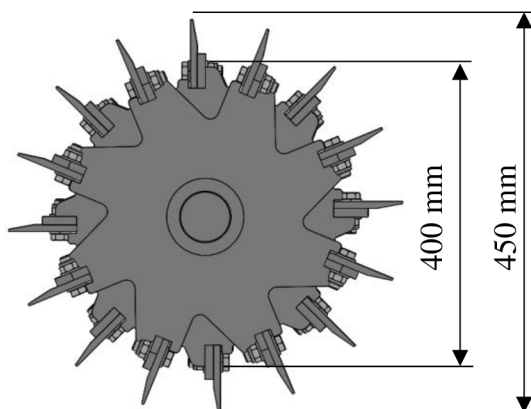
Pro zavedení vlivu válců, obecněji dílů odvalujících se po pružné podložce, se v technické praxi používá hodnota ramene valivého odporu (**Obr. 44**). Válec zde při valení působí svojí tíhou G_v (vertikální silou) na půdu, ta se deformuje (mačká) a tím posouvá působišťe P. Reakce od půdy R uvádějící systém do rovnováhy je posunuta právě o hodnotu ramene valivého odporu. Na základě toho lze myšlenkovou konstrukcí převést tento princip na měřitelnou hodnotu vodorovné síly F_t potřebné k pohybu válce. Pokud se hodnota F_t vynásobí poloměrem válce a vydělí tíhou válce, výsledkem je hodnota ramene valivého odporu.



Obr. 44: Definice ramene valivého odporu.

(Zdroj: autor).

Při praktickém měření však nastává řada problémů. Jedním z nich je definice skutečného poloměru válce r , případně hloubky zaboření válce h , které ovlivňují polohu působišť P . Tyto hodnoty se mění jak v průběhu jízdy, tak jsou ovlivněny tvarem obvodu válce, který je obvykle velmi členitý. Měřený řezací válec (**Obr. 45**) má vnější průměr 450 mm, při maximálním zařiznutí se valivý průměr zmenší až na 400 mm.

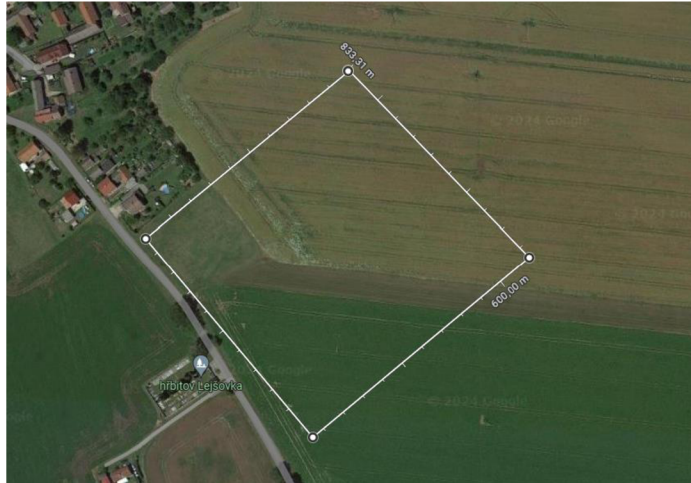


Obr. 45: Definice ramene valivého odporu na řezacím válci.

(Zdroj: autor).

Místo měření

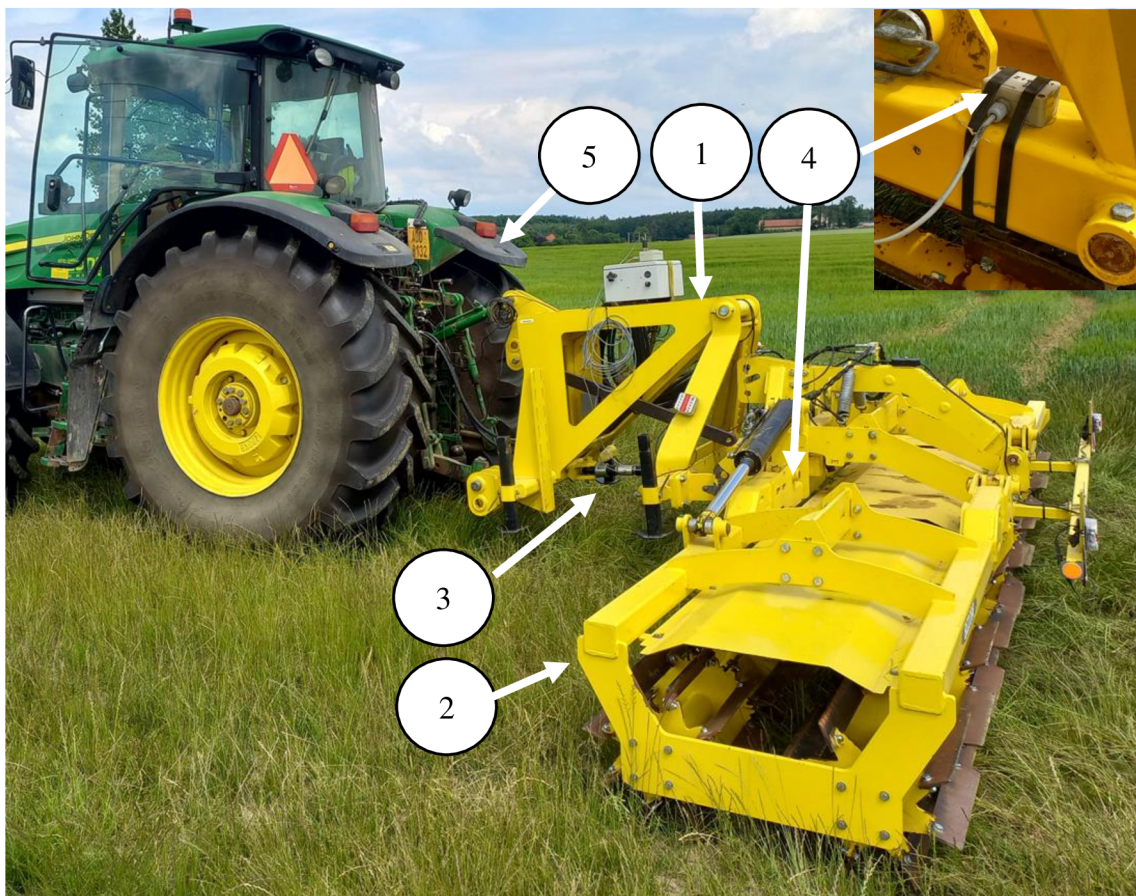
Měření probíhalo dne 15. 06. 2023 na poli Lejšovka (50.296010N, 15.944517E) na ploše cca 200×200 m (**Obr. 46**). Pole bylo tvrdá suchá zem s porostem jílku (*Lolium spp.*).



Obr. 46: Zaměření testovací parcely pro měření odporu válců.

(Zdroj: Google maps).

Souprava se skládala z tažného prostředku John Deere 7930, měřicího přípravku s tříbodovým závěsem a řezacího válce Speed Chop SC 4000 F o záměru 4 m (**Obr. 47**).



Obr. 47: Souprava měřicího rámu a řezacího válce Speed Chop SC 4000 F.

(Zdroj: autor).

Legenda:

1 – Měřicí přípravek, 2 – řezací válec Speed Chop SC 4000 F, 3 – dynamometr S-38, 4 – akcelerometr, 5 – traktor.

Měřicí přípravek byl osazen akcelerometrem vlastní konstrukce. a dynamometrem S-38 o kapacitě 200 kN (Lukas Tenzo,). Po agregaci řezacího válce Speed Chop SC 4000 F byl válec položen na pozemek tak, aby horní táhlo závěsu bylo volné. V této poloze byla provedena kalibrace.

Měření M01V bylo prováděno za klidu (K) při rychlosti 0 km/h, jako kontrolní měření. Následovalo šest měření při práci (P), kdy válec byl tažen traktorem a dotěžovala ho pouze jeho vlastní váha. Měření M02V bylo prováděno při rychlosti 10 km/h, měření M04V při rychlosti 15 km/h, měření M03V, M06V a M07V bylo prováděno při rychlosti 20 km/h. Poslední měření M08V bylo opět kontrolní při rychlosti 0 km/h za klidu (**Tab. 16**).

Tabulka 16: Parametry měření válců.

č. měření	Rychlost [km/h]	Operace	Popis
M01V	0,0	K	Kontrola kalibrace
M02V	10,0	P	Přímá jízda
M03V	20,0	P	Přímá jízda
M04V	6,0	P	Slalom
M05V	15,0	P	Slalom
M06V	20,0	P	Rozjezdy a zastavení
M07V	20,0	P	Přímá jízda s brzděním
M08V	0,0	K	Kontrola

(Zdroj: autor).

Hmotnost řezacího válce je 2106 kg. Pro přepočítání tažné síly na rameno valivého odporu nutno přepočítat dle vztahu:

$$\xi = \frac{F_t * r}{G_v * g_m} = \frac{F_t * r}{m_v * g * g_m} \quad [mm] \quad (50)$$

kde:

ξ – rameno valivého odporu

F_t – tahový odpor

g – tíhové zrychlení

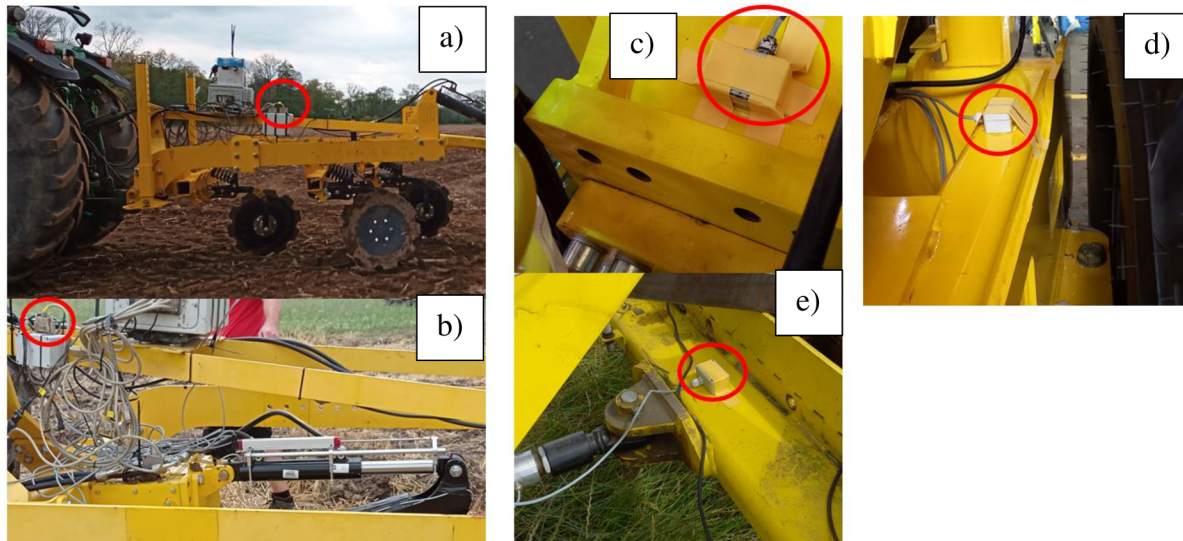
g_m – naměřená hodnota zrychlení

r – poloměr válce.

Pro vyhodnocení byly zvoleny tři průměry valení. Maximální o velikosti 450 mm, která odpovídá situaci kdy se válec nezařízne do země. Minimální 400 mm, kdy jsou nože plně zatlačeny do půdy, a střední 430 mm.

5.5. Měření zrychlení

Zrychlení bylo měřeno tříosým analogovým akcelerometrem ADXL325BCPZ (Analog Devices Inc., Massachusetts, USA) s rozsahem měření ± 5 g ve všech osách, v rozsahu frekvencí 0,5–1600 Hz pro X a Y, pro osu Z v rozsahu 0,5–550 Hz. Akcelerometr byl vyhodnocen modulární DAQ PCI-1761-BE (Advantech, Tchaj-wan) kartou pro 8 modulů. Měření bylo prováděno při vzorkovací frekvenci 500 Hz. Umístění akcelerometru při jednotlivých měřeních je znázorněno na **Obr. 48**.



Obr. 48: Umístění akcelerometrů při měřeních.

(Zdroj: autor).

Legenda:

Poloha akcelerometru pro: a) měření disků, b) měření dlát, c) měření v závěsu u závěsu, d) měření v závěsu v ose nápravy, e) měření válců.

6. VÝSLEDKY A DISKUZE

6.1. Klopný moment

Pro vyšetření polohy těžiště návěsného stroje je zaveden termín klopný moment, který je přepočtem hodnoty kapacity závěsu (kN) na rameni 610 mm (24") na hodnotu momentu (kNm). Pro snadnější vyhodnocení CAD modelu stroje se zde vyhodnocuje hmotnost stroje krát vzdálenost těžiště modelu od osy závěsu. Moment od modelu stroje musí být menší než dovolený klopný moment dané kategorie a výkonu traktoru.

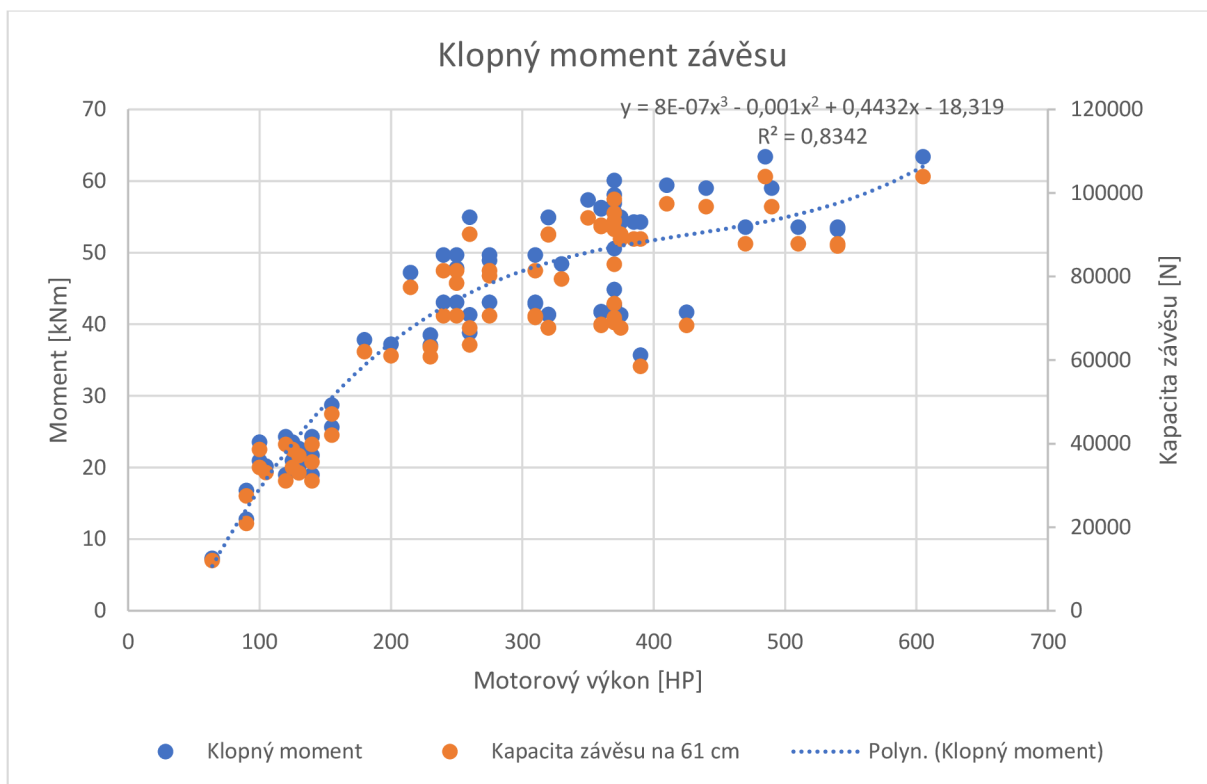
Na základě Nebraska testů byla sestavena **Tab. 17** a **Obr. 49**. Z porovnání hodnot v **Tab. 17** je zřejmé, že nelze vycházet z normativů, ale hodnota musí být vždy vyšetřena pro konkrétní skupinu traktorů. Obvykle se tato skupina definuje dle motorového výkonu, který vychází z očekávaného tahového výkonu pro daný stroj. Rozdíl klopného momentu pro kategorii 3 dle norem vychází 40,0 kNm, z reálných měření však vychází hodnoty od 19,0 kNm (což je o 53 % méně) do 39,5 kNm (což je o 1 % méně). Pro kategorii 4 vychází rozdíl hodnot z norem 54 kNm, z reálných hodnot pak od 35,7 kNm (což je o 34 % méně) do 63,4 kNm (což je o 17 % více).

Tabulka 17: Porovnání hodnot klopných momentů dle ISO 730 a ASAE S278.6 vs. Nebraska testy.

	Povolený klopný moment stroje dle ISO 730 [kNm]	Reálně zjištěný klopný moment [kNm]	Rozsah motorového výkonu dle ISO 730 [HP]
Zadní závěs			
Kategorie 0	1,3	*	do 20
Kategorie 1	5,2	*	20–50
Kategorie 2	13,0	7,3–23,5	40–125
Kategorie 3	40,0	19,0–39,5	80–225
Kategorie 4	54,0	35,7–63,4	180–400
Kategorie 5	54,0	neexistuje	390–671
Přední závěs			
Kategorie 1	4,1	*	20–50
Kategorie 2	10,6	*	40–125
Kategorie 3	24,5	*	80–225

* nebylo zjišťováno

(Zdroj: ISO 730, ASAE S278.6 - upraveno autor)



Obr. 49: Graf závislosti klopného momentu, resp. kapacity závěsu na motorovém výkonu.

(Zdroj: autor)

6.2 Měření celých strojů

Z naměřených hodnot lze získat grafy závislostí jednotlivých složek sil F_x , F_y a F_z . Z těchto grafů lze následně získat průměrné hodnoty pro jednotlivé zátěžné stavy (**Tab. 18**).

Konkrétně například měření M10S, kdy při rychlosti 40 km/h jede celá souprava FT 8000 + ZN 8/75 s naplněným zásobníkem 4000 l vody (**Obr. 50**). Z výsledků vychází průměrná hodnota složky F_x jen 0,2 kN, ale hodnoty špiček jsou 4,3 kN a -4,2 kN. Obdobně pro F_y vychází průměrná hodnoty jen -0,1 kN, ale hodnoty špiček 1,0 kN a -1,7 kN. Pro složku F_z vychází průměrná hodnota 2,7 kN, s hodnotou ve špičkách 4,1 kN a 0 kN. Podobný vzorec je patrný i u měření M14S (**Obr. 51**) při rychlosti 20 km/h s plnou nádrží, kdy vychází průměrná hodnota F_x 0,5 kN, ale špičky 3,1 kN a -2,6 kN, průměrná hodnota F_y 0,0 kN, ve špičkách 1,2 kN a -1,1 kN a pro F_z vychází průměr 3,7 kN, ve špičkách pak 5,2 kN a 0 kN. Ani tím že se odpojí přídatný stroj ZN 8/75 se situace nemění. Z měření M19S (**Obr. 52**) při 20 km/h vychází průměrná hodnota F_x 0,1 kN, ve špičkách 1,3 kN a -1,4 kN, průměrná F_y -0,1 kN, ve špičkách 1,3 kN a -1,4 kN a průměrná F_z 4,9 kN, ve špičkách 7,5 kN a 0 kN.

Z toho lze vyvodit obecné tvrzení, že při transportu F_x a F_y mají charakter střídavého namáhání a F_z míjivého.

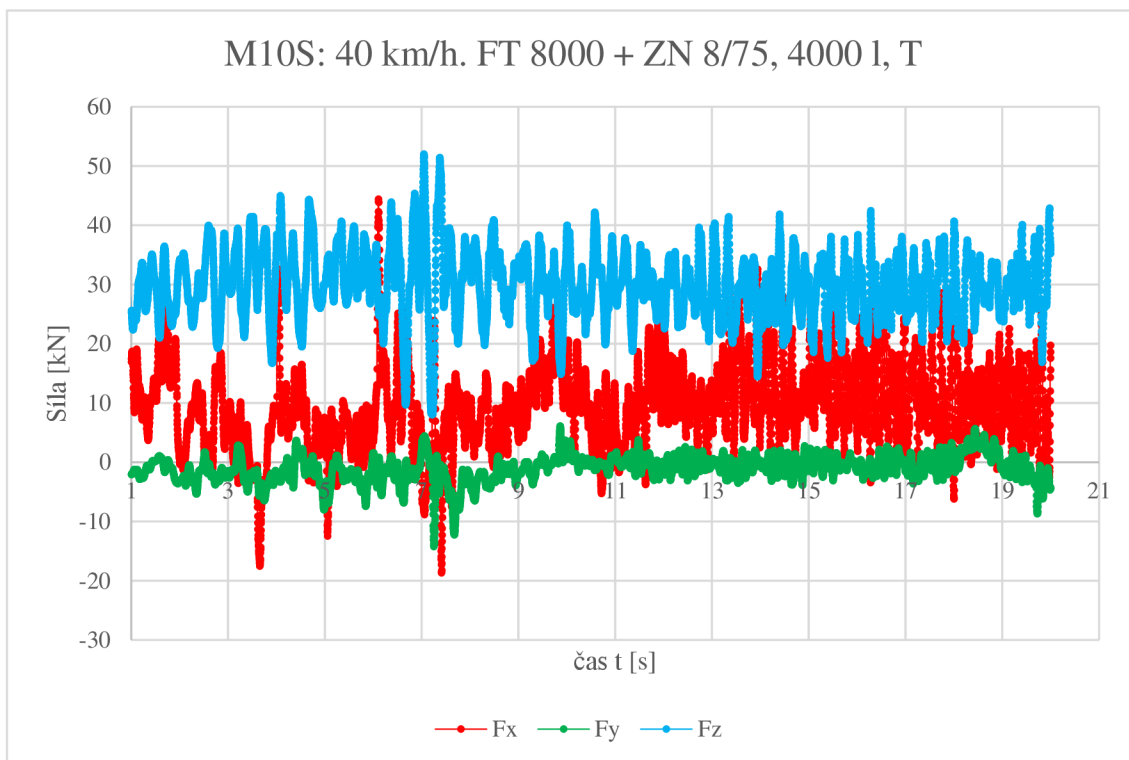
Prosté navěšení implementů generuje podle očekávání pouze vertikální složku F_z , například měření M12S (**Obr. 53**), kde kromě složky F_z jsou síly téměř nulové. Hodnota síly F_z vychází v průměru 3,7 kN, s hodnotou špičky 4,0 kN.

Pokud souprava pracuje, charakter namáhání se změní, jak lze vidět u měření M06S (**Příloha 6**), M17S (**Příloha 14**) a M18S (**Příloha 15**), kde je shodně získána složka F_x jako střídové nesouměrné namáhání.

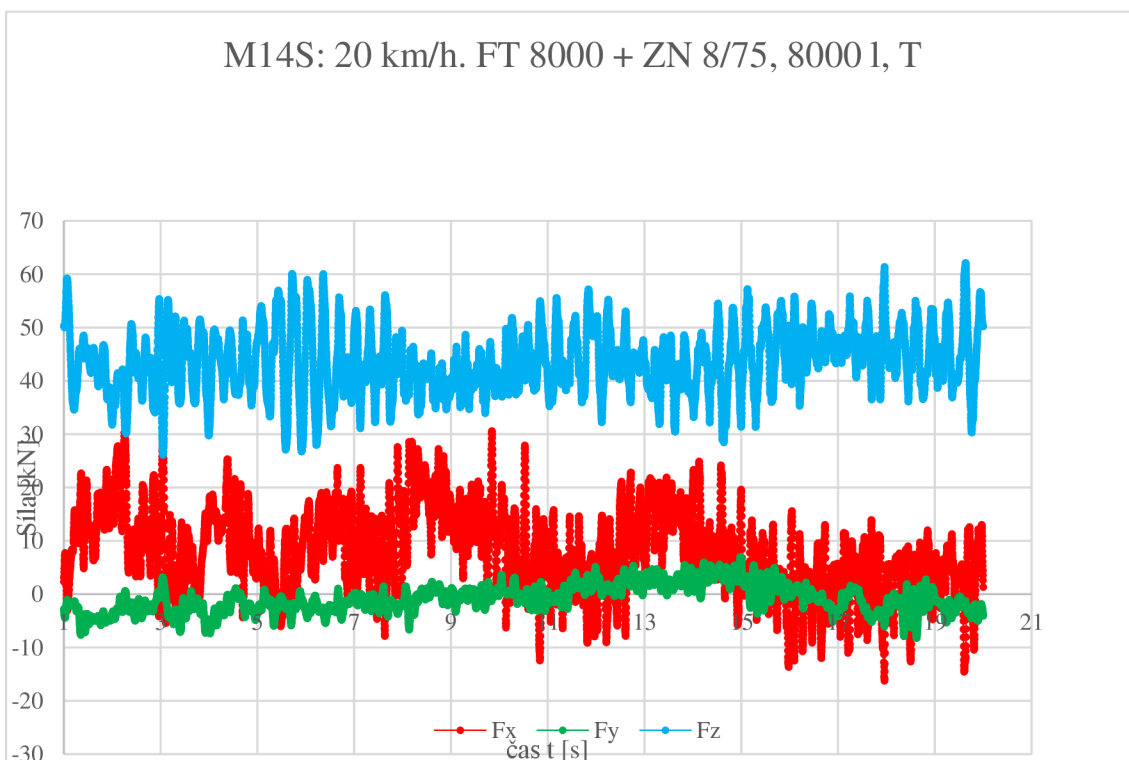
Tabulka 18: Naměřené hodnoty sil v závěsu.

Číslo měření	Rychlost [km/h]	Agregované stroje	Obsah nádrže [l]	Operace	F_x	F_x	F_x	F_y	F_y	F_y	F_z	F_z	F_z
					Ø [kN]	max [kN]	min [kN]	Ø [kN]	max [kN]	min [kN]	Ø [kN]	max [kN]	min [kN]
M01S	0	FT 8000	0	K	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
M02S	0			K	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	2,4	0,0	2,6
M03S	0			K	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,4	1,5	0,0
M04S	6			T	0,0	2,2	-2,9	0,0	0,7	-0,6	1,4	2,4	0,0
M05S	15			T	0,1	6,1	-1,0	0,0	0,3	-0,5	1,4	2,4	0,0
M06S	40			T	0,2	3,6	-3,3	0,0	0,8	-0,6	1,4	2,7	-0,1
M07S	11			P	3,4	6,0	-0,2	0,0	0,7	-0,4	2,3	3,2	0,0
M08S	20			T	0,1	3,4	-2,5	-0,1	0,9	-0,9	2,7	4,0	0,0
M09S	20	T	0,4	3,3	-1,8	0,0	1,3	-1,2	2,6	3,9	0,0		
M10S	40	T	0,2	4,3	-4,2	-0,1	1,0	-1,7	2,7	4,1	0,0		
M11S	40	T	0,4	4,3	-2,5	0,0	1,1	-1,4	2,6	4,3	0,0		
M12S	0	FT 8000 + ZN 8/75	4000	K	0,1	0,3	0,0	0,0	0,0	0,0	3,7	4,0	0,0
M13S	20			T	0,2	4,0	-2,0	-0,1	0,8	-0,9	3,7	4,9	0,0
M14S	20			T	0,5	3,1	-2,6	0,0	1,2	-1,1	3,7	5,2	0,0
M15S	40			T	0,1	4,4	-3,4	-0,1	1,1	-1,3	3,7	5,3	0,0
M16S	40			T	0,3	3,7	-3,8	0,1	1,3	-1,2	3,7	5,6	0,0
M17S	12			P	3,2	6,9	-1,3	0,0	0,6	-0,7	4,7	6,1	0,0
M18S	12			P	3,3	7,9	-0,7	0,1	1,8	-1,8	4,7	6,4	0,0
M19S	20			T	0,1	2,6	-2,4	-0,1	1,3	-1,4	4,9	7,5	0,0
M20S	20	T	0,3	4,7	-2,7	0,0	1,2	-1,4	4,9	6,9	0,0		
M21S	0	FT 8000	8000	K	0,1	0,2	0,0	0,2	0,2	0,0	4,9	5,3	0,0
M22S	40			T	0,1	3,5	-4,1	-0,2	1,5	-1,6	4,9	7,0	0,0
M23S	40			T	0,3	3,5	-3,8	-0,1	2,1	-1,7	4,9	7,8	0,0

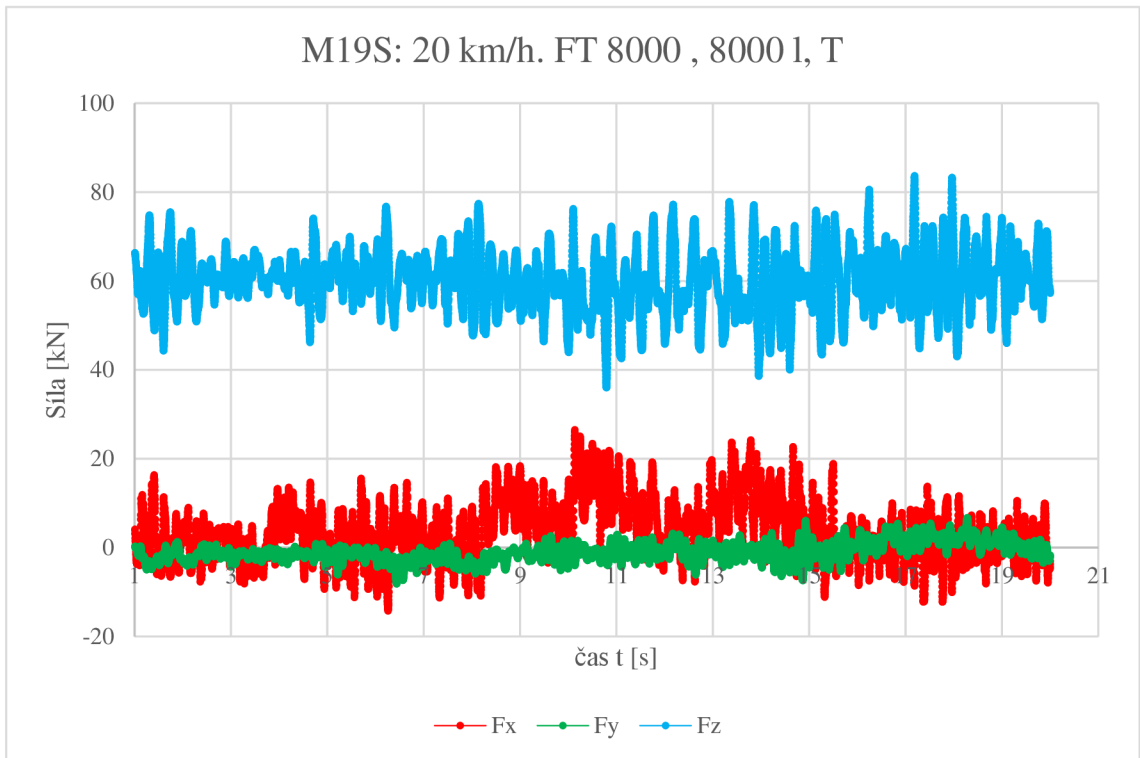
(Zdroj: autor)



Obr. 50: Graf závislosti sil F_x , F_y , F_z na čase, měření M10S.
(Zdroj: autor)

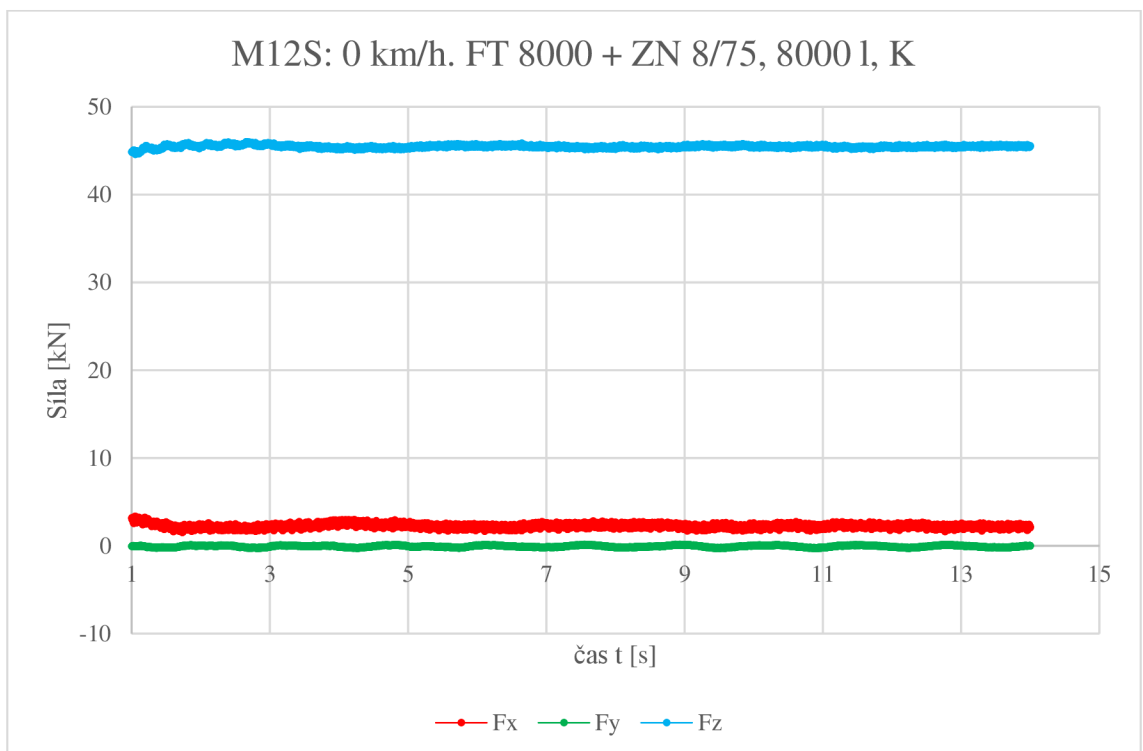


Obr. 51: Graf závislosti sil F_x , F_y , F_z na čase, měření M14S.
(Zdroj: autor)



Obr. 52: Graf závislosti sil F_x , F_y , F_z na čase, měření M19S.

(Zdroj: autor)



Obr. 53: Graf závislosti sil F_x , F_y , F_z na čase, měření M12S.

(Zdroj: autor)

Ve studiích ČIPLIENÉ, et al. (2019) a MD-TAHIR, et al. (2019) bylo zjištěno, že sledování celkového tahového odporu lze použít pro optimalizaci tlaku v pneumatikách a tím i k redukci prokluzu a snížení spotřeby tažného prostředku. Autoři ROCA, et al. (2019) ve své práci uvádí, že při měření neseného diskové podmítače bylo zjištěno, že F_y a F_z mají střídavě nesouměrné zatížení a F_x míjivé. Dle ROEBER, et al. (2017) může při měření v závěsu docházet k chybě v řádu 0,99 kN (2,88 %), což však z hlediska vyhodnocení není významné. Pro vertikální složky reakcí na neseném stoju byla zjištěna přesnost měření 2,8 % a 7,6 % pro laterální sílu, jak uvádí ve své práci (BENTAHER, et al., 2008).

6.3 Měření dlát

Výsledné hodnoty z měření dlát, uvedené jako průměry z daných částí, jsou uvedeny v **Tab. 19** a **Tab. 20**. Například z měření M06D (ZD) (**Obr. 54**) vychází následující hodnoty složky síly:

F_x : Maximální zjištěná hodnota ve špičkách 20,15 kN, minimální hodnota 0 kN a průměrná hodnota 11,99 kN.

F_y : Maximální hodnota 5,07 kN, minimální hodnota -4,17 kN, průměrná hodnota 1,89 kN.

Hodnoty při práci dláta z měření M07D (P) (**Obr. 55**) vychází následující hodnoty:

F_x : Maximální zjištěná hodnota ve špičkách 16,44 kN, minimální hodnota 0 kN a průměrná hodnota 11,57 kN.

F_y : Maximální hodnota 4,33 kN, minimální hodnota -4,47 kN, průměrná hodnota 1,36 kN.

Stejným způsobem bylo vyhodnoceno všech 16 měření a jednotlivé průměry pro jednotlivé jízdy jsou uvedeny v **Tab.19**. Následně byly vypočteny průměr pro jednotlivé hloubky, které jsou uvedeny v **Tab. 20** a **Obr. 56**.

Rostoucí tendence tahové síly při rostoucí hloubce byla ověřena ve studii ABBASPOUR-GILLEDEH, et al. (2020), i pro různý počet dlát (FRASCONI, et al., 2019). Rostoucí tendence reakčních sil byla zjištěna i pro nesený radličkový kypřič na hloubce i rychlosti (AL-JALIL, et al., 2001; ASKARI & ABBASPOUR-GILANDEH, 2019; AZIMI-NEJADIAN, et al., 2019; MANIKADAN, et al., 2019). Při použití vibrační slupice naopak síly s rostoucí rychlostí klesaly (USABORISUT & PRASERTKAN, 2019). Pro radlici pluhu byla zjištěna rostoucí tendence tahové síly s rychlostí pojezdu (UCGUL & SAUNDERS, 2020).

Tabulka 19: Průměrné hodnoty měření dlát pro každé měření.

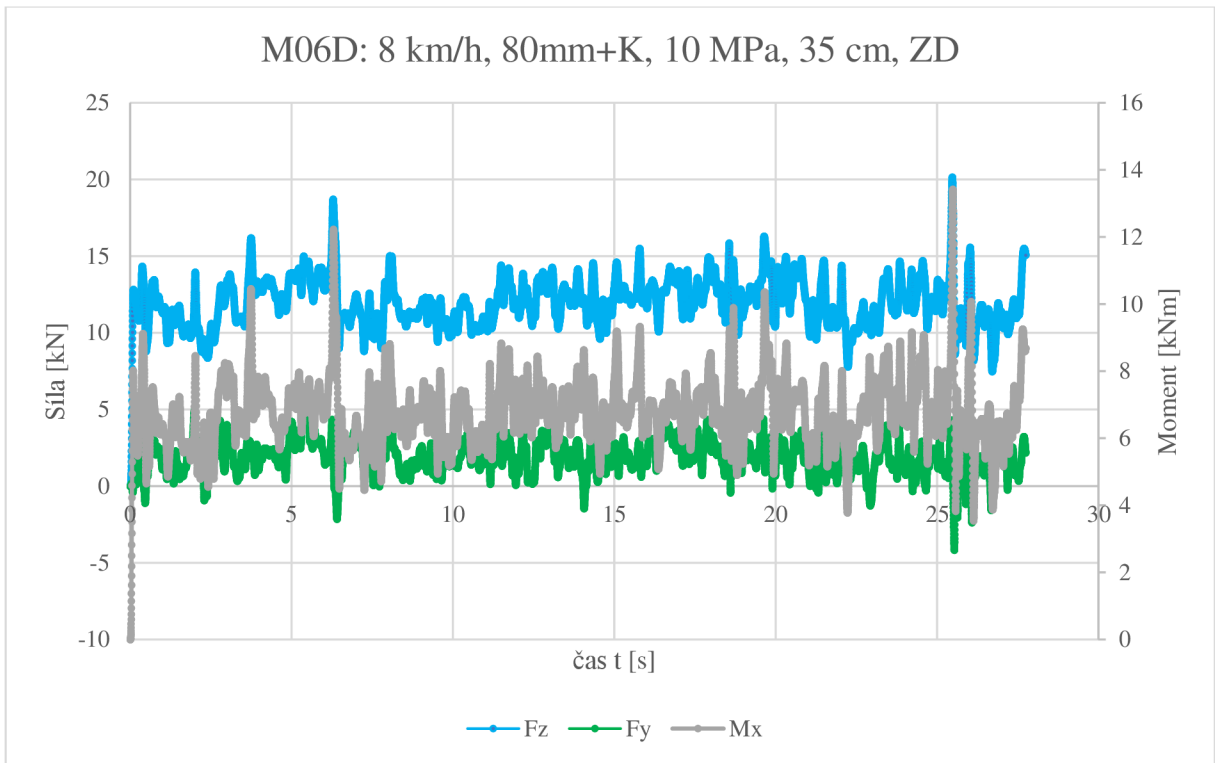
Typ orgánu	Číslo měření	Tahový odpor	Svislá síla	Natočení slupice	Zdvih špičky	Poloha působíště
		F _x [kN]	F _z [N]	α [°]	Δh [mm]	Δzps [mm]
DO 80 mm s křídly	M01D	4,94	-1,05	0,0	0,0	125,7
	M02D	5,33	-1,27	0,0	0,0	139,9
	M03D	3,85	-0,91	0,0	0,1	141,1
	M04D	3,96	-0,77	0,0	0,1	136,2
	M05D	11,72	-1,20	6,4	24,4	151,7
	M06D	11,99	-1,89	6,8	25,0	144,4
	M07D	11,57	-1,36	5,8	20,9	140,4
	M08D	10,23	-1,50	1,4	4,4	142,9
DO 80 mm bez křídél	M09D	9,64	-1,48	0,7	2,1	142,3
	M10D	9,56	-1,63	0,7	2,2	145,8
	M11D	8,95	-1,29	0,5	1,6	135,0
	M12D	8,88	-1,42	0,6	1,8	138,8
	M13D	13,72	-1,88	2,5	9,7	155,9
	M14D	13,37	-1,89	1,8	5,9	151,6
	M15D	15,00	-1,69	5,4	19,9	150,0
	M16D	14,91	-1,97	3,8	13,5	162,8

(Zdroj: autor)

Tabulka 20: Průměrné hodnoty měření dlát pro shodné nastavení.

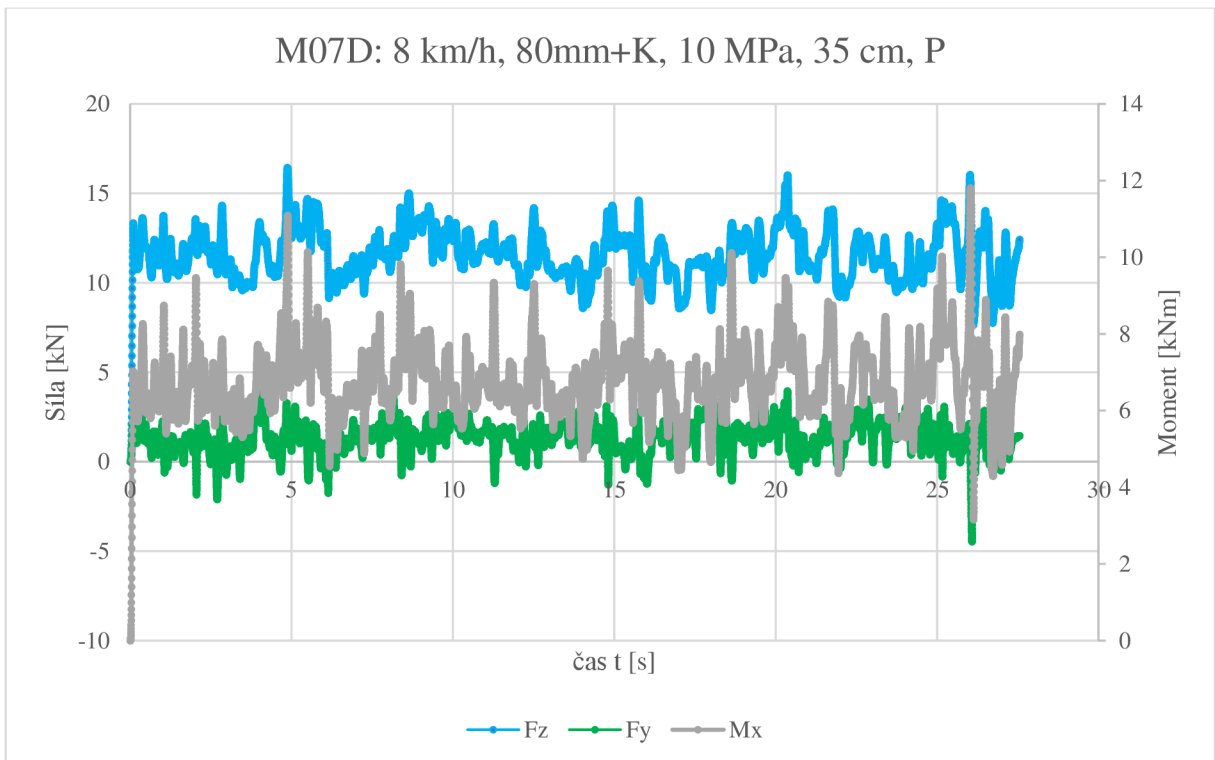
Typ orgánu	Číslo měření	parametry		Tahový odpor	Svislá síla	Natočení slupice	Zdvih špičky	Poloha působíště
		h [cm]	v [km/h]	F _x [kN]	F _z [kN]	α [°]	Δh [mm]	Δzps [mm]
DO 80 mm s křídly	M01D	25	8	4,52	-1,00	0,0	0,0	135,7
	M02D							
	M03D							
	M04D							
	M05D	35	8,76	-1,49	5,1	18,7	144,8	
	M06D							
	M07D							
	M08D							
DO 80 mm bez křídél	M09D	35	9,26	-1,46	0,6	1,9	140,5	
	M10D							
	M11D							
	M12D							
	M13D	40	13,54	-1,88	2,1	7,8	153,7	
	M14D							
	M15D	45	14,95	-1,83	4,6	16,7	156,4	
	M16D							

(Zdroj: autor)



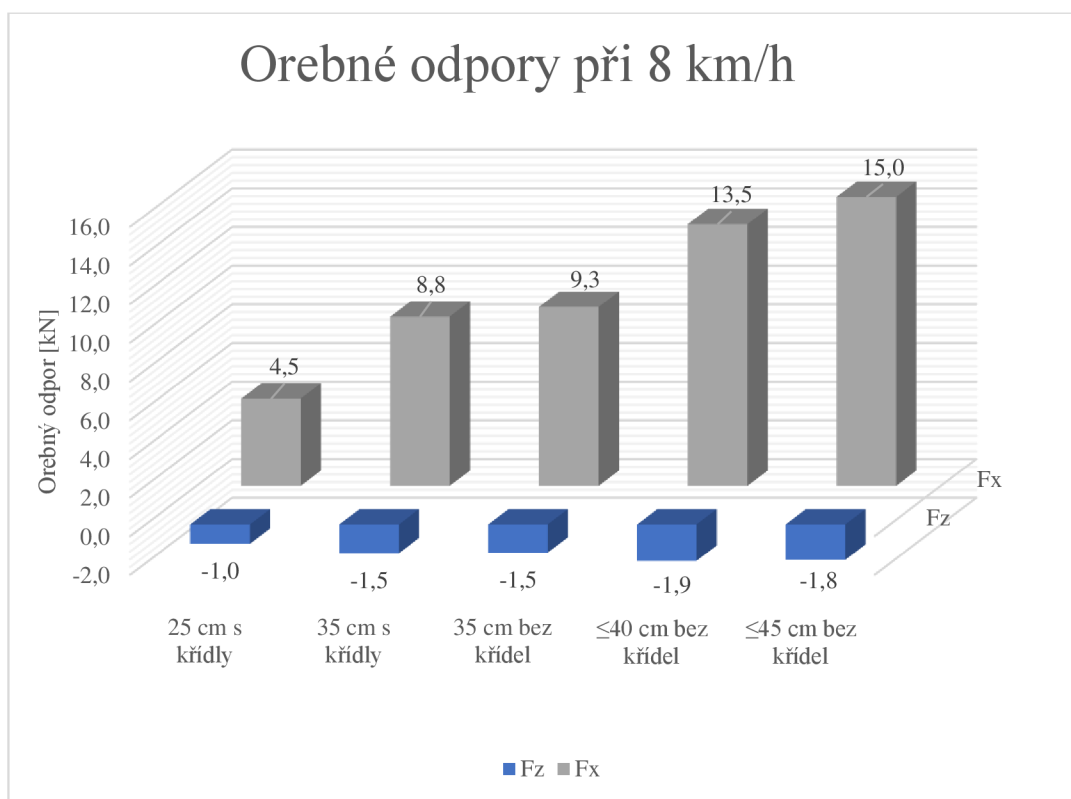
Obr. 54: Graf závislosti sil F_y , F_z a M_x na čase, měření M06D

(Zdroj: autor)



Obr. 55: Graf závislosti sil F_y , F_z a M_x na čase, měření M07D.

(Zdroj: autor)

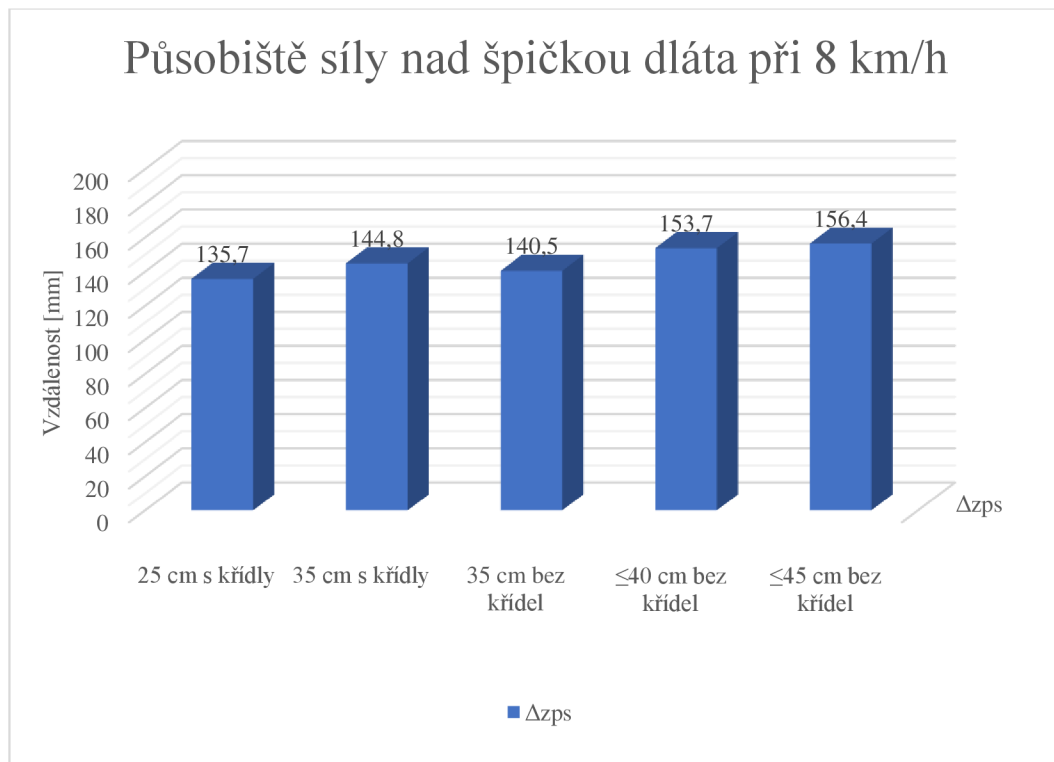


Obr. 56: Graf závislosti přírůstku tahového odporu na rychlosti pro různé pracovní hloubky.

(Zdroj: autor)

Z hlediska výsledných reakcí na rám je také zajímavé zjistit, jak se mění poloha působíště síly na dláto za různých podmínek. V tomto případě je zde závislost (**Obr. 57**) ze které vyplývá, že s rostoucí hloubkou se působíště posouvá nahoru. a zároveň dochází k posunu nahoru pokud je slupice osazena křídly. Nejmenší zjištěná hodnota působíště 135,7 mm při rychlosti 8 km/h je pro hloubku 25 cm s křídly, největší hodnotu 156,4 mm pak pro hloubku nad 45 cm bez křídel. Celkový rozdíl tak činí 20,7 mm.

Z pohledu pracovní hloubky je poloha působíště při práci s křídly cca v 50 % hloubky. Při 25 cm s křídly v 54 %, při 35 cm s křídly ve 41 % a výsledek je tak silně ovlivněn pozicí křídel. Při práci bez křídel vychází poloha pro 35 cm na 35 % a nad 45 cm bez křídel shodně v 35 %. Vliv křídel na slupici podrývaku má statisticky významný vliv na tahovou složku síly, kde s rostoucí rychlostí roste i síla (ASKARI, et al., 2017). Vertikální složka síly u radlic roste s jejich opotřebením (TEKESTE, et al., 2019).



Obr.57: Graf závislosti přírůstku tahové síly na rychlosti pro různé pracovní hloubky.

(Zdroj: autor)

Z výsledků lze vyvodit, že **H1: Nastavení stroje bude mít vliv na výsledné hodnoty okrajových podmínek**, byla potvrzena.

6.4. Měření disků

Hodnoty měření M02T nebyly vyhodnocovány. Z naměřených hodnot lze sestavit tabulky průměrných hodnot sil a momentů z měření (Tab. 21, 22 a 23). Hodnoty byly vyhodnocovány stejným způsobem jako u dlát. Největší vliv byl zjištěn pro parametr rozteč disků, jako druhý nejvýznamnější parametr vyšla vlhkost půdy, až jako poslední parametr vyšla rychlost pojezdu (OKYERE, et al., 2018). Tento výsledek je však diskutabilní vzhledem k rychlosti měření 0,2 až 0,4 m/s. Zásadní efekt na hodnotu síly má prokluz traktoru, až 68,2 % (GUPTA, et al., 2019). I při shodném nastavení je vlastní rozptyl tahových odporů diskového podmítače v rozptylu až 53 % (LÓPEZ-VÁZQUEZ, et al., 2019).

Tabulka 21: Naměřené hodnoty pro ozubený disk AO.

Měření	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]	F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]
M01T	0	0	K	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
M02T	14	8	P	0,0	-18,3	-10,1	0,0	0,0	0,0
M03T	0	0	K	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
M04T	14	8	P	273,3	-155,4	-425,9	-1253,7	-1937,5	-1567,6
M05T				351,5	-312,3	-365,9	-1793,3	-1976,7	-1719,7
M06T		12		246,0	-188,5	-420,6	-1156,6	-1813,9	-1290,0
M07T				265,0	-268,6	-392,9	-1389,1	-1741,3	-1255,7
M08T		16		270,5	-221,3	-414,7	-1247,8	-1909,0	-1312,6
M09T				291,9	-350,9	-425,8	-1588,2	-1902,2	-1165,4
M10T	10	8		234,9	-93,5	-372,8	-1100,7	-1589,2	-1608,8
M11T				217,7	-93,8	-360,5	-1026,1	-1517,6	-1488,2
M12T		12		249,0	-190,0	-373,8	-1277,3	-1630,4	-1442,1
M13T				249,9	-239,5	-386,2	-1381,2	-1596,1	-1285,1
M14T		16		208,8	-176,9	-368,7	-1049,7	-1499,0	-1143,8
M15T				251,1	-310,7	-351,8	-1486,2	-1489,2	-1155,6
M16T	6	8	128,9	-124,4	-193,2	-723,0	-773,0	-804,4	
M17T			176,7	-174,8	-241,4	-1057,5	-966,3	-1098,7	
M18T		12	128,5	-101,7	-202,7	-689,6	-795,6	-831,9	
M19T			144,3	-176,5	-220,5	-854,5	-854,5	-746,5	
M20T		16	140,8	-178,0	-215,0	-853,5	-817,2	-756,4	
M21T			148,6	-209,9	-209,8	-941,8	-805,4	-744,6	
M22T	138,3	-19,3	-203,0	-850,5	-772,0	-692,6			
M23T	14	8	270,4	-280,9	-444,3	-1471,5	-1829,6	-1319,4	
M24T			231,1	-151,0	-426,9	-1084,0	-1725,6	-1382,2	
M25T		12	257,5	-328,2	-377,6	-1533,3	-1567,6	-1151,7	
M26T			266,7	-295,8	-418,7	-1432,3	-1774,6	-1222,3	
M27T		16	307,6	-484,3	-399,5	-1897,3	-1724,6	-1031,0	
M28T			272,8	-371,6	-420,8	-1519,6	-1806,0	-988,8	

(Zdroj: autor).

Tabulka 22: Naměřené hodnoty pro Agresiv disk AO.

Měření	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]	F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]	
M29T	14	8	P	-228,0	-200,3	-133,9	-2236,7	-1964,9	-1313,6	
M30T				-190,9	-206,8	-141,3	-1872,7	-2028,7	-1386,2	
M31T		12		-234,3	-185,6	-113,6	-2298,5	-1820,7	-1114,4	
M32T				-221,9	-188,7	-111,6	-2176,8	-1851,1	-1094,8	
M33T		16		16	-224,6	-183,2	-96,7	-2203,3	-1797,2	-948,8
M34T					-246,7	-188,6	-99,3	-2420,1	-1850,2	-974,1
M35T	10	12		-183,4	-150,1	-98,4	-1799,2	-1472,5	-965,3	
M36T				-220,6	-159,7	-108,8	-2164,1	-1566,7	-1067,3	
M37T		16		-231,4	-159,7	-90,6	-2270,0	-1566,7	-888,8	
M38T				-203,1	-161,6	-96,2	-1992,4	-1585,3	-943,7	
M39T	6	12		-157,2	-96,7	-66,7	-1542,1	-948,6	-654,3	
M40T				-154,3	-102,9	-77,4	-1513,7	-1009,4	-759,3	
M41T		16	-168,4	-103,8	-57,1	-1652,0	-1018,3	-560,2		
M42T			-155,6	-98,8	-61,3	-1526,4	-969,2	-601,4		

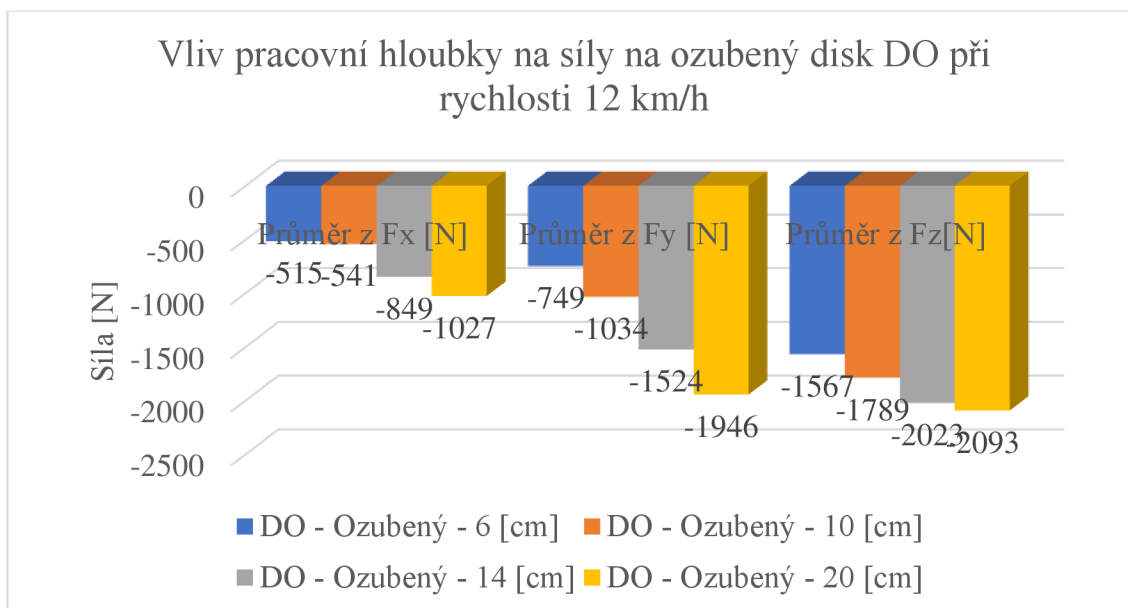
(Zdroj: autor).

Tabulka 23: Naměřené hodnoty ozubeného disku DO.

Měření	Hloubka [cm]	Rychlost [km/h]	Operace	M _x [Nm]	M _y [Nm]	M _z [Nm]	F _x [N]	F _y [N]	F _z [N]	
M43T	20	8	P	-149,8	-217,2	-222,9	-1469,5	-2130,7	-2186,6	
M44T				-73,5	-220,8	-228,6	-721,0	-2166,0	-2242,6	
M45T		12		-107,5	-188,2	-210,0	-1054,6	-1846,2	-2060,1	
M46T				-101,9	-208,6	-216,7	-999,6	-2046,4	-2125,8	
M47T		16		16	-124,2	-204,1	-195,0	-1218,4	-2002,2	-1913,0
M48T					-118,1	-208,9	-193,0	-1158,6	-2049,3	-1893,3
M49T	14	12		-94,4	-161,9	-210,4	-926,1	-1588,2	-2064,0	
M50T				-78,7	-148,8	-202,1	-772,0	-1459,7	-1982,6	
M51T		16		-79,8	-156,5	183,2	-782,8	-1535,3	1797,2	
M52T				-70,3	-156,0	-182,9	-689,6	-1530,4	-1794,2	
M53T	10	12		-44,3	-109,4	-182,4	-434,6	-1073,2	-1789,3	
M54T				-66,0	-101,4	-182,4	-647,5	-994,7	-1789,3	
M55T		16		-66,7	-101,5	-161,1	-654,3	-995,7	-1580,4	
M56T				-63,8	-112,1	-182,8	-625,9	-1099,7	-1793,3	
M57T	6	12		-52,6	-73,8	-149,9	-516,0	-724,0	-1470,5	
M58T				-52,4	-78,8	-169,6	-514,0	-773,0	-1663,8	
M59T		16		-54,4	-80,2	-129,5	-533,7	-786,8	-1270,4	
M60T				-57,5	-74,5	-144,2	-564,1	-730,8	-1414,6	

(Zdroj: autor).

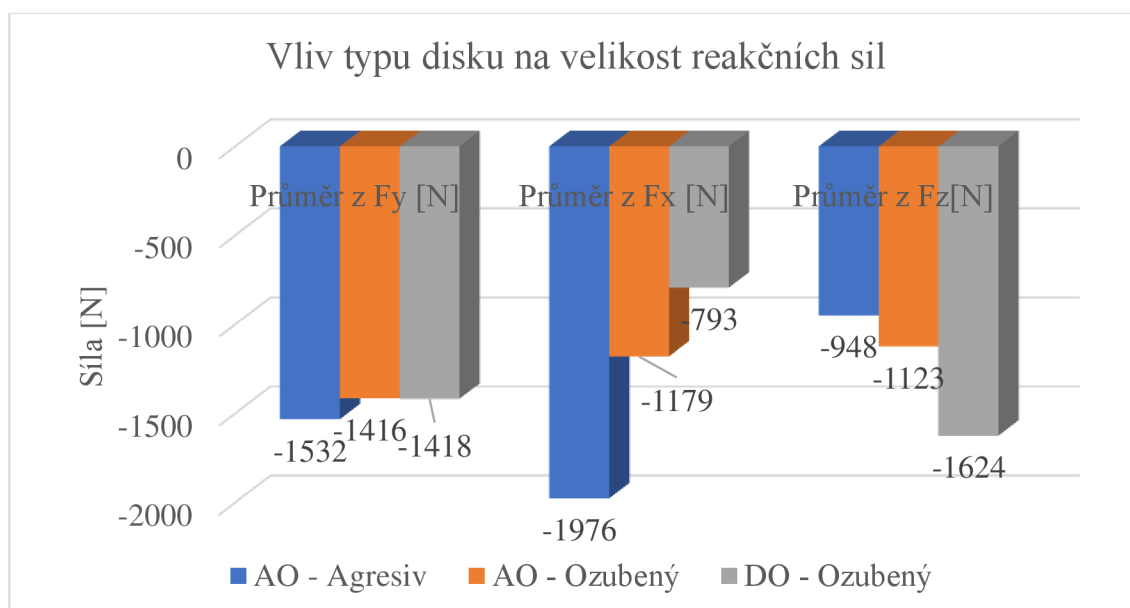
Pro vyhodnocení vlivu pracovní hloubky byl vytvořen graf závislosti reakčních sil F_x, F_y a F_z pro disk DO při pracovní rychlosti 12 km/h (**Obr. 58**).



Obr.58: Vliv pracovní hloubky na síly na ozubený disk DO při rychlosti 12 km/h.

(Zdroj: autor).

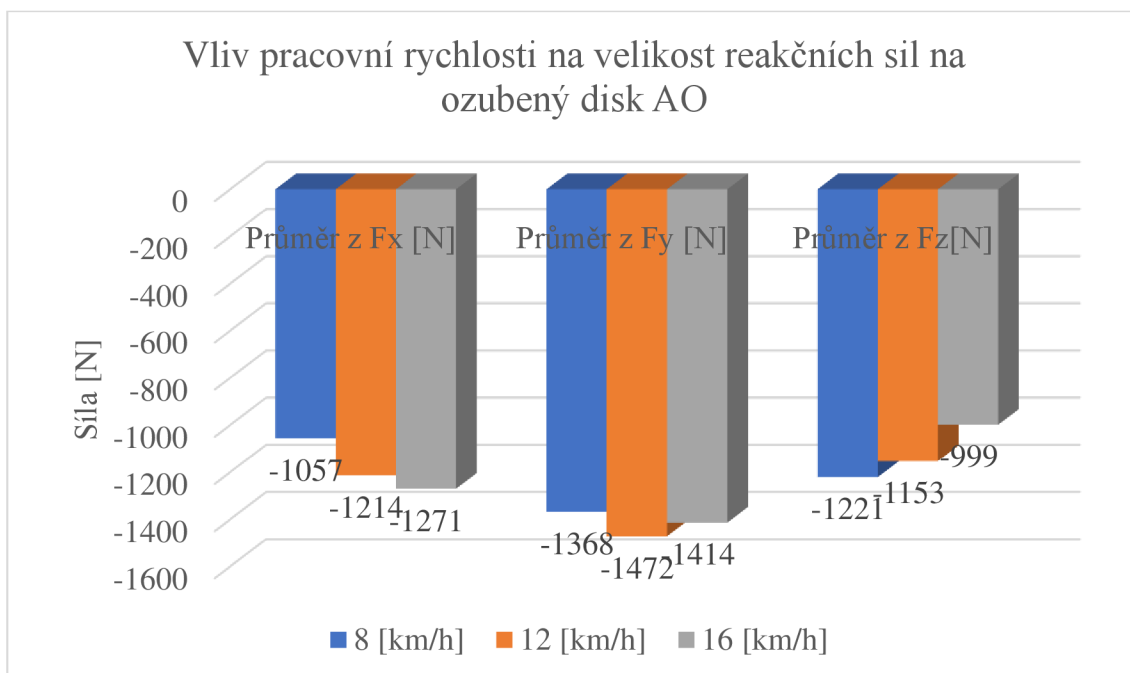
Pro vyhodnocení vlivu geometrie disků byl vytvořen graf závislosti reakčních sil na typu disku (**Obr. 59**), kde se jedná o průměrné hodnoty pro všechny rychlosti a hloubky. Vliv na rostoucí tendenci síly s úhlem nastavení disku byl zjištěn i na půdním žlabu (UPADHYAY & RAHEMAN, 2019). Na vertikální složku má větší vliv úhel disku a přítlak (MALASLI & CELIK, 2019).



Obrázek 59: Vliv typu disku na velikost reakčních sil.

(Zdroj: autor).

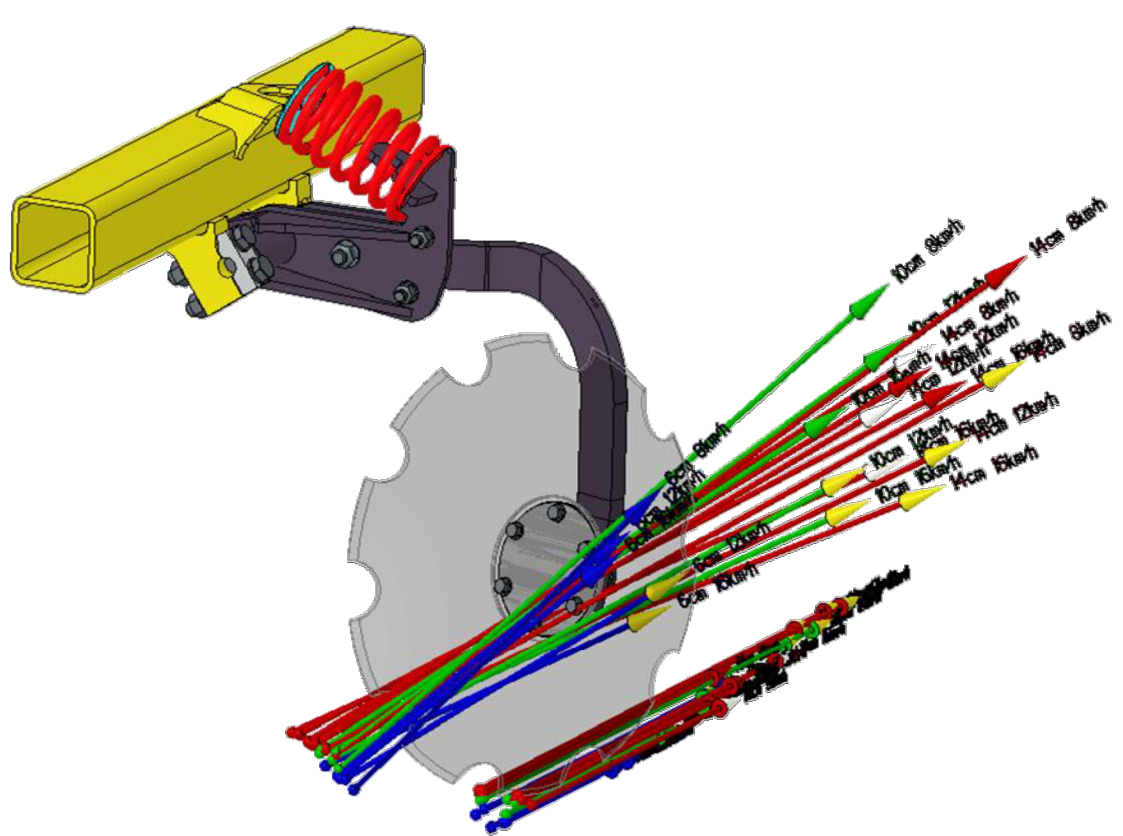
Pro zjištění závislosti reakčních sil na pracovní rychlosti byl vytvořen graf pro ozubený disk AO (**Obr. 60**). Výsledné hodnoty jsou průměrné hodnoty pro všechny pracovní hloubky.



Obrázek 60: Vliv pracovní rychlosti na velikost reakčních sil na ozubený disk AO.

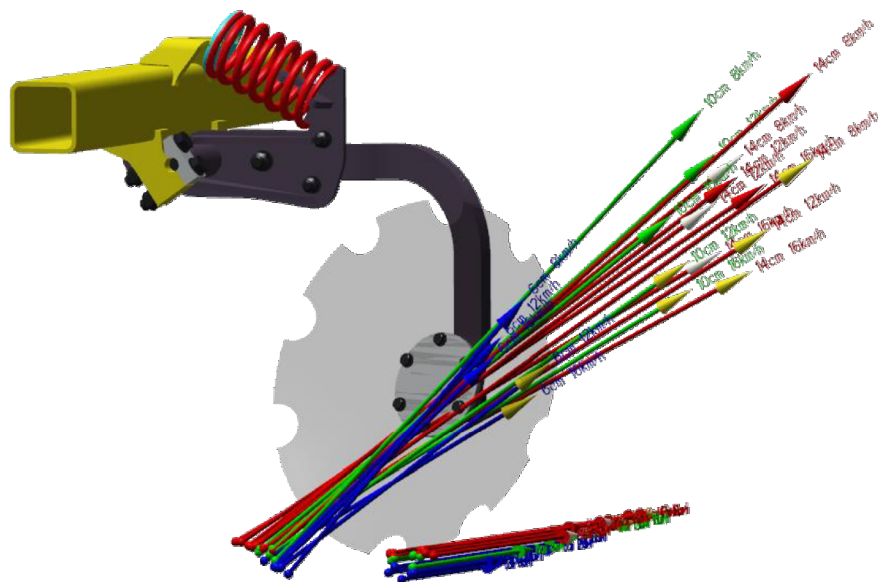
(Zdroj: autor).

Rozklad sil na vektor se ukázal být vhodný pro vizualizaci. Síla \vec{F}_{xz} má tendenci působit u disku s malým úhlem β přibližně do středu ložiska. Čím více je disk zakloněný, tím se odchylka zvětšuje. Dále je proto provedena vizualizace sil stejným rozkladem, avšak v systému disku SSD. Každá skupina sil pro jízdy stejného disku při dané hloubce má určitou velikost a orientaci. Tímto lze získat unikátní tvar mračna šipek pro určité podmínky pro všechny výsledky (**Obr. 61**), pro disky AO (**Obr. 62**) a pro disky DO (**Obr. 63**).



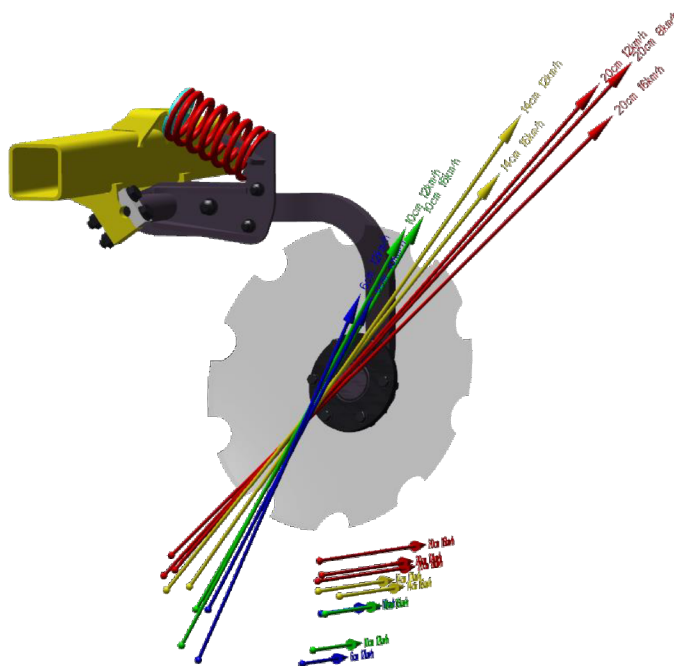
Obr. 61: Schematické zobrazení výslednic naměřených sil disků.

(Zdroj: autor).



Obr. 62: Výslednice sil pro disky stroje AO.

(Zdroj: autor).



Obr.63: Výslednice sil pro stroj DO.

(Zdroj: autor).

Z výsledků lze vyvodit, že **H2: Na základě polních měření lze zjistit silové účinky jednoho pracovního orgánu na rám stroje pro zpracování půdy**, byla potvrzena.

6.5 Měření valivého odporu

Z naměřených hodnot byl určen průměr zjišťovaných hodnot pro jednotlivé měření (Tab. 24).

Tabulka 24: Průměrné výsledky z měření ramene valivého odporu.

	g_m [-]	F_t [kN]	ξ_{450} [mm]	ξ_{430} [mm]	ξ_{400} [mm]	Rychlost jízdy [km/h]
M01V	1,06	0,00	0,0	0,0	0,0	0
M02V	1,09	4,49	44,9	42,9	39,9	10
M03V	1,09	4,60	46,0	43,9	40,9	20
M04V	1,31	4,59	38,2	36,5	33,9	6
M05V	1,10	4,63	45,8	43,8	40,7	15
M06V	1,07	3,89	39,6	37,8	35,2	20
M07V	1,06	5,39	55,4	52,9	49,2	20
M08V	1,04	0,10	1,0	1,0	0,9	0

(Zdroj: autor).

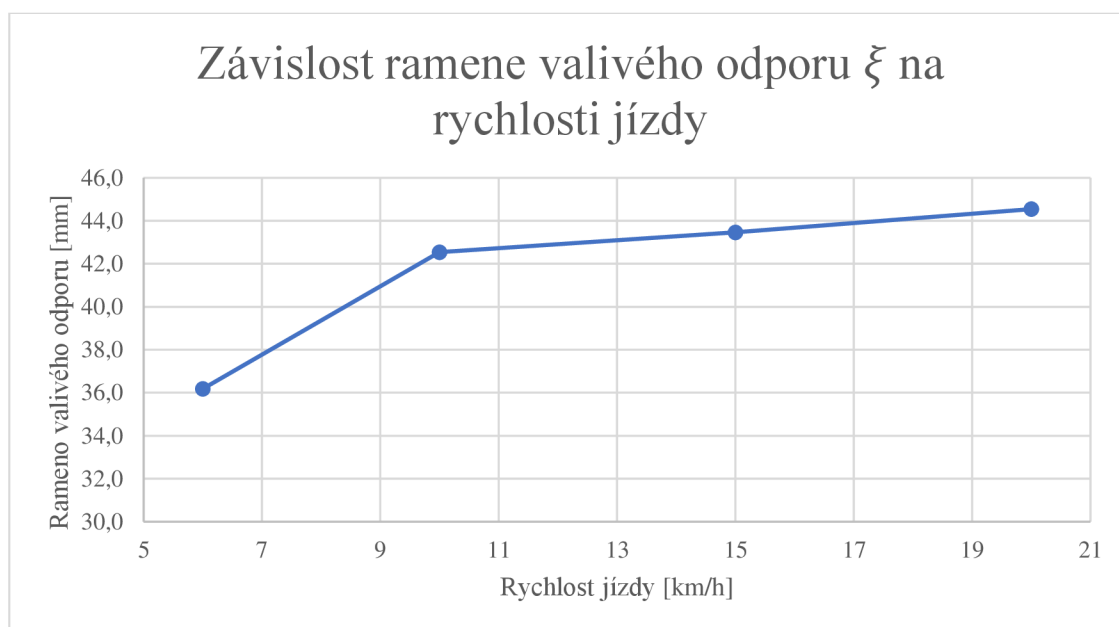
Pokud se neberou v úvahu hodnoty měření při rychlosti 0 km/h, M01V a M08V a vypočítá se průměrná hodnota ramen ξ_{450} , ξ_{430} a ξ_{400} , výsledné hodnoty jsou následující:

$$\varnothing\xi_{450} = 45,0 \text{ [mm]}$$

$$\varnothing\xi_{430} = 43,0 \text{ [mm]}$$

$$\varnothing\xi_{400} = 40,0 \text{ [mm]}$$

Z těchto průměrů lze dále získat celkovou průměrnou hodnotu $\xi = 42,3$ [mm] (**Obr. 64**). Tato hodnota dává představu o chování válce. Lze ji porovnat s hodnotou pro valení pneumatiky na asfaltové silnici 5–15 mm nebo s pneumatikou na prašné cestě 20–40 mm (MIKULČÁK, 1988).



Obr. 64: Závislost ramene valivého odporu na rychlosti jízdy.

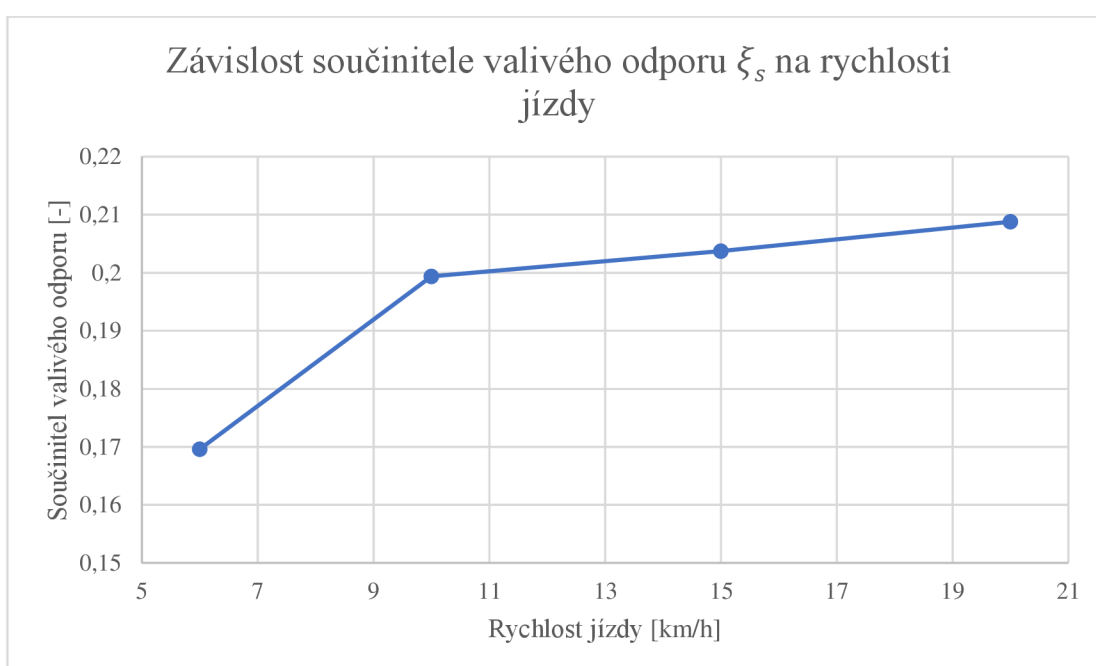
(Zdroj: autor).

Přepočtení průměrů naměřených hodnot jednotlivých měření (**Tab. 25**) na součinitel valivého odporu. Průběh zjištěné závislosti (**Obr.65**) ukazuje rostoucí tendenci do rychlosti 10 km/h, dále již hodnoty rostou jen velmi pozvolně. Pro porovnání lze uvést hodnotu součinitele valivého odporu pneumatiky v hlubokém písku 0,15–0,30, nebo pneumatika na bahnitě půdě 0,2–0,4 (VLK, 2000).

Tabulka 25: Průměrné výsledky z měření součinitele valivého odporu.

	g_m [-]	F_t [kN]	ξ_s [-]	Rychlost jízdy [km/h]
M01V	1,06	0,00	0,00	0
M02V	1,09	4,49	0,20	10
M03V	1,09	4,60	0,20	20
M04V	1,31	4,59	0,17	6
M05V	1,10	4,63	0,20	15
M06V	1,07	3,89	0,18	20
M07V	1,06	5,39	0,25	20
M08V	1,04	0,10	0,00	0

(Zdroj: autor).



Obr. 65: Závislost součinitele valivého odporu na rychlosti jízdy.

(Zdroj: autor)

6.6. Měření zrychlení

Dalším důležitým parametrem zatížení je vliv zrychlení, které bylo zjišťováno při všech měřeních. Průměrné hodnoty z vybraných měření jsou uvedeny v **Tab. 26**. Pro vyhodnocení zrychlení v místě závěsu byla zvolena měření M07S při rychlosti 11 km/h v pracovním režimu a M23S při rychlosti 40 km/h v transportním režimu. Pro vyhodnocení zrychlení v pracovním režimu na neseném nářadí byla zvolena měření M10D a M10T při rychlosti 8 km/h a M06V při rychlosti 20 km/h.

Z výsledků vyplývá, že nominální zrychlení ve směru pojezdu (x) i směru do strany (y) nabývá hodnot od 0 do 0,8, při rozptylu až 4,2, zatímco svislá složka (z) nominálně nabývá hodnot okolo 1,2 a neklesá pod 0. Nejčastější maxima svislé složky nabývají hodnoty 2,3, v transportním režimu pak nejčastěji 2,0. Z hlediska zrychlení byl ve studii ABBASPOUR-GILLEDEH, et al. (2020) zjištěn vztah mezi vertikálním zrychlením a tahovým odporem. Stejný vztah vychází i z hodnot zjištěných v této studii.

Tabulka 26: Průměrné výsledky z měření zrychlení.

Měření	Umístění	Režim	Rychlost [km/h]	x Ø	x min	x max	y Ø	y min	y max	z Ø	z min	z max
M07S	Závěs	P	11	0,8	-0,4	1,0	0,1	-0,5	0,6	1,1	0,0	1,5
M07S	Náprava	P	11	0,6	-0,6	0,8	0,1	-0,6	0,7	1,2	0,0	2,2
M23S	Závěs	T	40	0,4	0,0	0,7	0,1	-0,5	0,6	1,0	0,0	1,7
M23S	Náprava	T	40	0,1	-0,5	0,5	0,1	-0,3	0,4	1,1	0,0	2,4
M10D	Dláta	P	8	0,2	-2,0	2,1	0,1	-2,0	2,2	1,2	1,2	1,5
M10T	Disky	P	8	0,3	-2,1	2,3	0,1	-1,9	2,1	1,5	-0,5	3,0
M06V	Válec	P	20	0,0	-3,4	2,7	0,1	-2,1	2,4	1,1	1,5	3,8

(Zdroj: autor).

Z výsledků lze vyvodit, že **H3: Z naměřených hodnot lze určit optimální hodnoty zrychlení zatěžující konstrukci rámu stroje pro zpracování půdy**, byla potvrzena.

7. ZÁVĚR

Jelikož je výroba zemědělské techniky stále zdokonaluje, jsou výsledky této studie důležité pro výrobce zemědělských strojů. Výsledky této práce ukazují, že z měření lze definovat reakce i charakter zatížení působící na konstrukce strojů pro zpracování půdy. Při vyšetřování konkrétního případu je tedy možno zjistit konkrétní hodnoty zatížení působící na stroj a jeho části.

Bylo zjištěno že z měření pomocí přípravku na závěsu návěsného stroje lze zjistit reakční síly F_x , F_y a F_z . Dále lze z výsledků vyvodit, že při transportu mají síly F_x a F_y charakter střídavého namáhání a síla F_z míjivého. Pro zatížení konstrukce se použije obrácený princip, kde je výpočtový model zastaven na pracovních orgánech a zatížení aplikováno do tažného oka.

Během měření bylo zjištěno, že z pohledu pracovní hloubky dláta je poloha působíště reakční síly významně ovlivňována polohou křídel. Z pohledu zatížení konstrukce je vhodné najít síly, které budou reprezentovat průměrné zatížení na horní hranici pracovních podmínek. Aby bylo určení působíště snáze definovatelné na existující geometrii, síly je nutné přepočítat do místa špičky dláta.

Při vyhodnocení měření disků bylo zjištěno, že velikost reakce F_z s rychlostí klesá. Velikost reakce F_x s rychlostí roste a velikost reakce F_y se s rychlostí významně nemění. Vliv tvaru disku se nejvíce projevil na nárůstu složky F_x a to až 2,5násobkem. Vertikální složku tvaru disku ovlivnil 1,7násobkem a reakce F_y nebyla tvarem disku významně ovlivněna. Dále bylo zjištěno že velikost reakce F_x a F_z s hloubkou mírně roste a největší vliv má hloubka zpracování na složku F_y . Pro definici zatížení je vhodné zvolit působíště ve středu disku. Hodnoty sil pro zatížení jsou definovány pomocí F_x , F_y a momentů M_x a M_y .

Pro definici reakcí na všech válcích je využíváno součinitele valivého odporu 0,2 a pomocí něho je proveden přepočet konkrétní reakce pro dané podmínky.

Pro zatížení konstrukcí v transportní poloze byly na základě měření definovány hodnoty vertikálního zrychlení 2,0 a stranového zrychlení 0,5.

Výsledky této práce poskytují důležitá data o vnějších vlivech působících na stroje pro zpracování půdy. Tyto vlivy by však měly být vyhodnoceny i u jiných typů strojů. Kromě toho je z této studie zřejmé, že existuje celá řada vlivů, které si zasluhují další výzkum pro optimalizaci konstrukcí, jako jsou například přímá tenzometrická měření napětí v jednotlivých dílech, nebo měření tlakových rázů v okruzích hydrauliky. Aby bylo možné optimalizovat výrobu strojů pro zpracování půdy, je v této oblasti zapotřebí další šetření. Zvláštní pozornost by měla být věnována širokému spektru zatížení a různorodosti testovacích ploch, aby výsledný vzorek pokrýval co největší rozsah zátěžných stavů.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ABBASPOUR-GILANDEH, Y., FAZELI, M., ROSHANIANFARD, A., HERNÁNDEZ-HERNÁNDEZ, M., GALLARDO-BERNAL, I., HERNÁNDEZ-HERNÁNDEZ, J. L. 2020. Prediction of Draft Force of a Chisel Cultivator Using Artificial Neural Networks and Its Comparison with Regression Model. *Agronomy*, č. **10**(4).
- [2] AL-JALIL, H. F., KHD AIR, A., MUKA HAL, W. 2001. Design and performance of an adjustable three-point hitch dynamometer. *Soil and Tillage Research*, č. **62**(3-4), s. 153–156.
- [3] ASAE S278.6. 2003. *Attachment of Implements to Agricultural Wheel Tractors. Equipped with Quick-Attaching Coupler*. St. Joseph, Michigan: American Society of Agricultural Engineers, s. 105–108.
- [4] ASKARI, M., SHAHG HOLI, G., ABBASPOUR-GILANDEH Y. 2017. The effect of tine, wing, operating depth and speed on the draft requirement of subsoil tillage tines. *Research in Agricultural Engineering*, č. **63**(4), s. 160–167.
- [5] ASKARI, M., ABBASPOUR-GILANDEH, Y. 2019. Assessment of adaptive neuro-fuzzy inference system and response surface methodology approaches in draft force prediction of subsoiling tines. *Soil and Tillage Research*, č. **194**, s. 1–8.
- [6] AZIMI-NEJADIAN, H., KARPARVARFARD, S. H., NADERI-BOLDAJI, M., RAHMANIAN-KOUSHKAKI, H. 2019. Combined finite element and statistical models for predicting force components on a cylindrical mouldboard plough. *Biosystems Engineering*, č. **186**, s. 168–181.
- [7] BENČA, Š., 2006. Výpočtové postupy MKP pri riešení lineárnych úloh mechaniky. Bratislava: Strojnícka fakulta Technickej univerzity 150 s. ISBN 80-227-2404-1.
- [8] BENTAHER, H., HAMZA, E., KANTCHEV, G., MAALEJ, A., ARNOLD, W. 2008. Three-point hitch-mechanism instrumentation for tillage power optimization. *Biosystems Engineering*, č. **100**(1), s. 24–30.

- [9] BHASKAR, D. & MRUTHYUNJAYA, T. S., 2000. The Stewart platform manipulator: a review. *Mechanism and Machine Theory*, Svazek 1, s. 15–40.
- [10] BRIS, S., MAICAN, E., VLADUT, V., SORIS, B. 2016. Stress and Strains Distribution in the Frame of Agricultural Cultivators Using the Finite Element Method. *Proceedings: 44th International Symposium on Agricultural Engineering, 23–26 February. Croatia 2016: Opatija*, s. 111–117.
- [11] BURDA, P., 2005. Apriorní a aposteriorní odhady chyby v metodě konečných prvků pro Navierovy-Stokesovy rovnice a aplikace v úlohách se singularitami. Praha: ČVUT v Praze, 32 s. ISBN 80-01-03372-4.
- [12] CIGR. 1999. Handbook of Agricultural Engineering, Volume III. Florida: Gainesville, *The American Society of Agricultural Engineer*, 632 s. ISBN 1-892769-02-6.
- [13] ČIPLIENĚ, A., GUREVIČIUS, P., JANULEVIČIUS A., DAMANAUSKAS, V. 2019. Experimental validation of tyre inflation pressure model to reduce fuel consumption during soil tillage. *Biosystems Engineering*, č. **186**, s. 45–59.
- [14] FRASCONI, C., MARTELLONI, L., RAFFAELLI, M., FONTANELLI, M., ABOU CHEHADE, L., PERUZZI, A., ANTICHI, D. 2019. A Field Vegetable Transplanter for Use in Both Tilled and No-Till Soils. *Transactions of the ASABE*, č. **62**(3), s. 593–602.
- [15] FRIEDMAN, M. a kol. 1973. *Zemědělské stroje I, teorie a výpočet*. Česká republika: Praha, SZN, 367 s. ISBN: 80-7157-511-9.
- [16] GILL, W. R., VAN DEN BERG, G. E. 1968. Soil Dynamics in Tillage and Traction. Washington DC: US Department of Agriculture, 316 s. ISBN 978-8172338039.
- [17] GUPTA, C., TEWARI, V. K., ASHOK KUMAR, A., SHRIVASTAVA, P. 2019. Automatic tractor slip-draft embedded control system. *Computers and Electronics in Agriculture*, č. **165**, e:104947.

- [18] HUANG, Q., WANG, P., LI, B., YANG, Q. 2021. Analysis and compensation control of passive rotation on a 6-DOF electrically driven Stewart platform. *Mechanical Sciences*, č. **12**(2), s. 1027–1036.
- [19] ISO 730. 2009. *Agricultural Wheeled Tractors—Three-Point Linkage—Part 1: Categories 1, 2 and 3*. Praha: Český normalizační institut, 8 s. ISBN 978-0-580-76955-9.
- [20] LÓPEZ-VÁZQUEZ, A., CADENA-ZAPATA, M., CAMPOS-MAGAÑA, S., ZERMEÑO-GONZALEZ, A., MENDEZ-DORADO, M. 2019. Comparison of Energy Used and Effects on Bulk Density and Yield by Tillage Systems in a Semiarid Condition of Mexico. *Agronomy*, č. **9**(4), s. 189–206.
- [21] MALASLI, M. Z., CELIK, A. 2019. Disc angle and tilt angle effects on forces acting on a single-disc type no-till seeder opener. *Soil and Tillage Research*, č. **194**, e: 104304.
- [22] MANIKANDAN, G., SHRIDAR, B., MANOHAR JESUDAS, D. 2019. Draft measurement of five tyne duck foot cultivator. *International Journal of Agricultural Science and Research (IJASR)*, č. **9**(6), s. 51–60.
- [20] MD-TAHIR, H., ZHANG, J., XIA, J., ZHANG, C., ZHOU, H., ZHU, Y. 2019. Rigid lugged wheel for conventional agricultural wheeled tractors – Optimising traction performance and wheel–soil interaction in field operations. *Biosystems Engineering*, č. **188**, s. 14–23.
- [23] MIKULČÁK, J. 1988. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. Praha: Prometheus spol s. r. o., 206 s. ISBN 80-85849-84-4.
- [24] OKYERE, F. G., QASIM, W., BASAK, J. K., KHAN, F., MOON, B. E., KIM, H. T. 2018. Tillage operational analysis based on soil moisture content, machine speed, and disc space of compact disc harrow. *Journal of Biosystems Engineering*, č. **43**(3), s. 161–172.
- [25] REYES-SUÁREZ, Y., MARTÍNEZ-RODRÍGEZ, A., FIGAL-COSTALES, A. E. G., RAMOS-CARJAL, E., ZALDÍVAR-FERNÁNDEZ, M. Á. 2017. Analysis of Suction and Stability of Implement in Localized Soil Preparation for Sugarcane Planting. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, č. **27**(4), s. 1–10.

- [26] ROCA, J., COMELLAS, M., PIJUAN, J., NOGUÉS, M. 2019. Development of an easily adaptable three-point hitch dynamometer for agricultural tractors. Analysis of the disruptive effects on the measurements. *Soil and Tillage Research*, č. **194**, e: 104323.
- [27] ROEBER, J. B. W., PITLA, S. K., HOY, R. M., LUCK, J. D., KOCHER, M. F. 2017. Development and Validation of a Tractor Drawbar Force Measurement and Data Acquisition System (DAQ). *Applied Engineering in Agriculture*, č. **33**(6), s. 781–789.
- [28] SELECH, J., DARIUS, U., KESKA, W., STASZAK, Š., MARCINIKIEWICZ, J., ROGOZINNSKI, P. 2019. Design of a cultivator mounted on a tractor with a power of up to 20 kW. Poznan: MATEC, s. 1–7.
- [29] TEKESTE, M. Z., BALVANZ, L. R., HATFIELD, J. L., GHORBANI, S. 2019. Discrete element modeling of cultivator sweep-to-soil interaction: Worn and hardened edges effects on soil-tool forces and soil flow. *Journal of Terramechanics*, č. **82**, s. 1–11.
- [30] TELEGIN, V. & TELEKIN, I., 2020. Development and research of the cultivator frame design made of non-standard beams. Lipetsk, MATEC, s. 1–7.
- [31] UCGUL, M., SAUNDERS, C. 2020. Simulation of tillage forces and furrow profile during soil-mouldboard plough interaction using discrete element modelling. *Biosystems Engineering*, č. **190**, s. 58–70.
- [32] UPADHYAY, G., RAHEMAN, H. 2019. Specific draft estimation model for offset disc harrows. *Soil and Tillage Research*, č. **191**, s. 75–84.
- [33] USABORISUT, P., PRASERTKAN, K. 2019. Specific energy requirements and soil pulverization of a combined tillage implement. *Heliyon*, č. **5**(11), e: 02757.
- [34] VLK, F. 2000. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK. 431 s. ISBN 8023852760.

[35] ZHENG, E., CUI, S., YANG, Y., XUE, J., ZHU, Y., LIN, X. 2019. Simulation of the Vibration Characteristics for Agricultural Wheeled Tractor with Implement and Front Axle Hydropneumatic Suspension.. *Shock and Vibration*, s. 1–19.

Internetové zdroje

OECD CODE2, *STANDARD CODE FOR THE OFFICIAL TESTING OF AGRICULTURAL AND FORESTRY TRACTOR PERFORMANCE* [online]. [cit. 2024-03-24] Dostupné z: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>

9. SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obr. 1: Diagram principu používání FEM analýz.	3
Obr. 2: Vztah mezi půdními a nástrojovými faktory v konstrukci.	4
Obr. 3: 3D model rámu a diagram silového zatížení.	4
Obr. 4: Diagram silového zatížení rámu kultivátoru.	5
Obr. 5: Diagram silového zatížení rámu kombinovaného kypřiče.	6
Obr. 6: Matematický model pro vyšetření reakcí v transportní poloze.	7
Obr. 7: Diagram silových reakcí.	7
Obr. 8: Prvek Svar v Creo simulate.	9
Obr. 9: Model šroubového spoje.	10
Obr. 10: Model tuhého spoje.	11
Obr. 11: Model vazby hmoty.	11
Obr. 12: Model prutu.	12
Obr. 13: Model pružiny.	12
Obr. 14: Model hmoty.	13
Obr. 15: Model plochy.	13
Obr. 16: Model praskliny.	14
Obr. 17: Příklad singularity sítě.	15
Obr. 18: Příklad simulačního modelu s pomocnou konstrukcí.	16
Obr. 19: Roletové menu typů analýz v Creo Simulate v Creo 7.	16
Obr. 20: Zobrazení pracovních částí předseťového kombinátoru Swifter SE 8000. ..	18
Obr. 21: Základní schéma převodu reakcí od půdy (č) na reakce na rám (z).	18
Obr. 22: SB sekce kombinátoru Swifter SE 8000.	20
Obr. 23: Pracovní orgán dlátového kypřiče Fenix FO 6004 Profi.	21
Obr. 24: Uložení slupice dlátového kypřiče Fenix FO 6004 Profi.	22
Obr. 25: Konzola disků XO Profi.	23
Obr. 26: Schéma silového rozkladu na talíř.	23
Obr. 27: Typy válců podrýváku Terraland TO.	25
Obr. 28: Typy zadních válců předseťového kombinátoru Swifter SE.	26
Obr. 29: Typy zadních válců diskového podmičáče Swifterdisk XO Profi.	27
Obr. 30: Zaměření testovací parcely pro měření celého stroje.	30
Obr. 31: Transformace souřadnicového systému Stewartovy plošiny.	31
Obr. 32: Měřicí přípravek závěsu, pro tažné oko firmy Bednar FMT.	32

Obr. 33: Schéma sil v měřicím přípravku závěsu, pro tažné oko.	32
Obr. 34: Detail měřicího přípravku, pro tažné oko během měření.	34
Obr. 35: Zaměření testovací parcely pro měření disků.	36
Obr. 36: Šestiosý (6D) dynamometr K D130 od společnosti ME- Meßsystem.	37
Obr. 37: Měřicí přípravek disků firmy Bednar FMT.	38
Obr. 38: Schéma sil měřicího přípravku disků.	38
Obr. 39: Model jstícího mechanismu diskové jednotky.	43
Obr. 40: Zaměření testovací parcely pro měření radlic.	46
Obr. 41: Model měřicího přípravku dlát s konzolou DO.	47
Obr. 42: Uspořádání měřicího zařízení.	48
Obr. 43: Schéma dlátové jednotky.	51
Obr. 44: Definice ramene valivého odporu.	55
Obr. 45: Definice ramene valivého odporu na řezacím válci.	55
Obr. 46: Zaměření testovací parcely pro měření odporu válců.	56
Obr. 47: Souprava měřicího rámu a řezacího válce Speed Chop SC 4000 F.	56
Obr. 48: Umístění akcelerometrů při měřeních.	58
Obr. 49: Graf závislosti klopného momentu na motorovém výkonu.	60
Obr. 50: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M10S.	62
Obr. 51: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M14S.	62
Obr. 52: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M19S.	63
Obr. 53: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M12S.	63
Obr. 54: Graf závislosti sil F_y, F_z a M_x na čase, měření M06D.	66
Obr. 55: Graf závislosti sil F_y, F_z a M_x na čase, měření M07D.	66
Obr. 56: Graf závislosti přírůstku tahového odporu na rychlosti.	67
Obr. 57: Graf závislosti přírůstku tahové síly na rychlosti.	68
Obr. 58: Vliv pracovní hloubky na síly na ozubený disk DO při rychlosti 12 km/h.	71
Obr. 59: Vliv typu disku na velikost reakčních sil.	72
Obr. 60: Vliv pracovní rychlosti na velikost reakčních sil na ozubený disk AO.	72
Obr. 61: Schematické zobrazení výslednic naměřených sil disků.	73
Obr. 62: Výslednice sil pro disky stroje AO.	74
Obr. 63: Výslednice sil pro stroj DO.	74
Obr. 64: Závislost ramene valivého odporu na rychlosti jízdy.	76
Obr. 65: Závislost součinitele valivého odporu na rychlosti jízdy.	64

Tabulka 1: Přehledová tabulka měření z jednotlivých studií.	8
Tabulka 2: Hodnoty kapacity závěsů dle Nebraska tesů.	28
Tabulka 3: Kalibrační hodnoty dynamometrů měřícího přípravku oje.	31
Tabulka 4: Parametry měření zatížení oje.	33
Tabulka 5: Měření odporu půdy při měření disků.	36
Tabulka 6: Matice kalibračních hodnot 6D snímače disků.	37
Tabulka 7: První transformace souřadného systému snímače.	39
Tabulka 8: Druhá transformace souřadného systému snímače.	39
Tabulka 9: Druhá transformace souřadného systému snímače.	40
Tabulka 10: Popis měření ozubených disků AO.	44
Tabulka 11: Popis měření agresiv disků AO.	45
Tabulka 12: Popis měření ozubených disků DO.	45
Tabulka 13: Měření odporu půdy při měření radlic.	47
Tabulka 14: Popis průběhu měření odporu dlát.	49
Tabulka 15: Hodnoty nastavení jisticího síly pro měření dlát.	54
Tabulka 16: Parametry měření válců.	57
Tabulka 17: Porovnání hodnot klopných momentů dle ISO 730 vs. Nebraska testy.	59
Tabulka 18: Naměřené hodnoty sil v závěsu.	61
Tabulka 19: Průměrné hodnoty měření dlát pro každé měření	65
Tabulka 20: Průměrné hodnoty měření dlát pro shodné nastavení.	65
Tabulka 21: Naměřené hodnoty pro ozubený disk AO.	69
Tabulka 22: Naměřené hodnoty pro Agresiv disk AO.	70
Tabulka 23: Naměřené hodnoty ozubeného disku DO.	70
Tabulka 24: Průměrné výsledky z měření ramene valivého odporu.	75
Tabulka 25: Průměrné výsledky z měření součinitele valivého odporu.	76
Tabulka 26: Průměrné výsledky z měření zrychlení.	77

10. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M01S.	i
Příloha 2: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M02S.	i
Příloha 3: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M03S.	ii
Příloha 4: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M04S.	ii
Příloha 5: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M05S.	iii
Příloha 6: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M06S.	iii
Příloha 7: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M07S.	iv
Příloha 8: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M08S.	iv
Příloha 9: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M09S.	v
Příloha 10: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M11S.	v
Příloha 11: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M13S.	vi
Příloha 12: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M15S.	vi
Příloha 13: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M16S.	vii
Příloha 14: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M17S.	vii
Příloha 15: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M18S.	viii
Příloha 16: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M20S.	viii
Příloha 17: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M21S.	ix
Příloha 18: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M22S.	ix
Příloha 19: Graf závislosti sil F_x, F_y, F_z na čase, měření M23S.	x