



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Modifikace rámu kombinovaného dlátového
pluhu**

**Modifications of a frame for the Combined
Chisel Plough**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Vojtěch ČERMÁK

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: Ing. Pavel SYROVÁTKA
Odborný konzultant: Ing. Přemysl DVOŘÁK

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2016/2017**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Vojtěch Čermák**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Modifikace rámu kombinovaného
dlátového pluhu**

Název práce anglicky: **Modifications of a frame for the Combined Chisel
Plough**

Zadání práce:

V rámci diplomové práce proveďte simulaci zatížení rámu těžkého kombinovaného diskovo-dlátového stroje pro zpracování půdy Terraland DO 6500 (výrobce Bednar FMT). Na základě výsledků navrhnete konstrukční úpravy rámu vedoucí ke zvýšení pevnosti a snížení hmotnosti rámu s ohledem na ekonomičnost výroby.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše z oblasti konstrukce kombinovaných strojů pro zpracování půdy a metod stanovování ořebních odporů.
2. Rozbor zatížení rámu při práci stroje a při transportu.
3. Pevnostní simulace metodou konečných prvků.
4. Návrh konstrukčních úprav rámu, jejich pevnostní kontrola a zhodnocení.

Rozsah grafické části:

1. Grafické výstupy z pevnostní simulace.
2. 2D výkresová dokumentace rámu.
3. 3D výkresová dokumentace upravených částí rámu.

Specifikace textové části:

1. Technická zpráva s výpočty.
2. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků, přílohy zvlášť.

Doporučené podklady:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

KUMHÁLA František a kol. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.

FRIEDMANN a kol. Zemědělské stroje I, teorie a výpočet. V Praze: SZN 1973. ISBN 80-7157-511-9.

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Syrovátka**

Datum zadání: **28. 4. 2017**

Termín odevzdání:

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne:

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Pavlu Syrovátkovi za jeho konzultace, které mi pomáhaly vylepšit nejen odbornou, ale i formální a obsahovou stránku práce. Velký dík patří také konstruktérovi stroje Terraland – Ing. Přemyslu Dvořákovi – za odborné konzultace, na nichž se se mnou dělil o cenné zkušenosti z oblasti konstrukce zemědělských strojů, i za mnoho praktických rad, které mi zpracování tohoto tématu usnadnily. Dále bych chtěl poděkovat firmě Bednar FMT s.r.o, která mi umožnila podílet se na vývoji skutečného stroje a poskytla mi zázemí pro tvorbu mé diplomové práce. Zvláštní poděkování pak patří mé rodině za všudypřítomnou podporu, která mě při psaní provázela.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Vojtěch Čermák
Název DP:	Modifikace rámu kombinovaného dlátového pluhu
Anglický název:	Modifications of a frame for the Combined Chisel Plough
Akademický rok:	2016/2017
Ústav / Obor:	12 113, Ústav konstruování a částí strojů / Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí BP:	Ing. Pavel Syrovátka
Konzultant:	Ing. Přemysl Dvořák
Bibliografické údaje:	Počet stran: 84 Počet obrázků: 90 Počet tabulek: 10 Počet příloh: 10
Klíčová slova:	kompaktor, dlátový pluh, podmítač, pevnostní analýza
Keywords:	combined plough, cultivator, strenght analysis
Anotace:	Práce pojednává o simulaci rámu kombinovaného pluhu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je rešerše z oblasti strojů pro zpracování půdy a postupů při určování orebních odporů.
Abstract:	This thesis deals with a finite element analysis of a frame for the combined plough. It also includes a research on agricultural machines and methods of determining the ploughing forces.

OBSAH

1. Úvod	1
2. Konstrukce strojů pro zpracování půdy	3
2.1 Rozdělení technologií zpracování půdy	3
2.2 Přehled strojů pro zpracování půdy	5
2.2.1 Pluhy a podmítače	5
2.2.2 Kypřiče	8
2.2.3 Brány a smyky	9
2.2.4 Válce a pěchy	10
2.2.5 Kombinátory	11
2.3 Jištění pracovních orgánů	12
2.4 Uspořádání rámu strojů pro zpracování půdy	14
2.4.1 Rozdělení strojů podle připojení k traktoru	14
2.4.2 Požadavky na pracovní stroje	15
2.4.3 Konstrukce rámu strojů pro zpracování půdy	16
2.5 Orební odpory radličných a radličkových těles – práce klínu v půdě	18
2.5.1 Třístranný klín	18
2.5.2 Práce vodorovného dvojstranného klínu	19
2.5.3 Práce svislé šikmé desky	24
2.5.4 Coulombův vzorec smykové pevnosti	26
2.6 Práce diskových orebních těles	26
2.6.1 Funkce a geometrie diskového orebního tělesa	26
2.6.2 Síly působící na diskový pracovní orgán	29
2.7 Materiály pro svařované konstrukce zemědělských strojů	34
3. Určení vstupů pro pevnostní simulaci rámu a tvorba simulačního modelu	35
3.1 Popis stroje Terraland DO 6500 a definice simulačních režimů práce/transport	35
3.1.1 Konstrukce stroje Terraland DO 6500	35
3.1.2 Definice simulačních režimů	37
3.2 Výpočet zatížení od orebních pracovních orgánů	40
3.2.1 Disková sekce	40
3.2.2 Dlátová sekce	42

3.3	Tvorba modelu	46
3.4	Simulace slupice diskové sekce, její verifikace analytickou metodou a porovnání s tenzometrickým měřením	52
4.	Výsledky pevnostní simulace a návrh konstrukčních úprav středového rámu...58	
4.1	Místa s nebezpečným napětím	58
4.2	Popis jednotlivých míst s nebezpečným napětím, návrh konstrukčních úprav a volba vhodného materiálu	61
4.3	Návrh konstrukčních úprav vedoucích k odlehčení středového rámu	62
5.	Výsledky simulace konstrukčních úprav a jejich zhodnocení	64
5.1	Výsledky simulací modifikovaného rámu	64
5.2	Zhodnocení konstrukčních úprav uzlů s nebezpečným napětím.....	67
5.3	Přehled konstrukčních úprav vedoucích ke snížení hmotnosti středového rámu.....	68
6.	Závěr	70
	Seznam použitých zdrojů	72
	Seznam příloh	74
	Seznam obrázků	75
	Seznam tabulek.....	78

1. Úvod

Pěstování plodin a s ním související obdělávání půdy jsou jedněmi z nejstarších činností, jež lidstvo uskutečňuje k získání potravy. Česká republika patří v Evropě mezi státy s vysokým podílem orné půdy. V roce 2015 zde představoval půdní fond 53,4 % celkové rozlohy ČR, z čehož orná půda tvoří 71 %. Na jednoho obyvatele tak připadalo cca 0,28 ha orné půdy. V témže roce dosáhla zemědělská produkce 127,0 mld. Kč, na níž se dlouhodobě rostlinná produkce podílí o něco více než z poloviny (ve zmíněném roce to bylo 75,1 mld. Kč) [11]. Velkým faktorem ovlivňujícím množství sklizených plodin je stále se měnící počasí, na které musejí zemědělci reagovat v poměrně krátkém čase.

Půda patří mezi neobnovitelné přírodní zdroje. Je složená z minerálů, organických látek, odumřelých zbytků, obsahuje vodu a vzduch. Půda je pro zemědělství zdrojem živin a místem pro pěstování potravin pro člověka a krmiva pro hospodářská zvířata. Jedním z nejdůležitějších procesů při pěstování rostlin je příprava výsevního lůžka. Půda musí být správně provzdušněná, udusaná, srovnaná. To vše musí zajišťovat stroje na velké ploše.

Dříve se používaly stroje na obdělávání půdy ruční nebo poháněné zvířaty, tento proces byl velice zdoluhavý a náročný. V dnešní době se využívají mohutné stroje s velkým pracovním záběrem. Metody zpracování půdy se nyní mění s nevídanou dynamikou. Sortimenty jednotlivých výrobců se rozšiřují, stroje nabývají na různorodosti a jednotlivé nabízené typy na variabilitě, čímž se snaží v konkurenčním boji maximálně přizpůsobit svým zákazníkům. Konstrukce se liší podle struktury půdy, druhu zpracování půdy, hloubky orby, počasí, rozlohy pozemků atd. Díky variabilitě lze každý typ strojů vybavit různými typy orebních těles, přidávat a vhodně kombinovat různé pracovní operace. U moderních strojů velkých výkonů se málokdy setkáme s takovým typem, který by prováděl pouze jednu operaci. Na konstrukci strojů pro zpracování půdy jsou tedy kladeny stále větší požadavky. Musejí mít uspokojivou tuhost, při práci odolávat velkým a proměnlivým zatížením (měnící se vlastnosti půdy, vyhlubování stroje, zahlubování stroje, jízda po značně nerovném terénu ...). Musí disponovat provozní spolehlivostí. Musí odolávat vlhkému koroznímu prostředí a silnému znečištění, jehož abrazivní účinky poškozují zejména pohyblivé konstrukční uzly. Rámy strojů jsou značně namáhány nejen při práci, ale i při jejich transportu. Jízda hmotného stroje po nerovném terénu, navíc s neodpruženou nápravou, při transportní rychlosti 25 km/h vyvolává přetížení, která mohou mít na konstrukci mnohem horší vliv než samotná práce stroje.

V současné době díky rozšíření různých výpočetních softwarů jsou výrobci schopni efektivně navrhovat a dimenzovat své výrobky, což se odráží i ve vývoji zemědělských strojů pro zpracování půdy. To, že jednodušší a lehčí konstrukce přinášejí nižší výrobní náklady a vyšší konkurenci schopnost, je zřejmé. Nicméně,

dopady dobře navržené konstrukce jsou dalekosáhlejší. Taková konstrukce ušetří nemalé ekonomické prostředky, vynakládané na testování prototypů a následné úpravy. Zvýšení spolehlivosti může značně snížit, a také snižuje, náklady při řešení případných reklamací a nakonec výrazně přispívá k budování dobrého jména výrobce.



























Jednou z moderních koncepcí stroje pro zpracování půdy je kombinovaný diskovo-dlátový pluh Terraland DO 6500 českého výrobce Bednar FMT s pracovním záběrem 6,4 m. Cílem této diplomové práce je provést pevnostní simulaci středového rámu prototypu uvedeného stroje. Na jejím základě budou provedeny konstrukční úpravy vedoucí se snížení hmotnosti rámu. Pokud budou na rámu objevena místa s nebezpečně vysokým napětím, budou provedeny zároveň konstrukční úpravy vedoucí ke zvýšení spolehlivosti konstrukce. Pro jednotlivé součásti rámu budou navrženy vhodné materiály. Zároveň se práce zabývá konstrukcí strojů pro zpracování půdy a teorií orebních odporů.

2. Konstrukce strojů pro zpracování půdy

2.1 Rozdělení technologií zpracování půdy

V současnosti používané technologie zpracování půdy se dělí do třech skupin (viz Obr. 1):

1. Technologie s orbou (konvenční, tradiční zpracování půdy) – půda se každoročně zpracovává radličným pluhem, rostlinné zbytky předplodiny, biomasa meziplodin a plevel jsou zapravovány do půdy.
2. Technologie bez orby (konzervační, ochranné, minimalizační).
3. Přímé setí do nezpracované půdy.

Způsob zpracování půdy a zakládání porostu	Pracovní postupy zpracování půdy			Pracovní operace
	Základní zpracování půdy	Předset'ová příprava půdy	Setí	
Konvenční zpracování půdy s orbou		 nebo 		oddělené
		 nebo 		spojená předset'ová příprava a setí
				všechny operace spojeny
Konzervační zpracování půdy bez orby s kypřením	 nebo 	 nebo 		oddělené
	 nebo 	 nebo 		spojená předset'ová příprava a setí
	 nebo 			všechny operace spojeny
bez kypření		 nebo  nebo 		bez základního zpracování půdy spojená předset'ová příprava a setí
Přímé setí bez zpracování půdy				jen setí

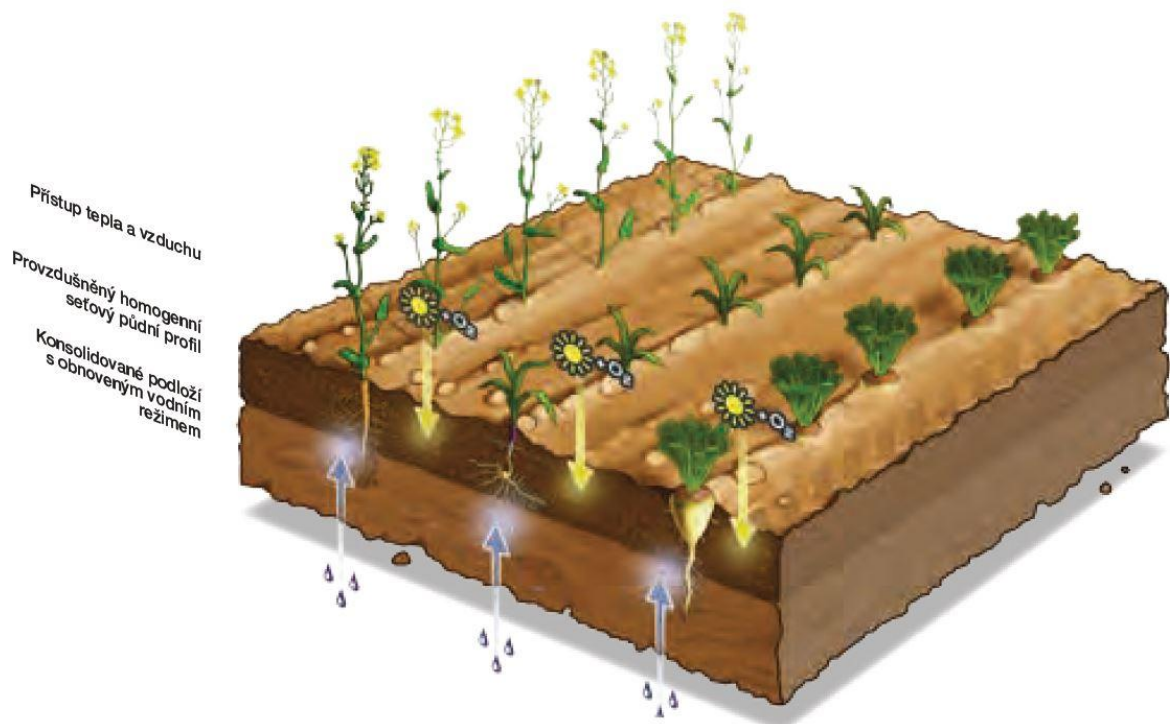
Obr. 1. Přehled technologií zpracování půdy [1]

Pro konvenční zpracování je typické zpracování půdy do hloubek větších hloubek zejména pomocí radličných a dlátových pluhů. Půda se drobí, kypří a mísí v celém průřezu. Do půdy jsou zapravovány posklizňové zbytky a plevel. Pro každou plodinu a druh půdy je důležitá správně volená hloubka orby, která zajistí vhodné podmínky pro vývoj kořenového systému a také dobré hospodaření s půdní vláhou [3]. Orba jakožto konvenční metoda zpracování půdy a může být [1]:

- mělká do 18cm (označuje se jako podmítka);
- střední 18 – 24cm;
- hluboká 24 – 30cm;
- velmi hluboká 50 – 100cm.

Pro orbu (a podmítku) je typické, že se půda v celé zpracovávané vrstvě půdy mísí a příslušné stroje se tedy označují jako pluh (resp. podmítače). Pokud k výraznému mísení nedochází, avšak účelem je půdu pouze prokypřit, stroje se zpravidla označují jako kypřiče.

Z hlediska ekonomického, avšak i půdoochranného (snížení eroze) se jako výhodné zejména pro hustě seté plodiny ukazují systémy s minimalizací zpracování půdy, tzv. konzervační (minimalizační). V tomto případě je půda zpracovávána do menší hloubky a bez obracení, pouze prokypřením (základním zařízením je zde kypřič nebo podmítač), drobením a opětovným utužením setového lůžka. Do půdního profilu je zapravena pouze část rostlinných zbytků. Jako půdoochranné minimalizační zpracování půdy pak zdroj [3] uvádí takové, kdy nejméně 30 % rostlinných zbytků zůstává na povrchu. Jak u konvenčních, tak i bezorebných postupů mohou být pracovní procesy kombinovány se setím. Nejúčinnějším způsobem ochrany půdy před erozí pak přímé setí do nezpracované půdy [10]. Stroj pro přímé setí má půdu kypřit co nejméně, přičemž semeno musí uložit v dostatečné hloubce, přikrýt dostatečnou vrstvou půdy a zároveň to provést tak, aby, pokud možno, nebylo v kontaktu s biologickými zbytky.



Obr. 2. Půdní profil a jeho funkce. [5]

Zpracování půdy upravuje fyzikální stav půdy následujícími způsoby:

- upravuje vzájemný poměr vzduchu a vody (vzdušný a vodní režim);
- ovlivňuje podmínky pro rozvoj a činnost půdních mikroorganismů;
- ruší staré porosty, odstraňuje jejich zbytky a plevele;
- ovlivňuje zakořeňování rostlin, jejich ošetřování a sklizeň porostů;
- chrání rostliny před plevele, škůdci a chorobami tím, že narušuje příznivé podmínky pro jejich rozvoj;
- do půdy lze zároveň zavádět hnojiva (optimální přísun živin); lze jím upravit tepelný režim, např. dosáhnout prohřátí půdy na jaře.

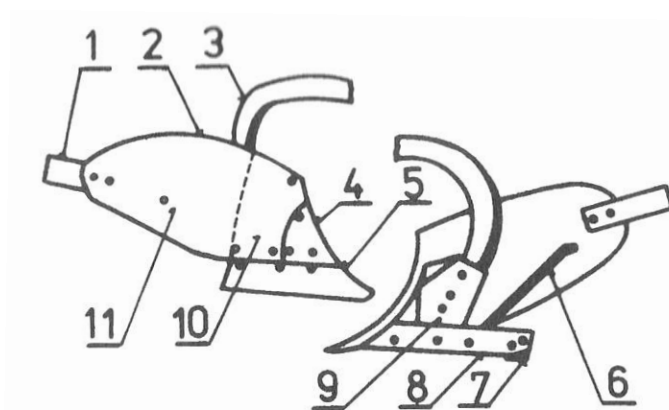
Funkci půdního profilu objasňuje Obr. 2.

2.2 Přehled strojů pro zpracování půdy

2.2.1 Pluhy a podmítače

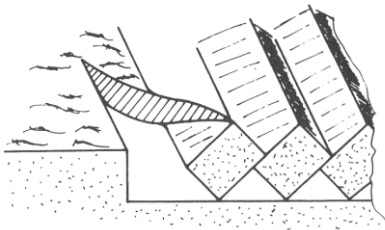
Pluhy radličné

Schéma orebního tělesa radličného pluhu je Obr. 3. Radlice pluhu svým ostřím (5) vodorovně odřezává asi 30 cm široký pruh zeminy (tloušťka odřezávaného pruhu je nastavitelná dle potřeby). Pruh zeminy najíždí na spirálově stočenou ohrnovací desku (2), která skývu nadzvedá, převrací a drolí (Obr. 4). Drobící efekt záleží na geometrii radlice a druhu půdy. Účelem orby je rozrušit, provzdušnit a promísit skývu, zapravit do ní posklizňové zbytky, statková, průmyslová hnojiva a zelené hnojení. Radličné pluhy se často konstruují jako otočné, tedy mají zároveň pravou i levou sekci (Obr. 5). Na souvrati se sekce prohodí a stroj může pokračovat v orbě od poslední brázdy.



Obr. 3. Schéma radlice. [1]

- 1 – pero odhrnovačky, 2 – odhrnovačka, 3 – slupice, 4 – výměnná část odhrnovačky, 5 – čepel, 6 – vzpěra, 7 – patka plazu, 8 – plaz, 9 – část slupice tvořící rám orebního tělesa, 10 – hrud' odhrnovačky, 11 – křídlo odhrnovačky



Obr. 4. Převrácení skývy radličným pluhem. [1]



Obr. 5. Orba radličným pluhem. [6]

Pluhy dlátové

Dlátové pluhy mají orební tělesa ve tvaru zakřiveného dláta (viz Obr. 6). Špička dláta rozřezává skývu a ta následně klouže po čele dláta směrem vzhůru. Část dláta nad povrchem půdy bývá zakřivená do boku a čímž usměrňuje tok odříznuté skývy do boku. Tím se půda ze dna brázdy mísí s půdou ze svrchnějších vrstev. Dlátová orební tělesa je možné vybavit bočními křídly. Výhodou dlátových pluhů je možnost zpracování půdy do velkých hloubek, možnost odstranění utuženého půdního škraloupu, který může vznikat pod vrstvou ornice.

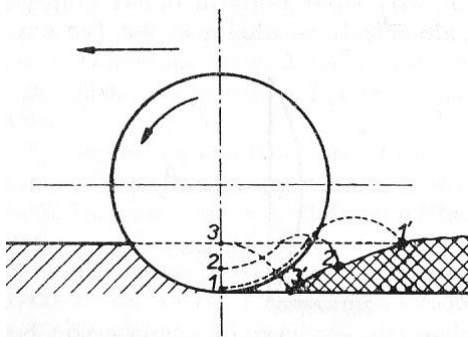


Obr. 6. Práce dlátového orebního tělesa. [7]

Diskové pluhy a podmítače

Diskové stroje mají nepoháněné disky (talíře), které mají za úkol prokypřit ztvrdlou půdu a zároveň do ní rovnoměrně zapravit rostlinné zbytky. Disky se odvalují v půdě podobně jako např. kotoučové krojidlo. Tím že jsou vyduť a sklopeny o určitý úhel vůči směru jízdy, dokážou odhazovat půdu vzhůru

a do boku a tím ji překlápět a promíchávat (viz Obr. 7). Zjemňují strukturu setového lůžka. Disky mají po obvodu ostří, které usnadňuje jejich vnikání do půdy a zároveň řeže rostlinné zbytky. Tvarováním ostří disku lze dosáhnout intenzivnějšího zapravování rostlinných zbytků (viz Obr. 9). Disky jsou montovány vedle sebe po určité rozteči. Většinou se používají dvě řady diskových sekcí (Obr. 8). V současnosti se diskové stroje nejčastěji používají jako podmítače s hloubkou podmítky v rozsahu pracovních hloubek do 20 cm. V Tab. 1 jsou uvedeny příklady parametrů v současnosti vyráběných diskových podmítačů. Literatura [15] uvádí největší průměry disků až 800 mm. Diskové stroje s většími pracovními hloubkami (18 cm a více) bývají označovány jako pluhy. Diskové stroje s malými disky pro mělké kypření pak plní funkci brány a je tedy zvykem je označovat jako brány.



Obr. 7. Trajektorie částic půdy na talířovém orebním tělese [8]



Obr. 8. Diskový podmítač. [10]



Obr. 9. Zapravování posklizňových zbytků diskovým orebním tělesem. [11]

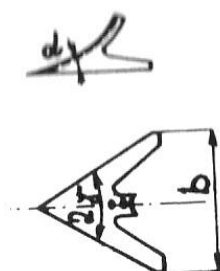
Tab. 1. Parametry současných talířových strojů

Stroj	Atlas AO 5000L	Certos 5001-2TX	REBEL profiline 500	Rubin 12/500 KUA
Výrobce	Bednar FMT	Amazone	Köckerling	Lemken
Prac. záběr [m]	5	4,9	5	5
Prac. hloubka [cm]	6 – 16	7 – 20	max. 18	7 – 20
Hmotnost [kg] *	5 300 – 6 000	7 100	7 960	5 257**
Průměr disků [mm]	620	660	620	736
Počet disků/sekcí	40/2	28/2	32/2	30/2
Doporučený výkon motoru traktoru [hp]	204	200 – 300	220	225 – 480

*Podle výbavy stroje. **Bez válců/pěchů.

2.2.2 Kypřiče

Kypřiče se používají jak při předset'ové přípravě půdy, tak při meziřádkové kultivaci (podřezávání plevelů). Účelem kypření je zejména provzdušnění půdy. V drtivé většině případů se dnes používají kypřiče radličkové. Existují však i kypřiče rotační nepoháněné i poháněné [8]. Radličky bývají šípovité, dlátovité a hrotové. Nevýhodou dlátovitých radliček může být vynášení spodní vlhké půdy napovrch, což je v případě kypření nežádoucí, neboť dochází ke ztrátám půdní vláhy. Šípové radličky (Obr. 10) mývají úhel rozevření 2γ 60 – 80°. Radličky určené pro kypření půdy až do hl. 18 cm mývají elevační úhel $\alpha > 30^\circ$, menší úhly se používají pro menší hloubky kypření nebo pro podřezávání plevelů.


Obr. 10. Šípová radlička. [1]

Radličkové a dlátové kypřiče lze konstruovat jak pro pracovní hloubky od několika centimetrů, tak i pro hloubkové kypření. Na Obr. 11 je příklad hloubkového kypřiče s pracovní hloubkou 60 cm. Konstrukce hloubkových kypřičů je stejná jako u dlátových pluhů, pouze geometrie orebního tělesa je uzpůsobena tak, aby nedocházelo k intenzivnímu mísení půdy.



Obr. 11. Hlubkový dlátový kypříč nesené konstrukce Talon MAX (SMS CZ). [12]

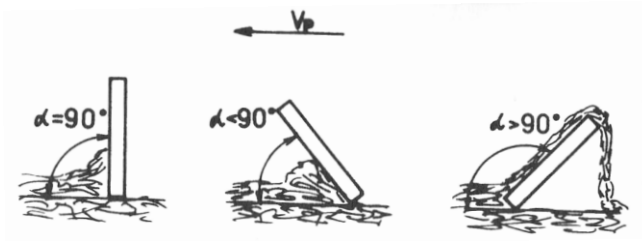
2.2.3 Brány a smyky

Brány se používají k vláčení, což je mělké prokypření půdy (max. do 8 cm). Účelem je také rozbití hrud a urovnání povrchu, likvidace strnišť nebo vytlačování plevelů. Pracovní tělesa jsou mohou být provedena různě; mohou je tvořit hřeby, miniaturní radličky nebo pruty, které svými konci rozrývají vrchní vrstvu půdy, ale také disková ořební tělesa. Příklad šestiřadé prutové brány je na Obr. 12.



Obr. 12. Prutová brána. [13]

Smyky podobně jako brány urovnávají povrch pole, drobí hroudy a současně prokypří půdu. Hloubka prokypření bývá asi 2 – 4 cm. Nejjednodušší smyk tvoří lišta umístěná příčně ke směru pojezdu s různým úhlem nastavení (Obr. 13). Pokud je úhel α menší než 90° , dochází k utužování půdy. Lišty bývají na spodní straně opatřeny pilovitým hřebenem. Jinou konstrukcí je páskový smyk, který netvoří souvislá lišta, ale sekce pásků, mezi nimiž jsou mezery (viz Obr. 14).



Obr. 13. Lišta smyku. [8]



Obr. 14. Páskový smyk. [12]

2.2.4 Válce a pěchy

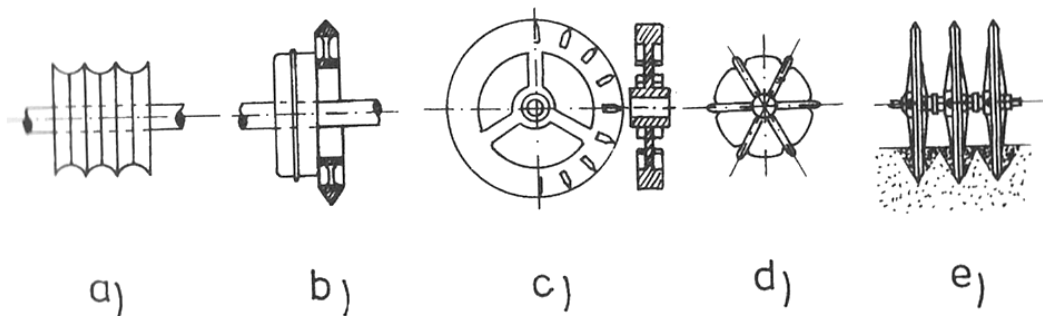
Vzhledem k velkému množství výrobců a jejich konstrukcí nelze přesně vymezit pojmy „válec“ a „pěch“. Válce a pěchy mohou plnit následující funkce, případně jejich kombinace:

- Vytváří vhodné utužení povrchové vrstvy.
- Drolí hroudy na povrchu půdy.
- Urovnávají povrch po předchozích operacích.
- Kypří vrchní vrstvu půdy.

Válce se používají jednořadé i dvouřadé. Literatura [1] uvádí následující typy válců:

- hladké;
- rýhované;
- hřebové a hrotové;
- prutové (lišťové);
- kotoučové;
- kombinované;
- Crosskillské;
- hrudořezné;
- pěchovací.

Prutový válec (Obr. 16) je tvořen trubkovými, nebo obdélníkovými pruty. Hlavním úkolem těchto válců je rozdrobení hrud a částečné urovnání povrchu. Dochází též k utužení seťového lůžka, ale nedochází k utužení povrchu, takže půdní vláhá se neodpařuje. Používá se ihned po orbě, při podzimním setí. Pěchovací válce jsou tvořeny klínovými disky mezi nimiž je mezera a díky tomu jsou schopné utužit půdu do větších hloubek. Hřebové a hrotové válce bývají tvořeny trubkou, po jejímž obvodu jsou rozmístěny hroty, tím pádem kypří půdu do větší hloubky, než prutové. Zvláštním druhem válců jsou řezací válce, které slouží k nařezání posklizňových zbytků (Obr. 17).



Obr. 15. Válce. [1]

a) kotoučový b) kombinovaný c) Crossskillský d) hrudořezný e) pěchovací



Obr. 16. Prutový válec. [13]



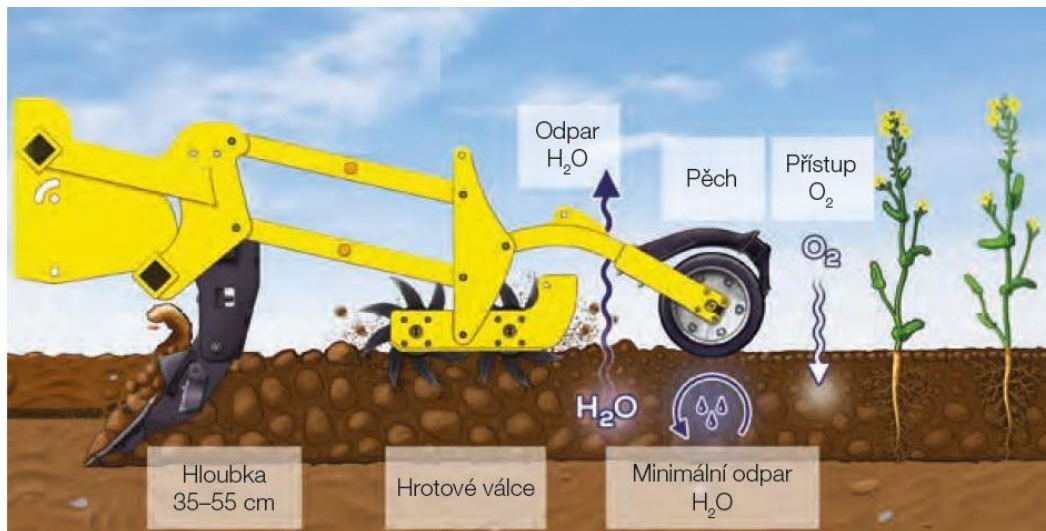
Obr. 17. Řezací válec. [14]

2.2.5 Kombinátory

Obecně je možno považovat za kombinátor jakýkoli stroj, který provede minimálně 2 operace na jeden přejezd, např. kypřič + válce, smyk + diskový podmiřič + válce apod.

Význam sloučení několika operací do jednoho přejezdu je především ekonomický. To znamená úsporu pohonných hmot, úsporu pracovních sil a větší produktivitu práce. Velmi důležité je sloučení více operací do jednoho přejezdu

pozemku také z důvodu ušetření pracovního času s ohledem na dodržení agrotechnických termínů. Další důvod pro sloučení více operací je zmenšení počtu přejezdů traktoru po pozemku a tím snížení negativního utužení půdy. Na Obr. 18 je příklad hloubkového kypřiče vybaveného hrotovými válci a pěchem. Dláto kypřiče nejprve rozruší podorniční vrstvu půdy, čímž umožní vztlínání spodní vody ke kořenům rostlin. Hrotové válce pak provedou mělký kypření a nakonec pěch vytvoří vhodné utužení seřového lůžka.



Obr. 18. Kombinátor. [5]

2.3 Jištění pracovních orgánů

Jednotlivá pracovní tělesa a jejich slupice je třeba chránit před přetížením. Půda je nehomogenní prostředí s menším či větším obsahem kamenů. Orební odpor se tak kdykoliv může zvýšit nad únosnou mez, typicky najetím na překážku (větší kámen). Jištění pracovních orgánů může být buď pasivní, nebo aktivní. Pasivní jištění obsahuje element (šroub, střížný kolík apod.), který se v případě překročení mezního orebního odporu přetrhne a umožní tělesu vyjet ze záběru. Typicky se pasivní jištění používá u radličných pluhů, případně také u lehkých radličkových kypřičů (Obr. 19).



Obr. 19. Pasivní jištění radličky střížným kolíkem. [15]

Úkolem aktivního jištění je zabránit poškození pracovní jednotky při najetí na překážku (např. větší kámen). Jištění musí jednotce umožnit bezpečně vyjet ze záběru, přeskočit překážku a co nejrychleji se zakrojit zpátky do záběru. Pro menší pracovní hloubky a dobře obdělávané plochy bez kamení postačuje jištění pomocí pryžových válečků (Obr. 20). Podobné jištění umožňuje uchycení ramene k rámu pružnou slupicí (Obr. 21). Nejspolehlivější aktivní jištění využívá buď pružinového nebo hydraulického mechanismu, pro něž se vžil označení "nonstop". Na Obr. 22 je ukázka jisticího mechanismu s vinutou pružinou. Rameno talíře je k rámu přichyceno prostřednictvím čepu, na kterém se může volně otáčet. Pro nejtěžší podmínky a největší pracovní hloubky se používá jištění hydraulické (Obr. 23). Vinutá pružina je zde nahrazena hydraulickým válcem, který ústí do hydraulicko-pneumatického akumulátoru. Maximální orební odpor se nastavuje plnicím tlakem akumulátoru. Typicky se toto jištění používá u hloubkových kypřičů.



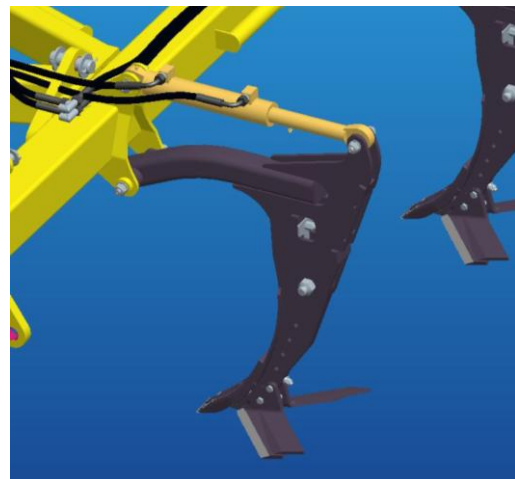
Obr. 20. Jištění pryžovými válečky. [16]



Obr. 21. Pružná slupice. [17]



Obr. 22. Pružinový nonstop. [18]



Obr. 23. Hydraulický nonstop. [19]

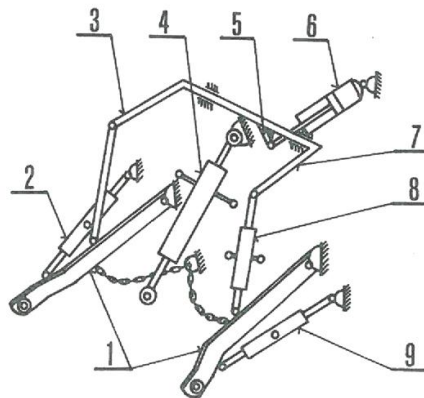
2.4 Uspořádání rámu strojů pro zpracování půdy

2.4.1 Rozdělení strojů podle připojení k traktoru

Podle připojení pracovního stroje k traktoru rozlišujeme stroje

- nesené; nesené stroje nemají vlastní nápravu a jejich hmotnost spočívá pouze na závěsném zařízení traktoru;
- polonesené (návěsné); mají vlastní nápravu, avšak část jejich hmotnosti spočívá na závěsu traktoru;
- nenesené (přívěsné); mají více náprav, na nichž spočívá celá hmotnost stroje, přičemž oj slouží pouze k tažení stroje.

Nesené stroje se připojují přímo na tříbodový závěs traktoru. Jejich rám má tedy tři čepy, na které se navlékají oka závěsu. Tříbodové závěsy jsou normalizovány dle ISO/DIS 730 v kategoriích 1N, 1, 2, 3N, 3, 4N a 4 dle výkonu traktoru [19]. Schéma tříbodového závěsu je na Obr. 24. Stroje větších hmotností se konstruují jako polonesené a nenesené. Připojují se buď pomocí tzv. pravítka, tj. lišty s čepy na svých koncích, která se upíná do spodních ok tříbodového závěsu, nebo pomocí tažné koule či oka (viz Obr. 25).



Obr. 24. Schéma tříbodového závěsu. [1]

- 1 – spodní závěsná táhla, 2, 9 – boční táhla, 3, 7 – zvedací ramena, 4 – vrchní seřiditelné táhlo, 5 – rameno pro připojení hydromotoru, 6 – hydromotor, 8 – seřiditelné táhlo



Obr. 25. Příklady tažných zařízení pro polonesené a nenesené stroje. [20]

a – miska pro připojení na kouli

b – oko

c – pravítko

2.4.2 Požadavky na pracovní stroje

Aby bylo možné zemědělské stroje přepravovat po pozemních komunikacích na území ČR, musí splňovat podmínky, které stanovuje v Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích (č. 341/2014 Sb.). Při volbě uspořádání rámu je důležité respektovat zejména:

- § 37 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy;
- § 39 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav.

Jako příklad si uveďme polonesený stroj s jednou nápravou připojený k závěsu traktoru. Maximální hmotnost stroje s jednou nápravou může být 10 t, avšak tato hmotnost může být vyšší o hmotnost připadající na spojovací zařízení v závislosti na typu tohoto spojovacího zařízení a jeho povoleném zatížení. Dle odstavce (4) § 37 dále: *"Největší povolená hmotnost vozidla nesmí překročit hodnotu největší technicky přípustné hmotnosti vozidla. Největší povolená hmotnost jízdní soupravy nesmí překročit hodnotu největší technicky přípustné hmotnosti jízdní soupravy. Největší povolená hmotnost na nápravu nesmí překročit hodnotu největší technicky přípustné hmotnosti na nápravu."* (Konec citace.) Při navrhování stroje je zapotřebí dále respektovat maximální přepravní šířku 3,0 m, výšku 4,0 m a délku 12,0 m, přičemž délka jízdní soupravy traktoru s připojeným strojem nesmí přesahovat 18,0 m.

2.4.3 Konstrukce rámu strojů pro zpracování půdy

Rámy strojů pro zpracování půdy se konstruují zpravidla jako svařence z dutých profilů a plechových výpalků rovných či různě tvarovaných. Některé exponované součásti jako například oka mohou být tvořeny i výkovky ze svařitelných ocelí. Nejlehčí stroje s hmotností do přibližně 3 tun se konstruují jako nesené. Při malých záběrech mají jeden základní rám. K němu může být připojen další rám s příslušenstvím, jako je tomu například u stroje TERRANO FX výrobce Horsch (Obr. 26). Základní rám nese sekci radličkových kypřičů, na něj je skrze čepy zavěšen rám pěchů a diskových zavlačovačů. Nastavením horního táhla zadního rámu lze měnit polohu pěchů vůči radličkové sekci a společně s regulací výšky tříbodového závěsu měnit pracovní hloubku. Nesené stroje větších záběrů mohou mít základní rám a boční rámy, které se pro transport stroje zvedají do svislé polohy, aby splnili podmínku omezené přepravní šířky 3 m. Typická je taková konstrukce pro prutové brány nebo plečky (stroje pro meziřádkovou kultivaci), neboť vzhledem ke svému záběru mají malou hmotnost.



Obr. 26. TERRANO FX. [22]

Těžší stroje se konstruují jako polonesené, případně i nenesené. Na Obr. 27 je stroj Terrano MT opět výrobce Horsch. Jedná se o polonesený kombinovaný diskovo-dlátový kypřič se zadním příslušenstvím v podobě válců/pěchů. Základem stroje je středový rám s nápravou a ojí. Na hlavní čepy středového rámu jsou připojeny boční rámy nesoucí orební tělesa. Zvedání bočních rámu obstarávají hydraulické válce. Boční rámy navíc nesou rámy zadního příslušenství. Záběr strojů takové koncepce je limitován maximální dovolenou přepravní výškou stroje, která činí 4,0 m. Maximální záběr takových strojů bývá okolo 6 metrů, pokud část orebních těles a zadního příslušenství nese i středový rám, může být záběr až 8 metrů. Oj u takové koncepce může být pevná nebo stavitelná hydraulickým válcem. Pokud jsou boční rámy vybaveny navíc pomocnými podpěrnými koly, na nichž stroj spočívá během práce, bývá hydraulický válec oje při orbě hydraulicky odemknutý a oj tak při práci stroj nenese. Díky tomu stroj dobře kopíruje terén.



Obr. 27. Terrano MT. [23]

Stroje s největšími pracovními záběry (10, 12, 14 i 18 metrů) se pro transport skládají komplikovaněji. Na Obr. 28 je diskový podmítač SWIFTERDISC XE výrobce Bednar FMT. Ačkoliv je stroj polonesený, při práci jeho hmotnost spočívá jen na kolech nápravy, pomocných kolech a zadních válcích. Středová část stroje se skládá z oje, na kterém je zavěšena náprava, za nimi následuje středový rám, k němuž jsou připojeny boční rámy. Při práci stroje je hydraulický válec spojující oj a středový rám hydraulicky odemknutý, což umožňuje dobře kopírovat terén. Složení stroje pro transport probíhá tak, že se hydraulický válec zatáhne a tím zvedne středový rám i s oběma bočními sekcemi do svislé polohy (jejich otočením kolem osy o1 o 90°). Následně se začnou zatahovat hydraulické válce spojující středový rám s bočními sekcemi a ty se začnou otáčet kolem závěsů (o2 a o3) dokud se nepřimknou k oji. Složený stroj je pak na Obr. 29. Semknutí bočních sekcí v jejich svislé poloze lze u takové koncepce dosáhnout i bez použití hydraulických válců. To se provádí zpětným pohybem traktoru, kdy se díky odporu pomocných kol sekce semknou k oji a následně se zajistí transportní pojistkou k oji.



Obr. 28. SWIFTERDISC XE při práci. [24]



Obr. 29. SWIFTERDISC XE při transportu. [24]

2.5 Orební odpory radličných a radličkových těles – práce klínu v půdě

2.5.1 Třístranný klín

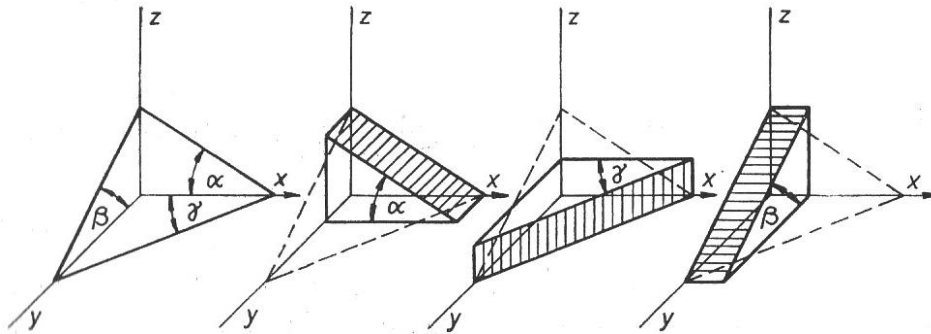
Plochy pracovních orgánů, které přicházejí do styku s půdou, mají velmi často tvar klínu, a to buď s rovnou, nebo zakřivenou pracovní plochou. Klíny s rovnou pracovní plochou tvoří například čepele radličných pluhů, radličky kypřičů, zuby některých bran či nožová krojidla. Na obrázku níže (Obr. 30 **Chyba! nalezen zdroj odkazů.**) je příklad radličkového kypřiče. Pracovní část každé radličky tvoří dva, symetrické klíny.



Obr. 30. Radličkový kypřič. [25]

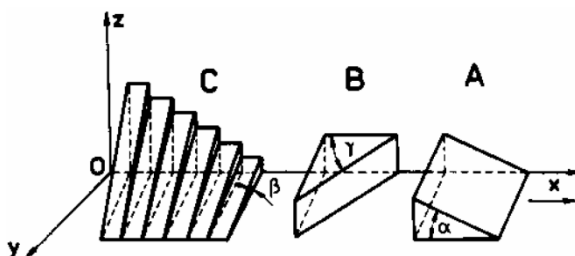
Třístranný klín je charakterizován třemi úhly (viz Obr. 31, x – směr pojezdu). Jsou to

- úhel elevační α (drobicí), měří se ve svislé rovině rovnoběžné se směrem pojezdu;
- úhel radličný γ , měří se v rovině vodorovné;
- úhel obracecí β , měří se ve svislé rovině, kolmé na směr pojezdu.



Obr. 31. Úhly na třístranném klínu. [8]

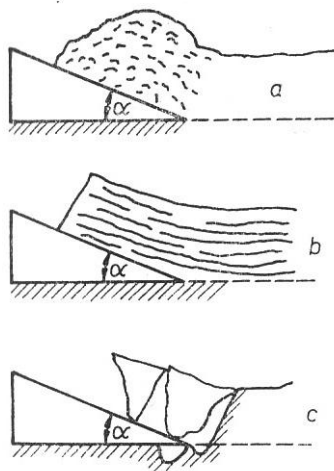
U zakřivených pracovních ploch, kdy se velikosti jednotlivých úhlů mění, považujeme klín na Obr. 31 za elementární plošku v určitém místě pracovního orgánu. Funkce úhlů α, β, γ se lépe popisuje, rozložíme-li elementární třístranný klín na tři elementární klíny dvojstranné. Dvoustranný klín s úhlem α skývu podřezává a nadzvedává. Podobně klín s úhlem γ skývu odřezává a posunuje na stranu. Při větších hodnotách úhlů α a γ klíny hrnou a drobí půdu před sebou. Úhel β se u pracovních orgánů zemědělských strojů samostatně nevyskytuje, jelikož je vázán na úhly α a γ . U pluhů se jeho hodnota postupně zvětšuje, čímž dochází k obrácení odříznuté skývy, která klouže po nástroji. Na Obr. 32 je ukázáno rozložení určitého zakřiveného klínu do mnoha úzkých dvojstranných klínů s proměnným úhlem β . Dělením na nekonečně mnoho takových klínů dostaneme klín s hladkou plochou.



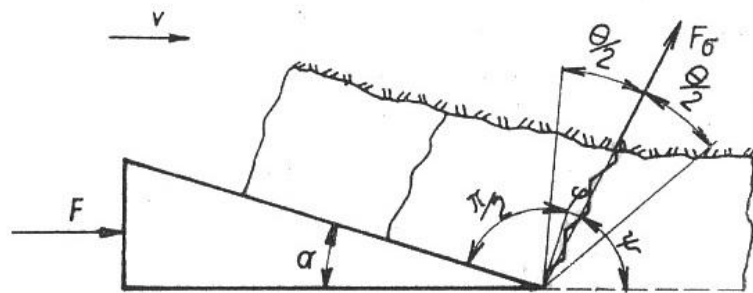
Obr. 32. Rozvinutí třístranného klínu. [1]

2.5.2 Práce vodorovného dvojstranného klínu

Technologické působení klínu na půdu závisí na mechanických vlastnostech půdy, jako je soudržnost, hustota, vlhkost, obsah jílovitých a hlinitých částic, obsah kořenů aj. Uvažujme nejprve vodorovné těleso klínového profilu s úhlem α (podle konvence na Obr. 31) vnikající do půdy tak, jako na Obr. 33 – jedná se o dvojstranný klín. Málo soudržná půda se může velmi snadno hrnout před klínem (Obr. 33a). Pro suché, písčité půdy se tedy volí úhel α nejmenší. Za stejných podmínek se bude vazká, vlhká půda pouze ohýbat a souvisle sunout po horní ploše klínu, aniž by se drobila (Obr. 33b). Těžké, jílovité půdy se při zpracování za sucha mohou odtrhávat od půdního monolitu (Obr. 33c).



Obr. 33. Vnikání vodorovného dvoustranného klínu do půdy. [3]



Obr. 34. Práce vodorovného dvoustranného klínu. [8]

Vnikání dvoustranného klínu do běžné těžší půdy, poněkud soudržnější s přiměřenou vlhkostí je znázorněno na Obr. 34. Vnikající klín půdu stlačuje a nadzvedává, čímž roste napětí v nejnamáhanějším průřezu půdy. Jakmile tečné napětí v tomto průřezu dosáhne hodnoty odporu proti usmýknutí, dojde k oddělení skývy nad klínem od půdního monolitu. K oddělení skývy dochází zpravidla v rovině, která je od roviny kolmé na čelo klínu, pootočená o třecí úhel φ mezi půdou a materiálem klínu. Největší tečná napětí ale vznikají ve dvou symetrických rovinách v rozmezí úhlu Φ (40 až 50°). Za předpokladu, že smykání probíhá střídavě v těchto rovinách, vzniká trhlina podle lomené čáry, tak jak ukazuje Obr. 34.

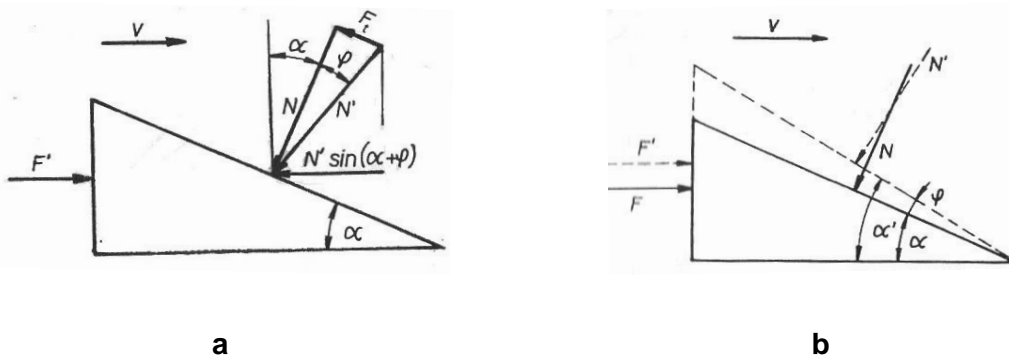
Při pohybu klínu v půdě dochází ke tření půdy o pracovní plochy tělesa. Součinitel tření f se pohybuje v širokých mezích (od 0,25 do 0,8). Nyní uvažme případ jednostranného klínu, kdy je v kontaktu s půdou jen horní plocha (lze si představit na křídlech šípové radličky nebo dlátu). Síla potřebná pro posouvání klínu s uvažováním tření bude:

$$F' = N' \cdot \sin \alpha' = N' \cdot \sin(\alpha + \varphi), \quad (1)$$

kde

$$N' = \frac{N}{\cos \varphi}, f = \tan \varphi. \quad (2)$$

Na Obr. 35b je písmenem F označena síla potřebná k posouvání klínu půdou bez uvažování tření a písmenem F' tato síla s uvažováním třecích účinků.



Obr. 35. Silové působení půdy na vodorovný dvoustranný klín. [8]

V literatuře [8] lze najít i několik hodnot součinitele tření půdy po oceli pro různé typy půd (viz Tab. 2). Pro konkrétní jílovohlinitou půdu typu černozem je zde uvedena závislost součinitele tření na obsahu vláhy (θ). Je zřejmé, že součinitel tření roste se zvětšující se vlhkostí půdy.

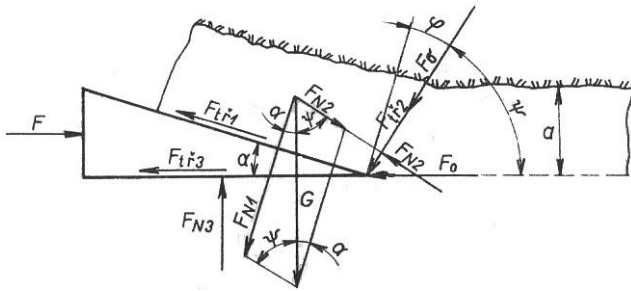
Tab. 2. Součinitele tření vybraných druhů půdy. [8]

Půda	Vlhkost [%]	Součinitel tření půdy po oceli $f = \tan \varphi$ [-]
Hlinitopísčítá půda	7,3	0,341
Hlinitá půda	10,8	0,357
Písčitohlinitá půda s velkým obsahem vápna	10,9	0,523
Jílovohlinitá půda	34,5	0,825

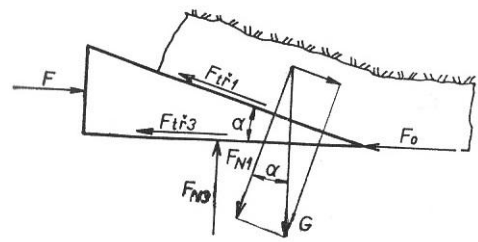
Tab. 3. Závislost součinitele tření jílovohlinité půdy na vlhkosti. [3]

Vlhkost půdy (typ: černozem, druh: jílovohlinitá) [%]	Součinitel tření půdy po oceli $f = \tan \varphi$ [-]
8,2	0,46
8,67	0,49
12,29	0,50
13,91	0,58
15,03	0,61
15,85	0,63
16,22	0,68
16,79	0,71
18,39	0,74
19,92	0,77

V tuto chvíli lze shrnout dosavadní uvedené poznatky a popsat celkové silové poměry působící na modelový dvoustranný klín. Předpokládejme jeho vnikání do těžší, poněkud soudržnější půdy a zanedbejme přitom veškeré silové účinky, které by na klín a odřezávanou skývu mohli působit po stranách. Pro další zjednodušení uvažujme rovnoměrný pohyb klínu malou rychlostí, kdy lze zanedbat setrvačné síly působící na odřezávanou vrstvu skývy.



Obr. 36. Rovnováha sil na vodorovném dvoustranném klínu – kyprá půda. [8]



Obr. 37. Rovnováha sil na vodorovném dvoustranném klínu – soudržná půda. [8]

Při rovnoměrném pohybu na klín působí tyto síly (viz Obr. 36, postup vychází z [3]):

- Síla F posouvající klín ve směru jeho pohybu.
- Tíhová síla G (skývy nad klínem), kterou záměrně rozložíme na složky F_{N1} a F_{N2} . Složka F_{N1} je kolmá k pracovní ploše klínu a F_{N2} je kolmá ke smykové ploše, v níž dojde k oddělení skývy od půdního monolitu. Ze silového trojúhelníka plyne, že:

$$F_{N1} = \frac{G \cdot \sin \psi}{\sin(\alpha + \psi)}, \quad (3)$$

$$F_{N2} = \frac{G \cdot \sin \alpha}{\sin(\alpha + \psi)}. \quad (4)$$

Složka F_{N1} vyvozuje na ploše klínu třecí sílu

$$F_{tř1} = f \cdot F_{N1}, \quad (5)$$

kde f je součinitel tření půdy po povrchu klínu. Obdobně složka F_{N2} vyvozuje ve smykové ploše třecí sílu. Tak jako třecí silou $F_{tř1}$ působí skýva na plochu klínu, působí i klín na skývu stejně velkou, ale opačně orientovanou silou $F'_{tř1}$. Povšimněme si, že složka síly $F'_{tř1}$ do směru kolmého na smykovou rovinu (označme ji $F'_{tř1n}$) se přičítá k síle F_{N2} a zvětšuje třecí sílu ve smykové rovině. Platí:

$$F'_{tř1n} = F_{tř1} \cdot \sin(\alpha + \psi). \quad (6)$$

Potom bude třecí síla e smykové rovině rovna

$$F_{tř2} = f_1 \cdot (F_{N2} + F'_{tř1n}). \quad (7)$$

kde f_1 je součinitel tření mezi dvěma vrstvami půdy (souč. vnitřního tření).

- Síla F_σ , která je zapotřebí k usmýknutí vrstvy skývy a kterou lze vyjádřit jako

$$F_{\sigma} = \frac{a \cdot b}{\sin \psi} \cdot c, \quad (8)$$

- kde a ... hloubka odřezávané vrstvy skývy [cm],
 b ... šířka klínu (odřezávané vrstvy skývy) [cm],
 c ... součinitel soudržnosti půdy [kPa, kP·cm⁻²].

- d) Síla F_o působící po délce ostří (šířce b) klínu, tj.

$$F_o = b \cdot q, \quad (9)$$

- kde q ... měrný odpor ostří [N·cm⁻¹]. Měrný odpor ostří závisí mimo složení a stavu půdy také na stavu ostří, rychlosti a hloubce řezání.

- e) Jelikož uvedený modelový klín nenese žádný rám, který by zachytával jeho svislou reakci, bude na klín zespoda působit síla F_{N3} , jež vyvolá třecí sílu

$$F_{tř3} = f \cdot F_{N3}, \quad (10)$$

Sílu F potřebnou k posouvání klínu určíme z rovnováhy vodorovných složek všech silových účinků mezi půdou a klínem, tj.:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_o, \quad (11)$$

- kde F_1 ... síla přemáhající silové účinky půdy na vrchní plochu klínu,
 F_2 ... síla zabezpečující smykání půdy ve smykové rovině,
 F_3 ... síla přemáhající tření na spodní straně klínu,
 F_o ... síla přemáhající odpor ostří proti vnikání do půdy.

Sílu F_1 vyjádříme takto:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_{N1} \cdot \sin \alpha + F_{N1} \cdot f \cdot \cos \alpha = F_{N1} \cdot \sin \alpha \cdot (1 + f \cdot \cot \alpha) \\ \rightarrow F_1 &= G \cdot \frac{\sin \psi \cdot \sin \alpha}{\sin(\alpha + \psi)} \cdot (1 + f \cdot \cot \alpha) \end{aligned} \quad (12)$$

Usmýkávání půdy napomáhá složka síly $F'_{tř1}$ do směru tečného se smykovou rovinou. Označme ji $F'_{tř1t}$ a vyjádřeme jako

$$F'_{tř1t} = F'_{tř1} \cdot \cos(\alpha + \psi). \quad (13)$$

Nyní lze vyjádřit F_2 :

$$\begin{aligned} F_2 &= F_{N2} \cdot \sin \psi + [F_{N2} \cdot f_1 + F_{\sigma} - F'_{tř1} \cdot \cos(\alpha + \psi)] \cdot \cos \psi \\ &= F_{N2} \cdot \sin \psi + [F_{N2} \cdot f_1 + F_{\sigma} - F_{N1} \cdot f \cdot \cos(\alpha + \psi)] \cdot \cos \psi \\ &= G \cdot \frac{\sin \psi \cdot \sin \alpha}{\sin(\alpha + \psi)} \cdot (1 + f_1 \cdot \cot \psi) + \sin \psi \cdot [abc - G \cdot \cot(\alpha + \psi) \cdot \cot(\psi)] \end{aligned} \quad (14)$$

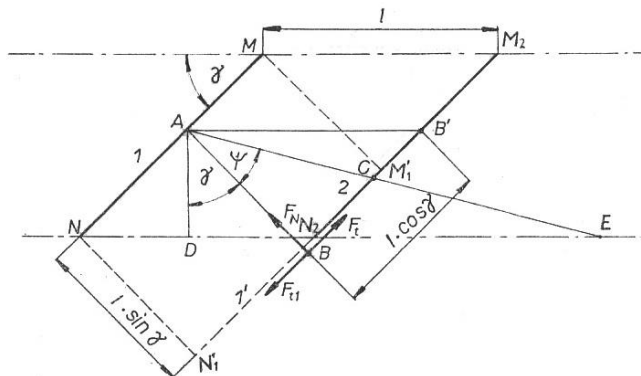
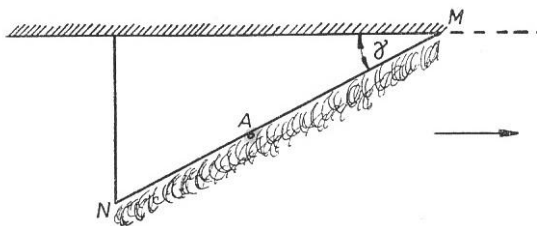
Konečně, vyjádříme sílu F_3 :

$$\begin{aligned}
 F_3 &= f \cdot F_{N3} = f \cdot (G - F_{t\check{r}1} \cdot \sin \alpha + F_{t\check{r}2} \cdot \sin \psi + F_{\sigma} \cdot \sin \psi, \\
 &= f \cdot [G - F_{N1} \cdot f \cdot \sin \alpha + (F_{N2} + F_{N1} \cdot f \cdot \sin(\alpha + \psi)) \cdot f_1 \cdot \sin \psi + F_{\sigma} \cdot \sin \psi] \\
 &Gf + Gf \cdot \frac{\sin \psi \cdot \sin \alpha}{\sin(\alpha + \psi)} (f_1 - f) + Gf^2 f_1 \cdot \sin^2 \psi + abc \cdot \sin \psi
 \end{aligned} \tag{15}$$

Zbývající síla F_o byla vyjádřena ve vztahu (9) uvedeném výše. Velikost síly F se v čase mění, přičemž předchozí vztahy ukazují její maximální hodnotu. Síly F_{σ} a $F_{t\check{r}2}$ nenabývají v jednom okamžiku takových hodnot, které byly zavedeny do předchozích vztahů. Součet těchto sil je totiž maximální pouze v okamžiku, kdy dojde k usmýknutí skývy

2.5.3 Práce svislé šikmé desky

Pracovní plocha klínu majícího pouze úhel γ představuje svislou šikmou deskou na Obr. 38. Klín přemísťuje částice půdy na stranu ve vodorovné rovině. Tímto způsobem vzniká například výsevní brázdička u radličkové seči botky.



Obr. 38. Práce šikmé desky v půdě. [8]

Obr. 39. Kinematické poměry při práci šikmé desky v půdě. [8]

Skutečné přemístění částic půdy lze podle literatury [3] určit následujícím postupem (ilustruje Obr. 39). Za určitý časový úsek se pracovní plocha přemísťí z polohy 1 do polohy 2, přičemž urazí dráhu l . Toto přemístění lze rozložit do dvou pohybů, tak, že se deska nejdříve posune ve směru kolmém na pracovní plochu, přičemž hrne půdu před sebou. Bod M se přitom posune do bodu M_1' . Následně se deska posune ve směru tečném k pracovní ploše tak, že se bod M_1' posune do bodu M_2 . Zaměříme se na tenkou vrstvu půdy, která přiléhá k desce. Vyberme z ní částici půdy, která se na počátku pohybu nacházela v bodě A . Při prvním ze dvou složek pohybu je odhrnuta deskou do bodu B . Přitom na částici působí síla

F_N . Druhá složka pohybu způsobí, že se deska o částici tře a vzniklá třecí síla F_t se ji snaží posunout do bodu B'. Tomu ale brání třecí síla F_{t1} , kterou na vybranou částici působí částice z vrstvy půdy dále od pracovní plochy desky.

Potom

$$F_t = f \cdot F_N, \quad (17)$$

kde f je součinitel tření půdy po povrchu klínu, a

$$F_{t1} = f_1 \cdot F_N, \quad (18)$$

kde f_1 je součinitel tření půdní částice po půdě. Částice se proto neposune do bodu B, ale po skončení pohybu zůstane v poloze C, kterou lze určit z rovnosti virtuálních prací třecích sil:

$$F_t \cdot \overline{BC} = F_{t1} \cdot \overline{B'C}. \quad (19)$$

tudíž

$$f \cdot \overline{BC} = f_1 \cdot \overline{B'C}. \quad (20)$$

Nyní lze použitím známých geometrických vztahů odvodit vztah mezi úhly γ a ψ , platí

$$\tan \psi = \frac{f_1}{f + f_1} \cdot \cot \gamma. \quad (21)$$

Součinitele tření můžeme zahrnout do jediného součinitele

$$K = \frac{f_1}{f + f_1} \quad (22)$$

a vztah (21) psát ve tvaru

$$\tan \psi = K \cdot \cot \gamma. \quad (23)$$

Nyní je patrné, že k posouvání půdy na stranu bude docházet, pokud

$$\gamma + \psi < 90^\circ. \quad (24)$$

Nejefektivnějšího posouvání půdy na stranu bude docíleno, když poměr dráhy částice ve směru jízdy (\overline{DE}) a kolmo na směr jízdy (\overline{AD}) bude nejmenší. To nastane, pokud úhel γ bude roven úhlu γ_{opt} , pro nějž platí:

$$\tan \gamma_{opt} = \sqrt{K} = \sqrt{\frac{f_1}{f + f_1}}. \quad (25)$$

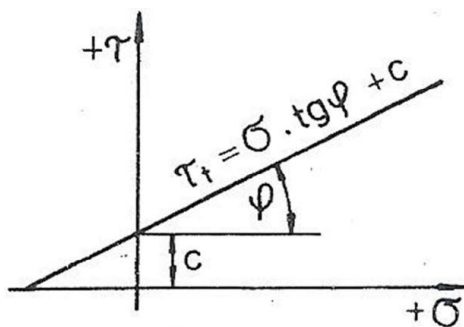
Úhel γ_{opt} je vždy menší než 45° .

2.5.4 Coulombův vzorec smykové pevnosti

Smyková pevnost půdy (τ) není konstantní, ale závisí mimo jiné na normálovém napětí v půdě. Podle Coulombovy teorie má dvě složky:

$$\tau = \sigma \cdot \tan \varphi + c. \quad (16)$$

První z nich závisí na normálovém napětí σ a úhlu tzv. vnitřního tření půdy φ . Druhá je charakterizována konstantou c – soudržností (kohezí), která udává, stručně řečeno, tečné napětí, při kterém dojde k usmýknutí vrstvy půdy nezátížené normálovým napětím.

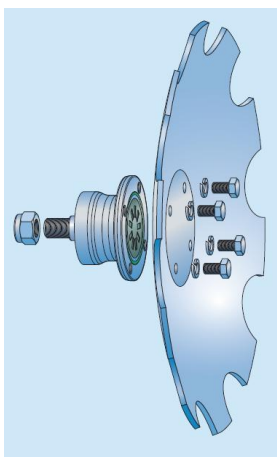


Obr. 40. Závislost smykové pevnosti půdy na normálovém napětí. [26]

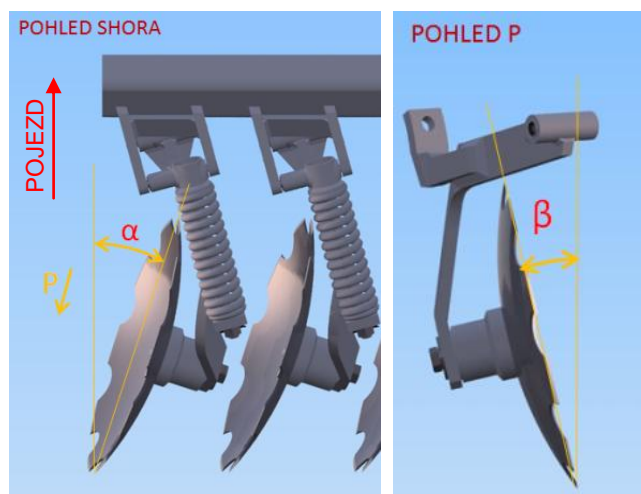
2.6 Práce diskových orebních těles

2.6.1 Funkce a geometrie diskového orebního tělesa

Na Obr. 41 a Obr. 42 je detail diskových jednotek (kromě výrazu disk se také používá ozn. talíře či kotouče). Je zde patrný tvar orebního tělesa, které tvoří povrch kulové úseče. Výřezy po obvodu usnadňují zakrojování kotouče do půdy a zapravování rostlinných zbytků. V současnosti se talíře vyrábějí zpravidla z ořezavzdorných ocelových plechů.



Obr. 41. Talíř s ložiskem. [27]



Obr. 42. Úhly α a β na talířovém orebním tělese.

Jak v povědomí zemědělců, tak i v literatuře se setkáme s dělením strojů s diskovými pracovními orgány na talířové brány, podmítače a pluhy. Jednotlivé skupiny se od sebe liší zejména pracovní hloubkou, průměrem kotoučů, jejich geometrií a konstrukcí jejich uchycení. Ačkoliv to nemusí být na první pohled zřejmé, práce disku se velmi podobá práci klasického radličného pluhu a tedy třístranného klínu. Disk skývu odřezává a v určitém poměru kombinuje následující činnosti: nadzvedání, převrácení a hnutí-drobení. Navíc, odvalování kotouče způsobuje zapravování větších rostlinných zbytků na dno brázdičky. Rotace disku vede k intenzivnějšímu překlápění a promíchávání půdy v prostoru za diskem, pohyb tří částic „vyhazovaných“ diskem znázorňuje Obr. 7. Efekt „vyhazování“ půdy za diskem je u současných strojů značný vzhledem k vysokým pracovním rychlostem, které bývají až 15 km/h. Při takových rychlostech části půdy a rostlin mohou vylétávat až do výšky rámu.

Základními geometrickými parametry disku jsou:

- jeho průměr (D),
- úhel nastavení (α),
- úhel záklonu roviny otáčení disku (β).

Průměr disku se volí s ohledem na pracovní hloubku. V případě diskových bran a podmítačů, kde je úhel α relativně malý (cca 20°), volí se průměr D tak, aby nedocházelo ke kontaktu ložiska disku se zemí. Velikosti úhlů α a β se volí podle empirických poznatků a upravují se podle zkoušek a měření. Lehké brány pro malé hloubky kypření se mohou vyrábět i s diskem na jednom hřídéli a v takovém případě mají buď jednu diskovou sekci, nebo dvě za sebou. Úhel β je u takových koncepcí přirozeně nulový. Úhel α pak zpravidla lze nastavit od nuly do asi 25° . Diskové pluhové nástroje mají půdu méně kypřit a promíchávat, zato více překlápět a musí pracovat ve větších hloubkách. Toho se dosáhne volbou většího úhlu α a β . S rostoucím úhlem β při jinak stejných parametrech disku a stejné rychlosti pojezdu totiž obvodová rychlost talíře klesá, a tudíž klesá účinek kypřící. S rostoucí rychlostí pak kypřící účinek roste, což ale platí u orebních těles obecně. U současných podmítačů bývají disky uchyceny k rámu individuálně a mají kladný úhel β , jehož velikost bývá okolo 15° . Zakloněním roviny otáčení disku klesá svislá složka orební síly. Diskové nástroje na rozdíl od radlic potřebují velký přítlak, aby se spolehlivě zakrojily do půdy. Vhodnou volbou velikosti úhlu β lze dosáhnout snížení potřebné hmotnosti stroje a tím i k úspoře materiálu.

Další geometrické parametry disku jsou tyto:

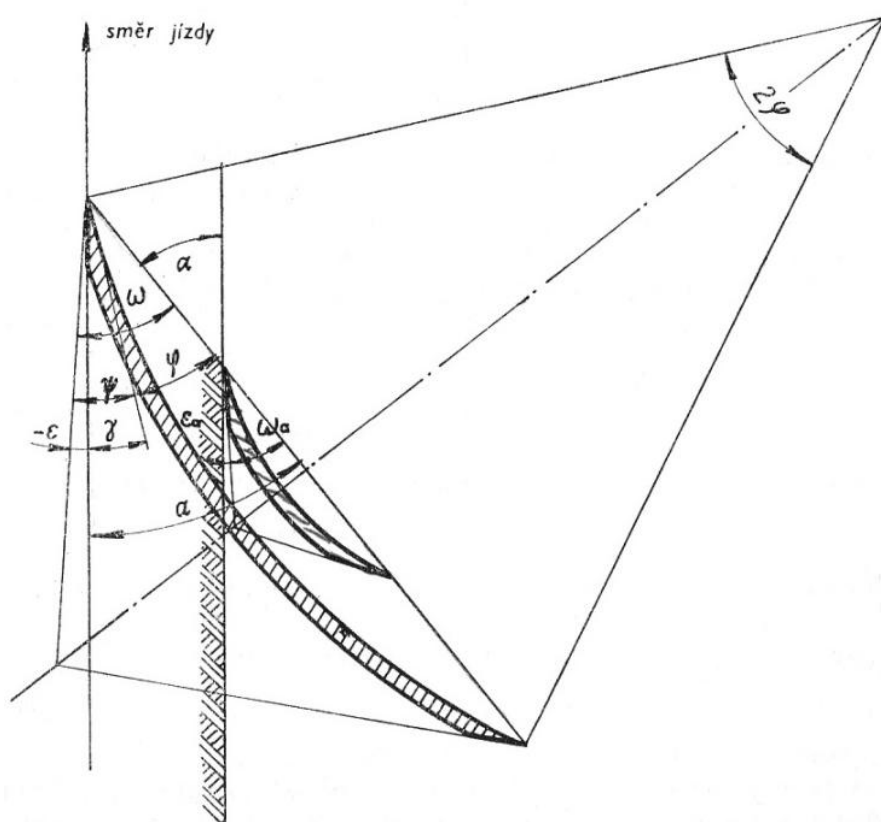
- poloměr zakřivení talíře (R),
- úhel nabroušení talíře do kuželu (ω),
- úhel ostří (φ), bývá 10 až 15° ,
- úhel řezu (γ),
- úhel zadního podbroušení měřený na ekvatoriálním řezu, tj hlavním průměru (ϵ).

Na Obr. 43 jsou znázorněny podstatné geometrické parametry disku. Jsou zde vyobrazeny dva řezy: vodorovný ekvatoriální řez a řez vodorovnou rovinou v místě vnikání disku do půdy. Úhel ε je třeba volit tak, aby v místě vnikání do půdy nebyl záporný s ohledem na možné vyhlubování talíře. Tab. 4 uvádí doporučení ohledně geometrie disků vybraná ze starší literatury [1], údaje mají pouze orientační charakter vzhledem k odlišným současným trendům v konstrukci diskových strojů. Koeficient k udává poměr průměru talíře (D) ku pracovní hloubce (a), čili

$$k = \frac{D}{a}. \quad (26)$$

Tab. 4. Doporučené geometrické parametry talířových orebních těles

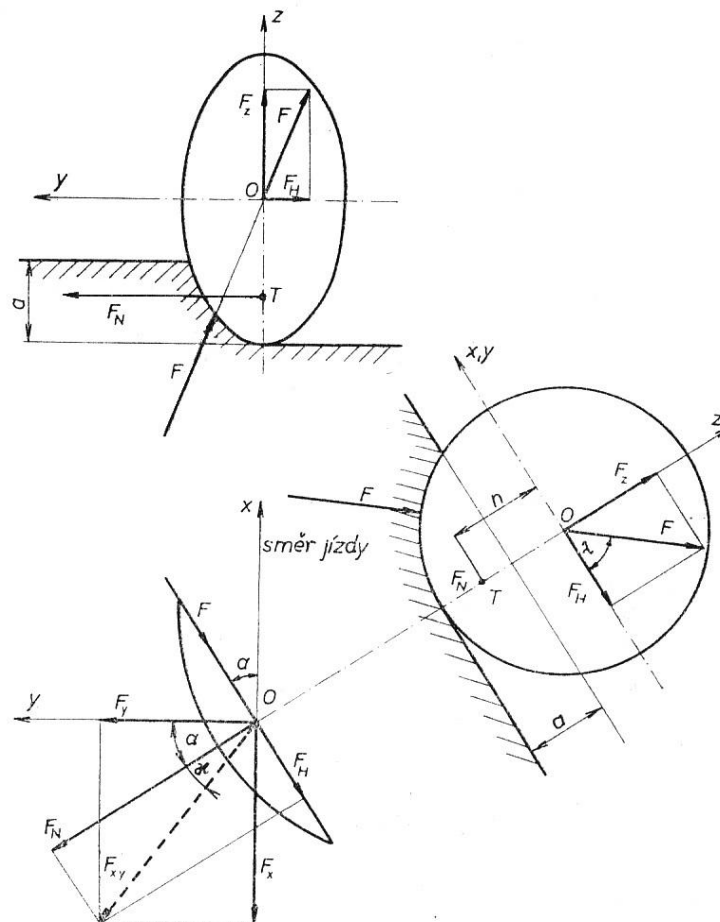
Druh stroje	$k = \frac{D}{a}$	α	φ	e	φ
Talířový pluh	2,5 – 4	40° – 50°	31° – 37°	5° – 10°	10° – 15°
Talířový podmítač	6 – 8	cca 35°	26° – 32°	3° – 5°	
Talířová brána	4 – 6	0 – 25°	22° – 26°	>0°	



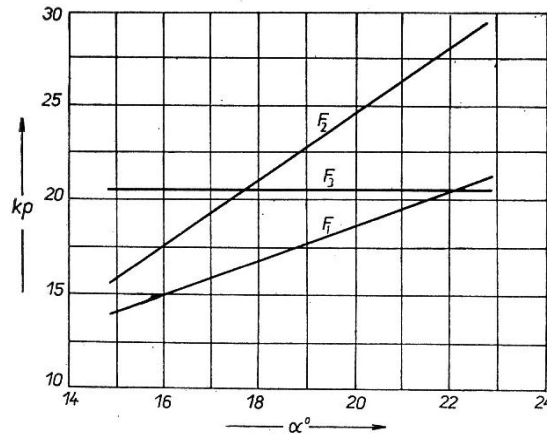
Obr. 43. Geometrie diskového orebního tělesa při $\beta=0^\circ$. [8]

2.6.2 Síly působící na diskový pracovní orgán

Poznatky uvedené v této kapitole mají v podstatě empirický charakter. Je třeba mít na paměti, že mechanické vlastnosti půdy se značně různí, takže jedna geometrie disku se chová v jiné půdě jinak a totéž platí i při změně pracovní rychlosti. Silové účinky půdy na disk znázorňuje Obr. 44 (pro případ, že $\beta = 0^\circ$). Složka síly do směru pojezdu (F_x) určuje potřebný tah traktoru. Znalost svislé složky (F_z) je důležitá pro stanovení přitlaku na diskový orgán. Výsledná síla pak má složky F_x , F_y a F_z . Určení všech tří jejích složek a místa jejich působení, je důležité pro dimenzování rámu, a dimenzování jistícího mechanismu, který zajistí vyjetí disku ze záběru v případě najetí na překážku a jeho opětovné zakrojení. V Tab. 5 jsou některé poznatky uvedené v literatuře [8]. Jedná se o teorii Siněokova, kdy na kotouč působí dvě síly – první, F_N , je kolmá k rovině otáčení talíře a působí v bodě T; druhá, F , působí na ostří disku a její nositelka prochází bodem O. Bod T představuje těžiště zahloubené plochy disku. Jedná se úseč kruhu, který je ohraničen ostřím disku. Jinou teorií je teorie Clydeho (USA), která předpokládá, že na disk působí tři navzájem kolmé síly se třemi různými působišti. Na Obr. 45 jsou pak výsledky měření těchto tří sil při proměnném úhlu α .



Obr. 44. Silové účinky půdy na talíř podle Siněokova. [8]



Obr. 45. Síly působící na diskové těleso podle Clydeho. [8]

F_1 – síla proti směru pojezdu, F_2 – síla v příčném směru, F_3 – síla ve svislém směru.

Tab. 5. Silové poměry na talířovém pracovním orgánu [8]

Parametr	Talířové brány		Talířové podmiítače	
	Úhel nastavení α			
	15°	20°	30°	38°
$M = F_z/F_x$	1,4–1,6	0,9–1,2	0,6–0,8	0,6–0,4
$N = F_y/F_x$	1,2–0,5	1,4–0,7	0,8–0,2	0,8–0,6
κ	1,2°–45°	16°–35°	25°–50°	12°–22°

Ze všech silových účinků, které na talíř při jeho práci v půdě působí, lze nejnásne změřit sílu, jejíž nositelka má směr pojezdu. Můžeme ji určit i nepřímou, známe-li výkon traktoru a pojezdovou rychlost. Tažná síla traktoru je:

$$F_p = \frac{P\eta}{v_p}, \quad (27)$$

kde P ... výkon motoru traktoru,
 η ... tahová účinnost traktoru,
 v_p ... rychlost pojezdu.

Účinnost η v sobě zahrnuje mechanickou účinnost převodového ústrojí traktoru, jízdní odpory celé soupravy a prokluz kol. Podle literatury [1] bude její velikost maximálně $\eta = 0,7$. Na jeden talíř působí síla ve směru pojezdu o velikosti

$$F_{p1} = \frac{F_p}{n_t}, \quad (28)$$

kde n_t je počet talířů. Nyní aplikujme výše zmíněnou teorii Siněokova na disk známé geometrie a pokusme se na základě síly F_{p1} odhadnout všechny silové účinky půdy na disk. Na rozdíl od Obr. 44 uvažujme talíř s úhly α a β . Podle Siněokova na disk působí dvě síly. První z nich, F_n , působí kolmo na rovinu

disku ρ v bodě T. Druhá, F_o , působí v rovině ρ a působí na ostří disku. Situaci ilustruje Obr. 46. Talíř zde uvažujeme jako kruhovou plochu ohraničenou ostřím talíře.

Bod T, v němž působí síla F_n , uvažujeme v těžišti kruhové úseče, která je na Obr. 46 vyšrafována. Vzdálenost n tedy určíme ze vztahu pro výpočet polohy těžiště kruhové úseče:

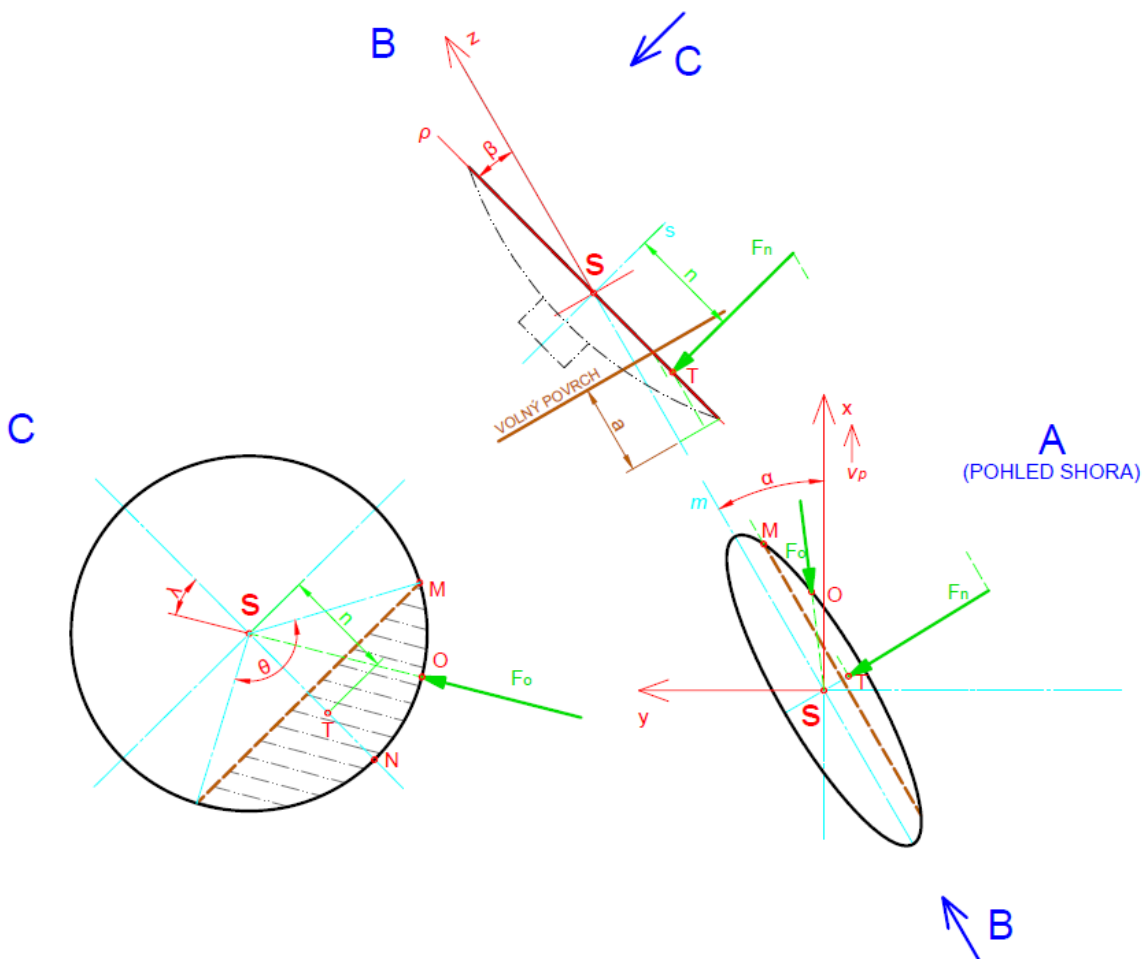
$$n = \frac{D \sin^3 \frac{\theta}{2}}{12(\text{arc } \theta - \sin \theta)}, \quad (29)$$

kde D ... průměr disku,

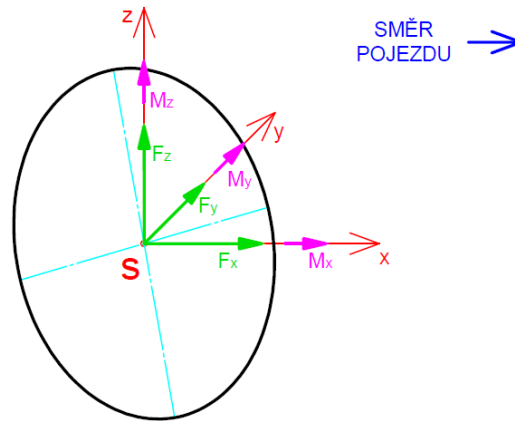
θ ... středový úhel kruhové úseče, který určíme následovně:

$$\theta = 2 \arcsin \left(1 - \frac{2a}{D \cos \beta} \right), \quad (30)$$

a ... pracovní hloubka disku, uvažujeme maximální pracovní hloubku.



Obr. 46. Silové účinky půdy na disk s úhly α a β ,



Obr. 47. Silové účinky půdy na disk v geometrickém středu jeho ostří.

Působíště síly F_o , tj. bod O, se nachází v polovině oblouku mezi body M a N. Úhel λ má proto velikost (viz Obr. 46 – pohled C):

$$\lambda = \frac{\theta}{4}. \quad (31)$$

Nyní můžeme nahradit síly F_n a F_o silovými účinky v bodě S, který představuje střed disku. Obecně, dostaneme tři složky síly $\mathbf{F} = (F_x, F_y, F_z)$ působící v bodě S a tři složky momentu $\mathbf{M} = (M_x, M_y, M_z)$ v souřadnicovém systému x, y, z z Obr. 47, které již můžeme prakticky využít při dimenzování ložisek disku a rámu stroje. Moment \mathbf{M} vytváří síla F_n působící na rameni n . Jeho vektor má směr osy m a tudíž jsou jeho složky:

$$\begin{aligned} M_x &= F_n n \cos \alpha \\ M_y &= F_n n \sin \alpha \\ M_z &= 0 \end{aligned} \quad (32)$$

Po provedení rozkladu sil F_n a F_o do směrů x, y, z dojdeme ke vztahům pro výpočet složek síly \mathbf{F} :

$$\begin{aligned} F_x &= -F_n \cos \beta \sin \alpha - F_o (\cos \lambda \sin \beta \sin \alpha + \sin \lambda \cos \alpha) = X_n F_n + X_o F_o \\ F_y &= F_n \cos \beta \cos \alpha + F_o (\cos \lambda \sin \beta \cos \alpha + \sin \lambda \sin \alpha) = Y_n F_n + Y_o F_o \\ F_z &= -F_n \sin \beta + F_o \cos \lambda \cos \beta = Z_n F_n + Z_o F_o \end{aligned} \quad (33)$$

Zaměřme se na první ze tří rovnic. Síla F_x musí mít stejnou velikost jako síla F_{p1} (28), kterou traktor táhne jeden talíř, s ohledem na znaménkovou konvenci z Obr. 47 je $F_x = -F_{p1}$. Máme tedy jednu rovnici o dvou neznámých. Díky Tab. 5 však můžeme odhadnout poměr mezi silami F_x a F_y , který je (s ohledem na zmíněnou konvenci) $F_y/F_x = -N$. Údaje v tabulce jsou

pro případ, že $\beta = 0^\circ$. Zde budeme předpokládat, že se poměr N uvedený v tabulce nebude příliš měnit s rostoucím úhlem β . Naopak, poměr $-M = F_z/F_x$ s rostoucím úhlem β podstatně klesá, čehož se využívá ke snížení potřebného přitlaku na diskové těleso. Dosaďme nyní do druhé z rovnic výraz $F_y = NF_x$, a pokud uvážíme, že $F_x = -F_{p1}$, dospějeme k soustavě dvou rovnic, ze kterých vypočteme síly F_n a F_o :

$$\begin{aligned} -F_{p1} &= X_n F_n + X_o F_o ; \\ NF_{p1} &= Y_n F_n + Y_o F_o . \end{aligned} \quad (34)$$

Řešení:

$$\begin{aligned} \rightarrow F_n &= F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_o Y_n - X_n Y_o} ; \\ \rightarrow F_o &= F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_n Y_o - X_o Y_n} . \end{aligned} \quad (35)$$

Následně dopočteme složky síly F působící v bodě S, celý výpočet je shrnut v Tab. 6 níže.

Tab. 6. Výpočet sil působících na disk a jeho ložisko

DÁNO	Geometrie D ... průměr disku, a ... pracovní hloubka, α ... úhel nastavení, β ... úhel záklonu roviny disku.	Síly	F_{p1} ... tažná síla na jeden disk, N ... poměr velikostí složek $ F_y/F_x $.
VÝPOČTY	$n = \frac{D \sin^3 \theta}{12(\text{arc } \theta - \sin \theta)}$	$\lambda = \frac{\theta}{4}, \quad \theta = 2 \arcsin \left(1 - \frac{2a}{D \cos \beta} \right)$	
	$F_n = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_o Y_n - X_n Y_o}$	$F_o = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_n Y_o - X_o Y_n}$	
	$F_x = X_n F_n + X_o F_o$	$M_x = F_n n \cos \alpha$	
	$F_y = Y_n F_n + Y_o F_o = -NF_x$	$M_y = F_n n \sin \alpha$	
	$F_z = Z_n F_n + Z_o F_o$	$M_z = 0$	
	$X_n = -\cos \beta \sin \alpha$	$X_o = -\cos \lambda \sin \beta \sin \alpha - \sin \lambda \cos \alpha$	
	$Y_n = \cos \beta \cos \alpha$	$Y_o = \cos \lambda \sin \beta \cos \alpha + \sin \lambda \sin \alpha$	
	$Z_n = -\sin \beta$	$Z_o = \cos \lambda \cos \beta$	

2.7 Materiály pro svařované konstrukce zemědělských strojů

Na svařované konstrukce strojů pro zpracování půdy se používají tvářené polotovary – duté profily s tloušťkami stěn nejběžněji 3 – 16 mm a plechy tlouštěk zpravidla 3 – 35 mm. Používají se zpravidla polotovary z nelegovaných nízkouhlíkových ocelí, které jsou zpracovány

- pouze válcováním (bez zvláštních podmínek na válcování a tepelné zpracování).
- normalizačním žíháním nebo normalizačním válcováním;
- termomechanickým tvářením.

Mezi nejčastěji používané materiály vhodné pro svařované konstrukce zemědělských strojů patří nelegovaná oceli kvalit S235, S355 a S450 (tj. materiály s mezí kluzu okolo 235, 355 a 450 N · mm⁻²). Vyšších pevností se dá docílit vhodným termomechanickým zpracováním. Vhodnými materiály jsou například oceli značky Alform – řada M. Jedná se jemnozrnné nízkouhlíkové termomechanicky tvářené oceli. Kromě vysoké meze kluzu mají i dobrou tažnost a tvárnost za studena. Dle údajů výrobce [27][28] lze po svaření provádět žíhání na snížení pnutí v rozsahu teplot 530 – 580°C, aniž by došlo ke snížení meze kluzu. Ještě vyšší meze kluzu pak dosahují oceli Strenx, Weldox a Domex, a to až 1100 N · mm⁻². Podobných pevností dosahují také bórové oceli v zakaleném stavu (např. 30MCB5). Ty jsou navíc otěruvzdorné a používají se například na části slupic. S rostoucí pevností pochopitelně roste i cena materiálu a náročnost na dodržení předepsaných svařčeských postupů. Pro účely této DP byla sestavena tabulka, jež uvádí příklady dostupných materiálů vhodných pro svařované konstrukce zemědělských strojů s ohledem na přibližnou hodnotu meze kluzu a dostupnost polotovarů (viz Tab. 7).

Tab. 7. Materiály pro svařované konstrukce zemědělských strojů

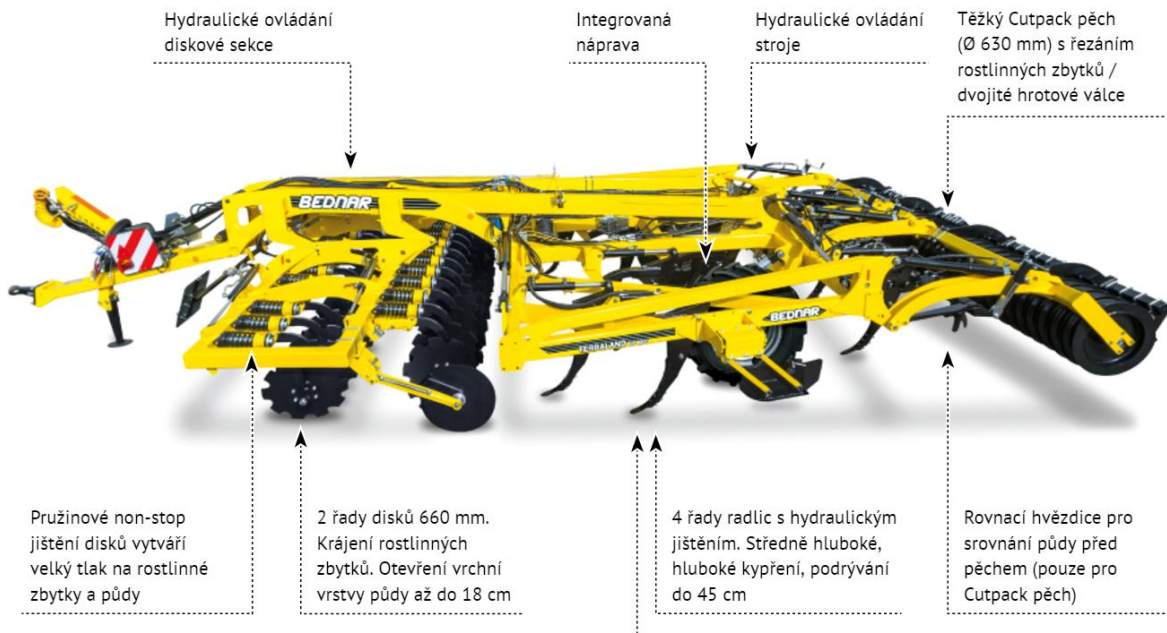
Přibližná hodnota meze kluzu $R_{p0,2}$ nebo R_e [N · mm ⁻²]	Materiál	Dostupné polotovary
235	S235JR, S235J0, 11 375, 11373, 11378 apod.	bez omezení
355	S355J0, 11 523, Alform 355M, Domex 355 MC	bez omezení
450	S450J0, Alform 460M, Domex 460 MC, Weldox 460	plechy, otevřené profily
700	Alform 700M, Domex 700, Weldox 700, Strenx 700	plechy, otevřené i uzavřené profily (Strenx)
900	Weldox 700, Strenx 900	plechy, trubky, otevřené i uzavřené profily (Strenx)

3. Určení vstupů pro pevnostní simulaci rámu a tvorba simulačního modelu

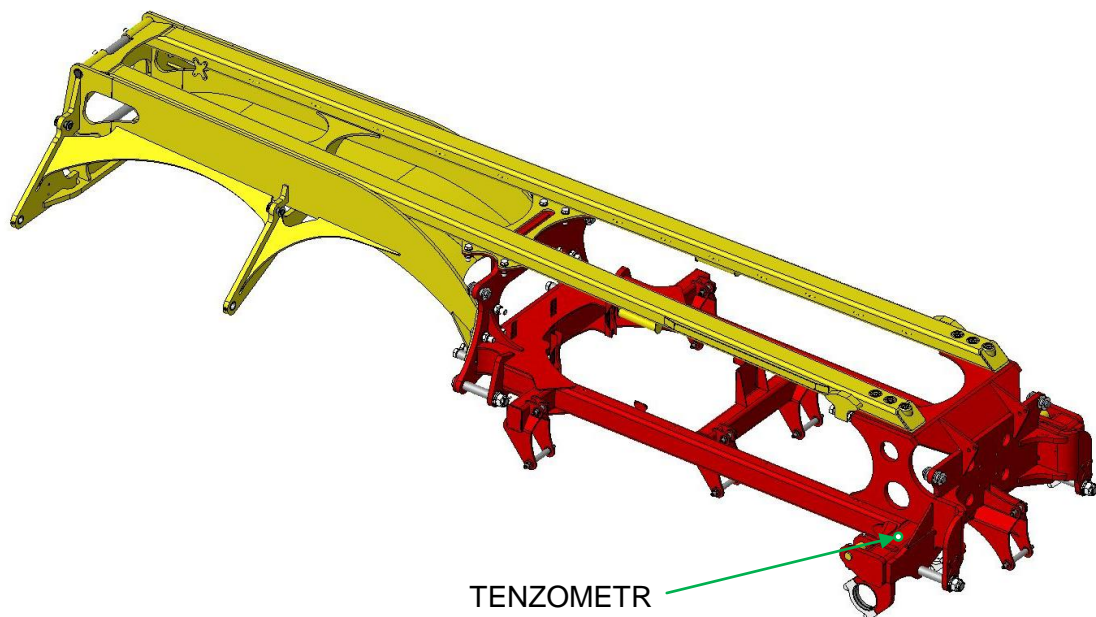
3.1 Popis stroje Terraland DO 6500 a definice simulačních režimů práce/transport

3.1.1 Konstrukce stroje Terraland DO 6500

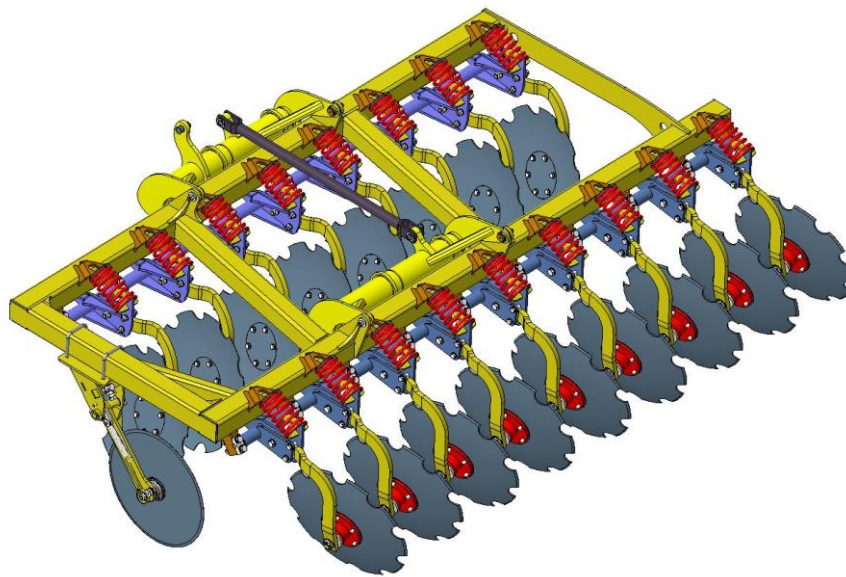
Terraland DO 6500 (Obr. 48) je kombinovaný diskovo-dlátový pluh s pracovní hloubkou diskové sekce 18 cm a dlátové sekce do 45 cm. Pracovní záběr stroje je 6,4 m. Zadní příslušenství tvoří zavlačovací disky (rovnací hvězdice), které zarovnávají stopy po práci dlátové sekce, a především pak zadní válec/pěch. Konstrukce je polonesená s hydraulicky ovládanou ojí. Maximální hmotnost stroje je dle konkrétní výbavy až 13 t, z čehož na nápravu připadá až 10 t. To je maximální hmotnost na nápravu, na kterou lze získat homologaci pro provoz na pozemních komunikacích ČR (více o homologačních požadavcích uvádí kap. 2.4.2). Právě značná hmotnost uvedeného stroje limituje variabilitu jeho výbavy a byla jedním z podmětů k pevnostní simulaci provedené v rámci této práce. Stroj má dělený středový rám (Obr. 49), který se skládá ze dvou svařených konstrukcí dohromady spojených šroubovými spoji. Hmotnost středového rámu je 2115 kg. Čistý svařenec zadní části rámu (RI) má hmotnost včetně svarů 935 kg, přední (RII) 1089 kg. Skutečné hmotnosti se mohou lišit v řádu procent zejména vzhledem k rozměrovým tolerancím polotovarů. Zbytek hmotnosti připadá na spojovací materiál, čepy, mazací zátky apod. Středový rám nese boční rámy přední diskové sekce a boční rámy zadní dlátové sekce. Je na něm také umístěna brzděná náprava, jejíž spouštění se ovládá hydraulicky. Nese také pět středových dlát. Boční rámy diskové sekce nesou celkem 34 diskových jednotek. Boční rám d. s. nenese přímo diskové jednotky. Ty mají vlastní druhý rám, který je zavěšen na otočných závěsech. Dohromady s bočním rámem tvoří paralelogramový mechanismus umožňující nastavení pracovní hloubky d. s. nezávisle na dlátové sekci. Sestava druhého rámu s otočnými závěsy je na Obr. 50. Každý boční rám dlátové sekce nese po 6 kusech dlátových jednotek a může být vybaven pomocným podpěrným kolem v jeho přední části. Podpěrné kolo o tohoto stroje neslouží k nesení tíhy stroje při jeho práci, pouze stabilizuje stroj při práci a zamezuje tak kývání okolo podélné osy. Každý boční rám dlátové sekce nese rám zadního válce/pěchu. Na rámu válce navíc nese rám zavlačovacích disků a také čisticí škrabky, v případě použití pěchu typu Cutpack. Při práci stroj podpírají vzadu válce a vepředu jeho tíha spočívá na závěsu traktoru, náprava je zvednutá do vodorovné polohy. Vyhloubení stroje se provede spuštěním nápravy asi o 50°. Následné složení do transportní polohy se provede zatažením hydraulických válců bočních sekcí, čímž se rámy sekcí dostanou do svislé polohy (otočení okolo závěsů je 90°).



Obr. 48. Terraland DO 6500. [30]



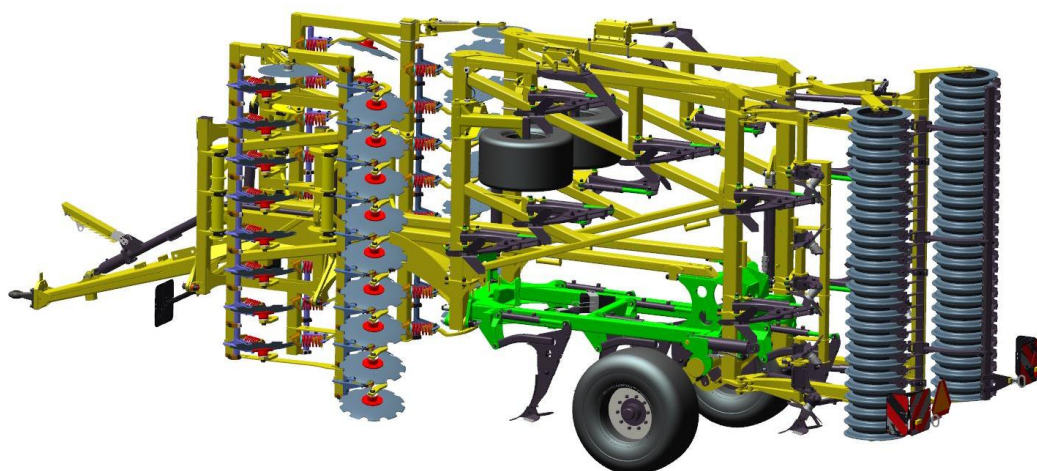
Obr. 49. Středový rám s vyznačenou polohou tenzometru. červeně – zadní část RI, žlutě – přední část RII



Obr. 50. Levá polovina diskové sekce s otočnými závěsy.

3.1.2 Definice simulačních režimů

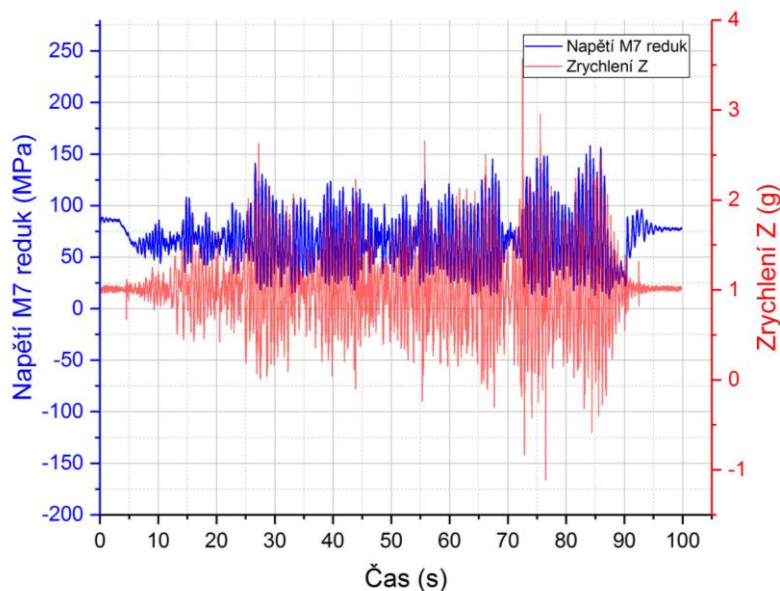
Pro pevnostní simulaci byly zvoleny dva režimy – práce stroje a transport stroje. Zatížení stroje zejména při transportu má značně dynamický charakter. Zaměříme se nejprve na tento režim. Stroj má při transportu zvednuté boční sekce a spuštěnou nápravu (Obr. 51). Náprava není nijak odpružená, tudíž veškeré rázy tlumí jen deformace pneumatik a deformace rámu stroje. Díky měření ze zkušebních jízd po polních cestách si můžeme udělat představu o tom, jak velká přetížení na stroj v transportu působí. Na Obr. 49 je vyznačeno umístění tenzometru v místě rámu, kde je zavěšena náprava. Právě napětí v tomto místě dobře vypovídá o dynamických účincích při jízdě po nerovném terénu.



Obr. 51. Terraland DO 6500 v transportní poloze.

V rámci zkušebních měření byla tomto místě umístěna tříosá tenzometrická růžice a v její blízkosti akcelerometr pro snímání zrychlení. Na Obr. 52 jsou naměřené průběhy redukovaného napětí a zrychlení v tomto místě (středový rám, závěs nápravy). Měření probíhalo za maximální dovolené transportní rychlosti, která je u daného stroje 25 km/h. Můžeme pozorovat, že při této rychlosti a jízdě po nerovné polní cestě je velikost většiny významných rázů okolo 2g. Maximální hodnoty přetížení nebývají vyšší než 3g, což se dlouhodobě ukazuje i při měření ostatních strojů, které provádí Bednar FMT. Odtud vyplynul základní požadavek na konstrukci stroje, a to že v transportní poloze musí všechny rámy stroje snést přetížení 3g, aniž by došlo k jejich deformaci. Doplním ještě následující komentář. Měření na stejném zkušebním úseku probíhají vždy při několika rychlostech. Rychlost má na velikost špičkových přetížení razantní vliv. Zatímco při 10 km/h největší přetížení nepřekročí 1,5 g, při 20 km/h jsou už špičková přetížení 2,5 g. V případě dokonale tuhé konstrukce rostou dynamické účinky teoreticky s druhou mocninou rychlosti. Deformace skutečné konstrukce však maximální přetížení snižují. Ukazuje se, že v rozmezí rychlostí 0 – 25 km/h roste maximální přetížení přibližně lineárně od 1 do 3 g.

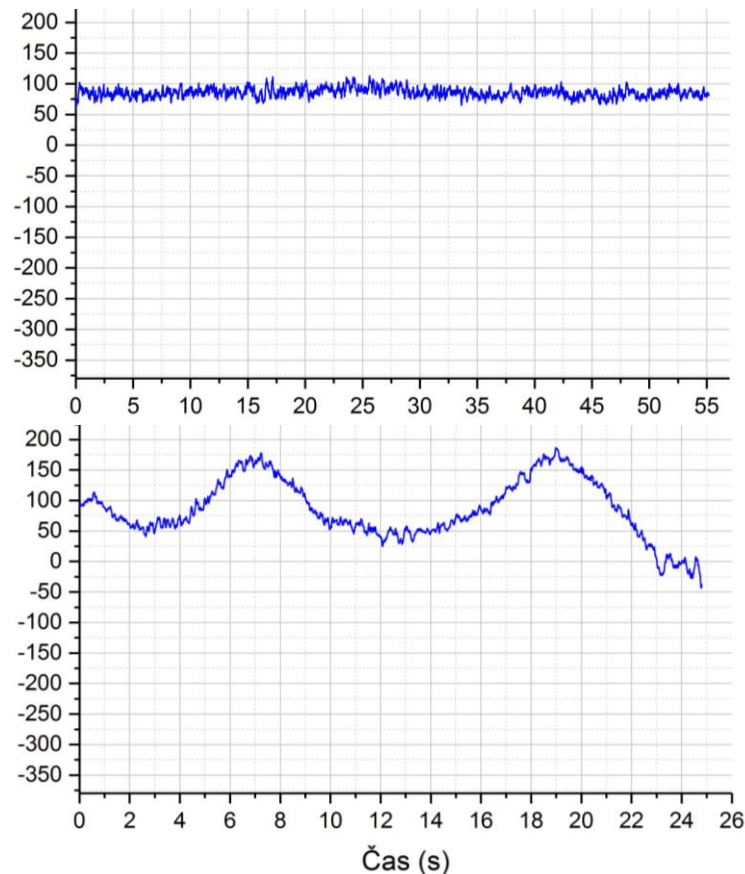
Při transportu bude uvažován jízdní odpor kol nápravy. Součinitel valivého odporu pneumatik byl zvolen 0,1 (definován jako poměr jízdního odporu ku tíze na nápravu)



Obr. 52. Měření zatížení závěsu nápravy při transportu 25 km/h.

Při práci musí rám stroje přenést síly od orebních odporů a odporu valení pěchu. Dále je stroj zatížen vlastní tíhou. Orební odpory můžeme díky empirickým poznatkům odhadnout shora. Obtížněji však lze odhadnout, jaký vliv bude mít na namáhání rámu práce na zvlněném terénu. Na rovném povrchu lze očekávat, že namáhání rámu bude přibližně konstantní. Pokud budeme měřit průběhy napětí

v různých místech rámu, budou oscilovat okolo určité průměrné hodnoty. Práce orebních těles způsobuje vibrace, ty ale nemají na namáhání rámu podstatný vliv. Změny orebního odporu spolu s menšími nerovnostmi terénu generují v průběhu napětí jakousi pilu s frekvencí okolo 0,5 Hz. Podstatnější pak vliv větších nerovností terénu (vlny s délkou několika metrů). Na Obr. 54 je ukázán vliv zvlnění terénu na časový průběh tahového napětí ve vybraném místě bočního rámu diskové sekce.



Obr. 53. Srovnání zatížení bočního rámu při práci.
a) rovný terén b) vlnitý terén

Na základě těchto poznatků bylo simulační zatížení pro práci stroje stanoveno tak, jako by stroj pracoval při největších možných orebních odporech a zároveň na něj působilo přetížení 1,5 g.

Při práci stroje bude uvažován součinitel valivého odporu pěchů 0,3 (definován jako odpor pěchů ku tíze, kterou působí pěchy na půdu).

Tab. 8. Simulační režimy

Název	Popis
Transport	<ul style="list-style-type: none"> • Transportní poloha. • Stroj nesen nápravou a závěsem traktoru. • Přetížení 3 g. • Souč. valivého odporu pneumatik 0,1.
Práce	<ul style="list-style-type: none"> • Pracovní poloha. • Stroj nesen zadními pěchy a závěsem traktoru. • Přetížení 1,5 g. • Souč. valivého odporu pěchů 0,3.

3.2 Výpočet zatížení od ořebních pracovních orgánů

3.2.1 Disková sekce

Disková jednotka stroje TERRALAND DO 6500 má parametry uvedené v Obr. 8.

Tab. 9. Parametry diskové sekce

Průměr talíře D	660 mm
Úhel nastavení α	15 °
Úhel záklonu β	12 °
Max. pracovní hloubka a	180 mm
Rozestup disků b	375 mm
Poč. řad disků n_f	2
Poč. disků v jedné řadě n_{d1}	17

Dle starších poznatků uvedených v literatuře [8] je u diskových strojů pracujících v těžkých podmínkách až do hloubky 20 cm spotřeba tahové síly pohybuje v rozmezí 400 – 800 kp·m⁻¹. Dle zkušeností výrobce Bednar FMT je ořební odpor první řady disků větší než zadní a to až o 100%, neboť zadní řada disků pracuje půdě již prokypřené první řadou. Tento jev se může kompenzovat například rozdílným nastavením pracovní hloubky přední a zadní řady nebo použitím rozdílných průměrů disků. Tento jev byl pro pevnostní simulaci rámu zanedbán a pro určení vstupů bylo po konzultaci s konstruktéry Bednar FMT stanovena návrhová tažná síla 400 kp na metr záběru jedné řady (jedná se o odhad shora, při reálném provozu by ořební odpor neměl tuto hodnotu překročit). Návrhová tažná síla na jeden disk je tedy:

$$F_{p1} = \frac{F_{pm}}{b} = \frac{400}{0,375} = 150 \text{ [kp]}, \text{ resp. } F_{p1} = 1\,471 \text{ N},$$

kde $b = 0,375 \text{ m}$ rozestup disků v řadě,

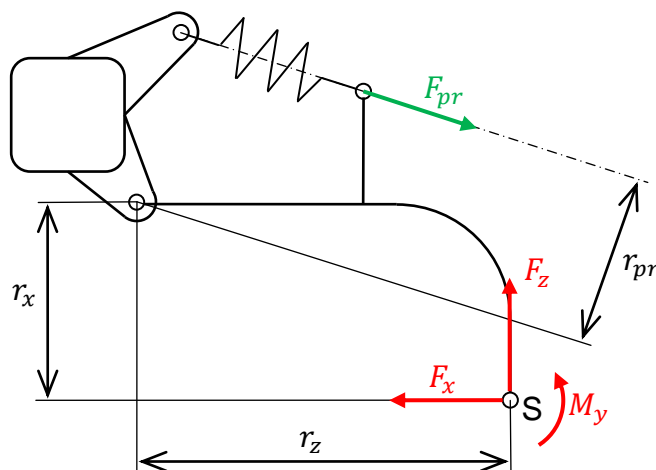
$F_{p1} = 400 \text{ kp} \cdot \text{m}^{-1}$... měrná tažná síla.

Hodnota poměru N velikostí tahové a boční síly byla odhadnuta s přihlédnutím k Tab. 5 jako $N = 1,2$. Následně proběhl výpočet silových účinků dle postupu v Tab. 6 a jeho výsledky jsou uvádí Tab. 10.

Tab. 10. Výpočet silových účinků na disk vztažených ke středu ostří

DÁNO	Geometrie	Síly
	$D = 660$ mm (průměr talíře), $a = 180$ mm (pracovní hloubka), $\alpha = 15^\circ$ (úhel nastavení), $\beta = 12^\circ$ (úhel záklonu talíře).	$F_{p1} = 1\,471$ N (tažná síla na jeden talíř), $N = 1,2$ (pom. velikostí složek $ F_y/F_x $).
VÝSLEDKY	$n = \frac{D \sin^3 \frac{\theta}{2}}{12(\arccos \theta - \sin \theta)} = 221,69$ mm	$\theta = 2 \arcsin \left(1 - \frac{2a}{D \cos \beta} \right) = 127,49^\circ$ $\lambda = \frac{\theta}{4} = 31,87^\circ$
	$F_n = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_o Y_n - X_n Y_o} = 1\,803$ N	$F_o = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_n Y_o - X_o Y_n} = 1\,826$ N
	$F_x = X_n F_n + X_o F_o = -1\,471$ N	$M_x = F_n n \cos \alpha = 386\,050$ Nmm
	$F_y = Y_n F_n + Y_o F_o = -N F_x = 1\,765$ N	$M_y = F_n n \sin \alpha = 103\,442$ Nmm
	$F_z = Z_n F_n + Z_o F_o = 1\,142$ N	$M_z = 0$ Nmm

Neboť byl orební odpor odhadnut "shora", provedeme ještě kontrolu, zda při vypočtených silových účincích již dochází k aktivaci použitého jištění. Schéma jisticího mechanismu (nonstopu) je na Obr. 54. Nadzvedání slupice způsobují silové účinky F_x , F_y a M_y . Bod S představuje střed kruhového ostří disku.



Obr. 54. Model jisticího mechanismu diskové jednotky

Jisticí mechanismus má parametry

- 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:

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

Moment působící na nonstop od sil na disk:

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

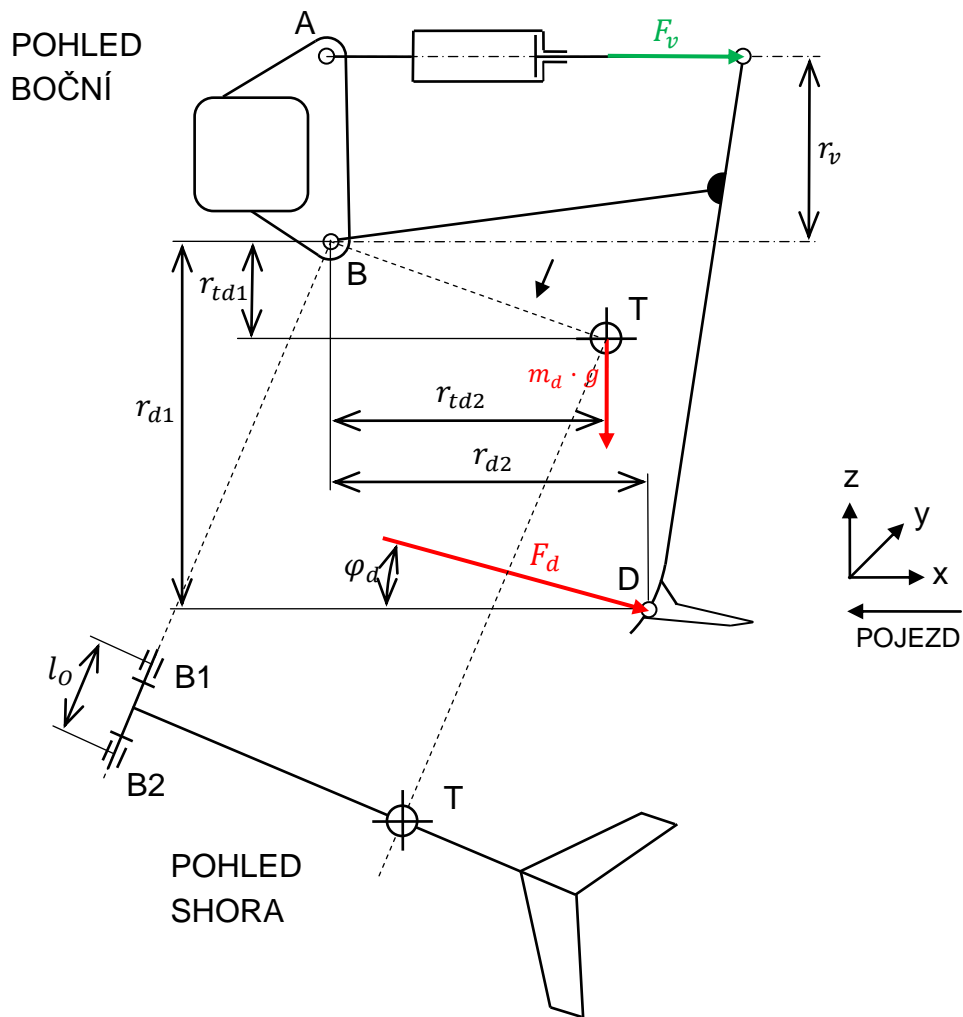
V tomto případě vyšel moment silových účinků M_F sice o 3,3 % větší než je moment, na který je nonstop předepnut. Ukazuje to však, že i přes velké nejistoty všech použitých vstupních veličin, vypočtené silové účinkyk přibližně korespondují s realitou.

3.2.2 Dlátová sekce

Dlátová sekce má celkem 17 dlát s roztečí 375 mm jištěných hydraulickými nonstopy určených pro práci do hloubky 45 cm (Obr. 55). Vypínací síla se nastavuje hodnotou tlaku v hydropneumatickém akumulátoru. Příliš vysoká hodnota vede k poškození dláta při nárazu na překážku (kámen), příliš nízká hodnota by způsobila, že by se dláto při práci neudrželo po většinu času ve správné poloze. Zkoušením byla určena vypínací síla nonstopu, při které se dláto nepoškodí a přitom se spolehlivě zahlubuje. Plnicí tlak se nastavuje na 8 až 10 MPa. Výsledná síla, kterou půda působí na dláto je vzhledem je vždy skloněná o určitý úhel směrem dolů, velikost tohoto úhlu byla odhadnuta jako $\varphi_r = 15^\circ$. Stejně tak bylo odhadnuto působíště této síly. Dláto je vybaveno křídélky s malým elevačním úhlem, které podřezávají skývu, takže připomíná svým tvarem šípovou radličku. Bylo odhadnuto, že působíště výsledné síly se nachází přibližně v místě, kde ze slupice vystupuje ostří křídélek. Schéma dláta je na Obr. 56. Na dláto působí i malá boční síla, neboť na čele dláta se nachází usměrňovací plech, který je ve vrchní části zkroucen a směřuje proud zeminy do boku. Tato síla je pro výpočet zanedbána. V pracovní poloze je osa hydraulického válce ve vodorovně rovině.



Obr. 55. Dlátové jednotky.



Obr. 56. Schéma dlátové jednotky.

Pro zadávání silových účinků do simulačního modelu byl stanoven globální souřadný systém podle Obr. 56. Osa x směřuje proti směru jízdy, y – doprava ve směru jízdy a z – vzhůru.

Znamé parametry dlátové sekce:

- hmotnost dláta: $m_d = 70,9$ kg
- rameno těžiště: $r_{td1} = 188$ mm
- rameno těžiště: $r_{td2} = 445$ mm
- rameno síly: $r_{d1} = 685$ mm
- rameno síly: $r_{d2} = 280$ mm
- sklon síly: $\varphi_d = 15^\circ$
- rozestup spodních ok: $l_o = 176,5$ mm

K určení síly, která působí na dláto využijeme znalosti tlaku v okruhu hydraulického nonstopu. Dle zkušeností výrobce při tlaku okolo 6 MPa již dláto přestává pracovat spolehlivě v těžkých podmínkách, a tento fakt využijeme ke stanovení síly F_d . Maximální síla v hydraulickém válci je:

$$F_v = \frac{\pi}{4} \cdot d_v^2 \cdot p_v = \frac{\pi}{4} \cdot 55^2 \cdot 6 = 14\,255 \text{ [N]},$$

kde $d_v = 55$ mm průměr činné části válce,
 $p_v = 6$ MPa tlak v akumulátoru.

Z rovnosti momentů:

$$F_v r_v = F_d (r_{d1} \cos \varphi_d - r_{d2} \sin \varphi_d)$$

vypočteme sílu působící na dláto:

$$F_d = F_v \cdot \frac{r_v}{r_{d1} \cos \varphi_d - r_{d2} \sin \varphi_d} = 14\,255 \cdot \frac{300}{685 \cdot \cos 15^\circ - 280 \sin 15^\circ} = 7\,258 \text{ [N]}.$$

Pro lepší představu ještě sílu rozložíme do směru vodorovného a svislého:

$$F_{dx} = F_d \cos \varphi_d = 7\,258 \cdot \cos 15^\circ = 7\,011 \text{ [N]},$$

$$F_{dz} = -F_d \sin \varphi_d = 7\,258 \cdot \sin 15^\circ = -1\,879 \text{ [N]}.$$

Nyní dopočteme, jakými silami působí nonstop na oka rámu:

$$F_{Ax} = F_v = 14\,255 \text{ N},$$

$$F_{Bx} = F_v + F_d = 14\,255 + 7\,011 = 21\,266 \text{ [N]},$$

$$F_{Bz} = F_{dy} = -1\,879 \text{ N}.$$

Dále vypočteme zatížení ok od hmotnosti dlátové jednotky bez uvažování přetížení. Pro přesnější výsledek je k hmotnosti dlátové jednotky připočtena ještě polovina hmotnosti hydraulického válce a čep hydraulického válce, součet těchto hmotností je m_d a výsledná tíha působí v bodě T. Tíha zbylé poloviny válce se při simulaci zavede přímo do ok A. Je zapotřebí počítat dva případy, 1) dláto je v pracovní poloze, 2) dláto je otočeno o 90° kolem podélné osy (platí pro dláta na bočním rámu, který je zvednutý do transportní polohy).

- 1) Dláto je v pracovní poloze.

$$F_{Atx} = m_d \cdot g \cdot \frac{r_{td2}}{r_v} = 70,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{445}{300} = 1032 \text{ [N]},$$

$$F_{Btx} = -F_{Atx} = -1032 \text{ N},$$

$$F_{Btz} = -m_d \cdot g = 70,9 \cdot 9,81 = -696 \text{ [N]}.$$

Při simulaci bude do spodních ok ještě zavedena tíha čepu slupice dláta o hmotnosti 1,3 kg.

- 2) Je-li boční rám v transportní poloze, působí v okách B1 a B2 radiální síly o velikosti:

$$\begin{aligned} |F_{B1r}| = |F_{B2r}| &= m_d \cdot g \cdot \frac{\sqrt{r_{td1}^2 + r_{td2}^2}}{l_o} = 70,9 \cdot 9,81 \cdot \frac{\sqrt{188^2 + 445^2}}{176,5} \\ &= 1\,904 \text{ [N]} \end{aligned}$$

a na oko, které je ve spodu, v případě levého bočního rámu je to B1, axiální síla:

$$|F_{B1a}| = m_d \cdot g = 70,9 \cdot 9,81 = 696 \text{ [N]}.$$

Provedeme rozklad radiální síly do směrů os globálního souřadného systému. V případě levého rámu zvednutého do transportní polohy budou na oka B1 a B2 působit vlivem tíhy dlátové jednotky síly (v globálním souř. systému, B1 je spodní oko):

$$F_{B1x} = -|F_{B1r}| \cdot \frac{r_{d2}}{\sqrt{r_{td1}^2 + r_{td2}^2}} = -1904 \cdot \frac{445}{\sqrt{188^2 + 445^2}} = -1\,754 \text{ [N]}$$

$$F_{B1y} = |F_{B1r}| \cdot \frac{r_{d1}}{\sqrt{r_{td1}^2 + r_{td2}^2}} = 708 \text{ [N]}$$

$$F_{B1z} = -|F_{B1a}| = -696 \text{ N}$$

$$F_{B2x} = -F_{B1x} = 1\,754 \text{ [N]}$$

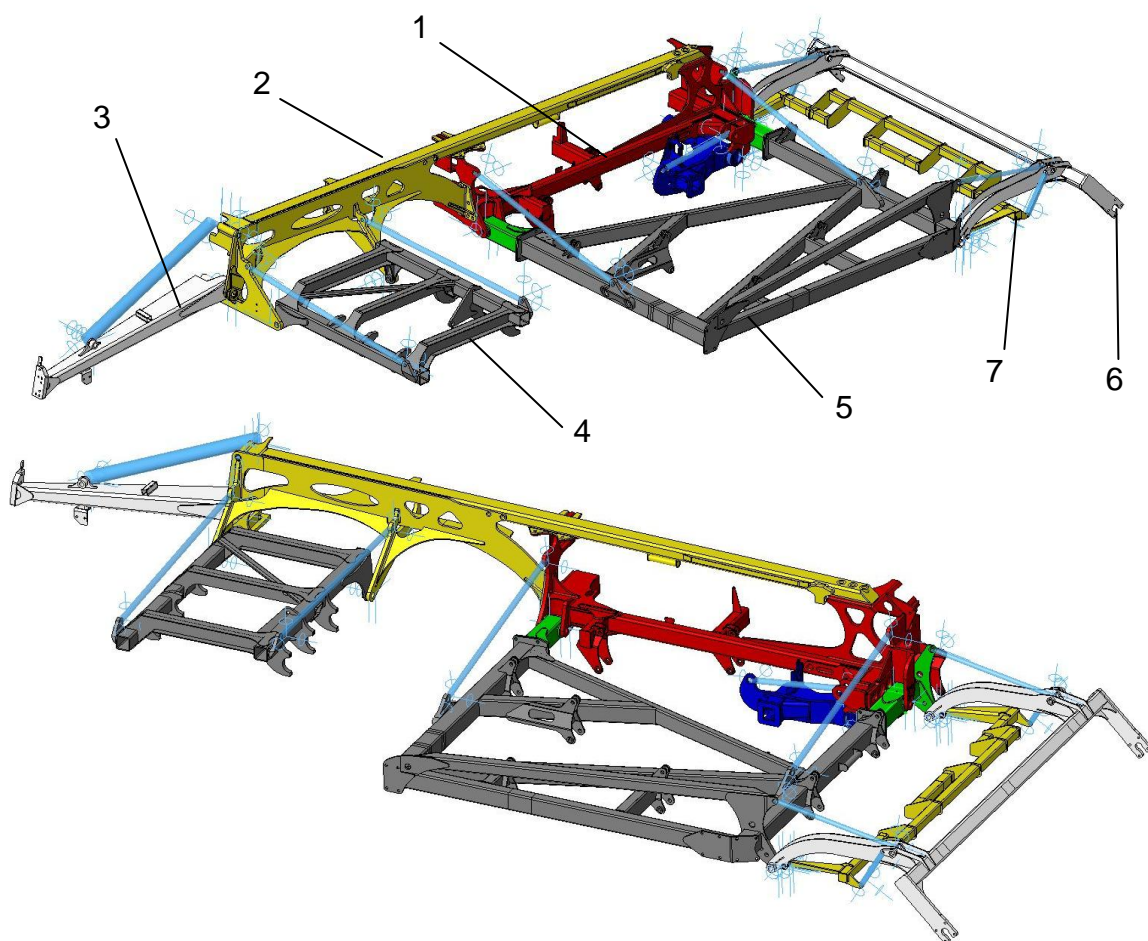
$$F_{B0y} = F_{B1y} = -708 \text{ [N]}$$

$$F_{B0z} = 0 \text{ N}$$

Oko hydraulického válce A na bočním rámu v transportu není zatíženo radiální silou, nese pouze přibližně polovinu tíhy hydraulického válce ve svém axiálním směru.

3.3 Tvorba modelu

Simulační model pro metodu konečných prvků byl vytvořen v prostředí Creo Simulate společnosti PTC. Úloha byla řešena jako symetrická, byla síťována pouze levá polovina stroje. Vzniká tím bohužel určitá nepřesnost při simulaci práce stroje, protože na diskové sekce působí boční síla. První řada diskové sekce táhne stroj doprava ve směru pojezdu a druhá zase doleva. Vlivem symetrie úlohy tak nebude přední část středového rámu namáhána ohybem do boku. Simulační model v pracovní poloze zobrazuje Obr. 57, jednotlivé podsestavy jsou barevně odlišeny.



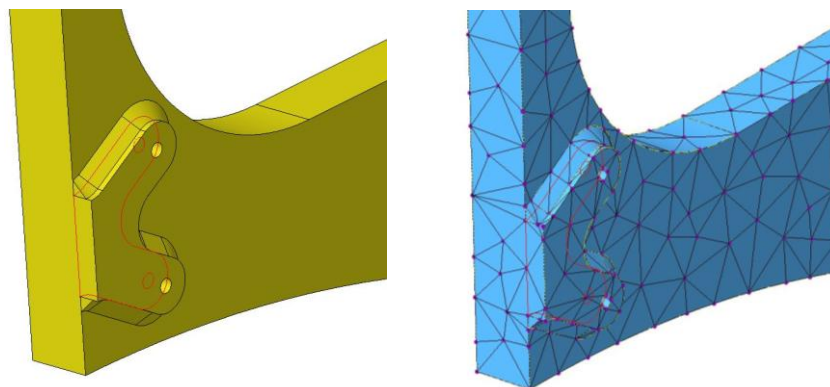
Obr. 57. Simulační model.

- 1 – středový rám RI, 2 – středový rám RII, 3 – oj, 4 – boční rám diskové sekce,
5 – boční rám dlátové sekce, 6 – rám pěchů, 7 – rám zavláčovacích disků

Svarové spoje na středovém rámu jsou vymodelovány na příslušných součástech modelovány jako 3D tělesa. Cílem bylo vytvořit co nejnějnější tvary svarových housenek. Po zasíťování představuje každá podsestava jediné 3D těleso sestávající s tetragonálních elementů. Jednotlivé součásti se však stýkají

pouze v místě svarové housenky. Na Obr. 58 je ukázka vytvoření svarového spoje mezi přepážkou rámu a držákem hydraulických rozvodů, uvedený držák se nachází v rovině symetrie stroje, takže je pohled orientován do středového řezu. Na červeně ohraničenou plochu, na které se součásti stýkají, je zavedena podmínka "free interface". To znamená, že síť je tu rozdělena nekonečně úzkou štěrbinou a elementy obou součástí tu nemají společné vrcholy. Ani zde není nastaven žádný kontakt mezi plochami. Celá úloha je modelována jako lineární, tudíž v jejím rámci nelze počítat kontaktní úlohy. Výhodou lineární úlohy je její výpočetní čas, který by byl v případě takto rozsáhlé úlohy velmi vysoký. Maximální velikost elementů byla volena 30 mm u středového rámu a 40 mm u ostatních podsestav. To představuje okolo 450 000 elementů. Po prvním výpočtu byla síť v místech s velkými gradienty napětí zjemněna. Výpočet byl proveden metodou "Single-Pass Adaptive". Výpočet zde probíhá ve dvou iteracích. Pro první iteraci výpočtu je model síťován P-elementy 3. řádu. Následně program automaticky vyhledá elementy, ve kterých není dosaženo uspokojivé konvergence úlohy. V těchto elementech zvýší řád polynomu až na 9 a provede druhou iteraci. Jedná se o efektivní nástroj, který umožňuje řešit i rozsáhlé úlohy v poměrně krátkém čase s uspokojivými výsledky.

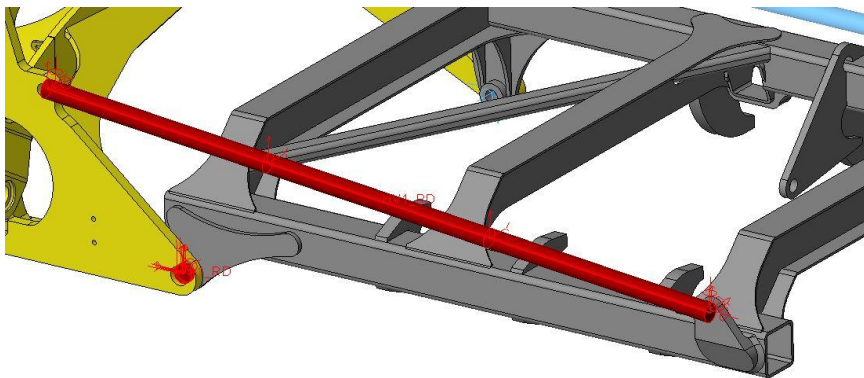
Podsestavy mimo středový rám slouží pouze k zanesení co nejněvhodnějších okrajových podmínek, a z důvodu úspory času při tvorbě modelu jsou modelovány jednodušeji. Většina svarů tu není detailně promodelována, součásti jsou povětšinou jen spojeny v místech, kde se stýkají tak, že síť prochází styčnými plochami. I přesto má takový model téměř stejnou tuhost, jako skutečný svařenec a pro zanesení okrajových podmínek do středového rámu dobře poslouží.



Obr. 58. Síťování svarů.

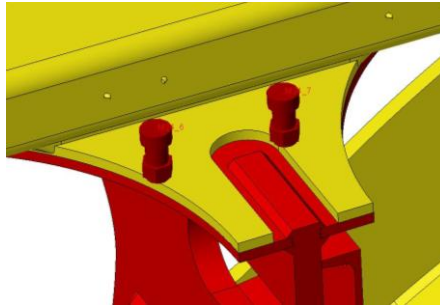
Simulační model dále obsahuje množství otočných čepových spojů a množství hydraulických válců a táhel. Ty jsou v modelu nahrazeny elementy typu "beam" (nosníkové elementy). Beam-elementy si lze v prostředí Creo Simulate uzpůsobit podle potřeb, v obou koncových bodech lze nastavit, které silové účinky element přenáší. Na Obr. 59 je ukázáno zavěšení bočního rámu

diskové sekce. Hydraulický válec je nahrazen beam-elementem o průměru jeho pístitnice, aby měl podobnou tuhost. Je vytvořen mezi body nacházejícími se uprostřed ok rámu. Každý z těchto bodů je pevně spojen s vnitřní plochou oka (použitím vazby Rigit Link). Počáteční bod elementu je nastaven tak, že přenáší ve všech směrech ale moment pouze v ose elementu. Koncový bod elementu pak nepřenáší žádné momenty a chová se jako čistě kloubový spoj. Beam-element musí v prostředí Creo Simulate vždy alespoň v jenom ze svých koncových bodů přenášet moment ve směru své osy, aby byl staticky určitý. Pokud by toto nebylo splněno, následný výpočet skončí neúspěšně. Stejným způsobem jsou modelovány čepové spoje. Beam-elementy jsou modelovány bez uvažování hmotnosti. Jejich materiál má stejný modul pružnosti a Poissonovo číslo jako ocel (v úloze jsou uvažovány jejich hodnoty $E = 210\,000$ MPa, $\nu = 0,3$), avšak jeho hustota má výpočetně nulovou (velmi malou) hodnotu.

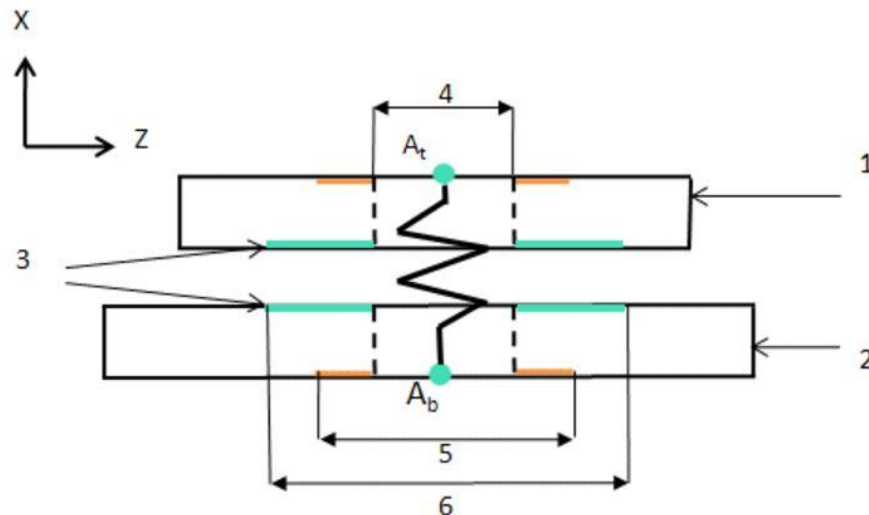


Obr. 59. Zavěšení bočního rámu diskové sekce.

Šroubové spoje jsou modelovány s využitím funkce "Fastener" (Obr. 60). Tato funkce vytvoří speciální element, který nahrazuje šroubový spoj. Navíc v režimu "Fix Separation" sváže síť spojovaných součástí na ploše okolo otvoru šroubu v místě jejich kontaktu. Model šroubového spoje objasňuje schéma na Obr. 61. Přesnějšího modelu šroubového spoje lze docílit nastavením kontaktu mezi spojovanými součástmi bez použití režimu "Fix Separation", to ale vyžaduje řešení nelineární úlohy, což není případ této simulace. Průměr styčné plochy (Separation Test Diameter) by se měl dle doporučení volit alespoň dvojnásobek průměru šroubu. Předepnutí šroubu bylo voleno takové, které v jádru závitu šroubu vyvolá tahové napětí $320 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ (50 % meze kluzu materiálu pevnostní třídy 8.8).



Obr. 60. Modelování šroubových spojů.



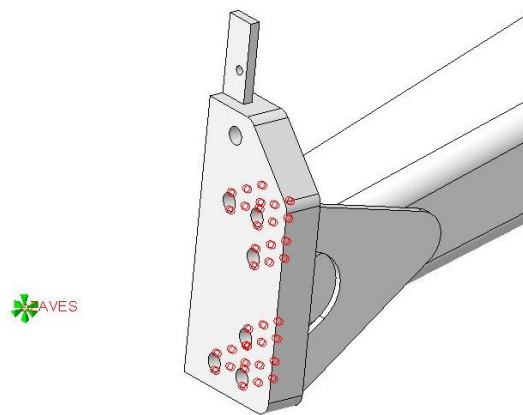
Obr. 61. Model šroubového spoje vytvořený funkcí "Fastener". [32]

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

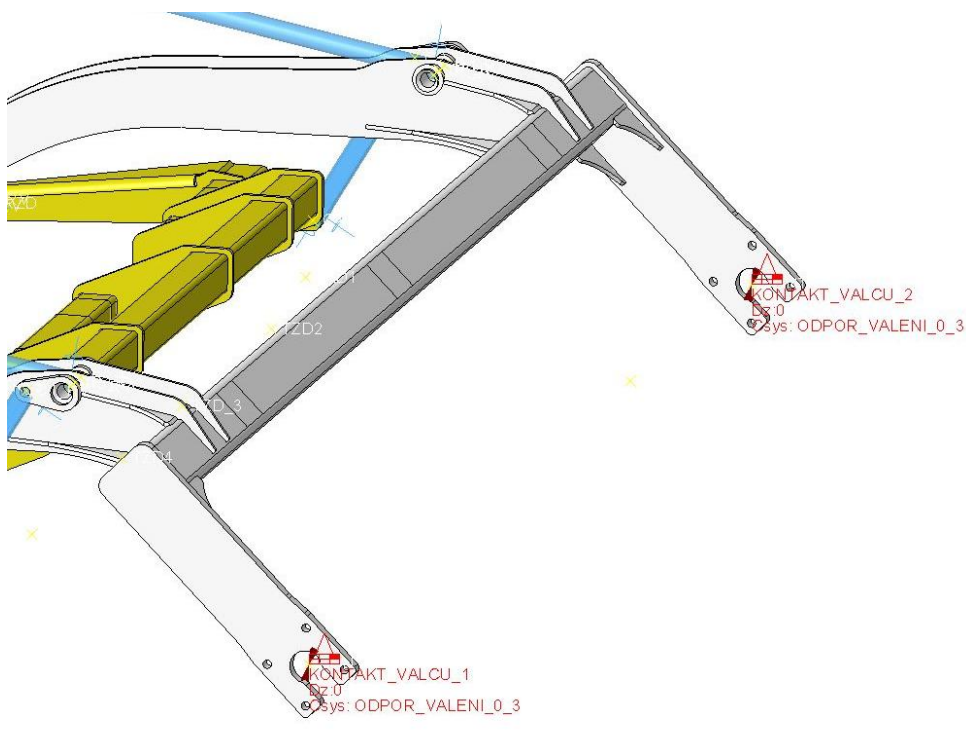
Deformační okrajové podmínky jsou v modelu nastaveny následovně. Závěs oje je tvořen bodem, který je pevně svázán se závitovými díry v přední desce oje (Obr. 62). Bod závěsu má fixovány pohyby ve všech směrech (x, y, z) a uvolněné rotace kolem všech os. Rám válců má vytvořeny dva body, které jsou spojeny s otvory, pro šrouby ložisek válců (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**). V těchto bodech je fixován pohyb ve směru svislice zakloněné proti směru pojezdu o úhel:

$$\varphi_v = \arctan f_v = \arctan 0,3 = 16,7^\circ,$$

který simuluje valivý odpor válců ($f_v = 0,3$ je souč. valivého odporu). Stejný postup je použit i pro simulování valivého odporu kol nápravy při transportu (popis simulačních režimů je uveden v Tab. 8).

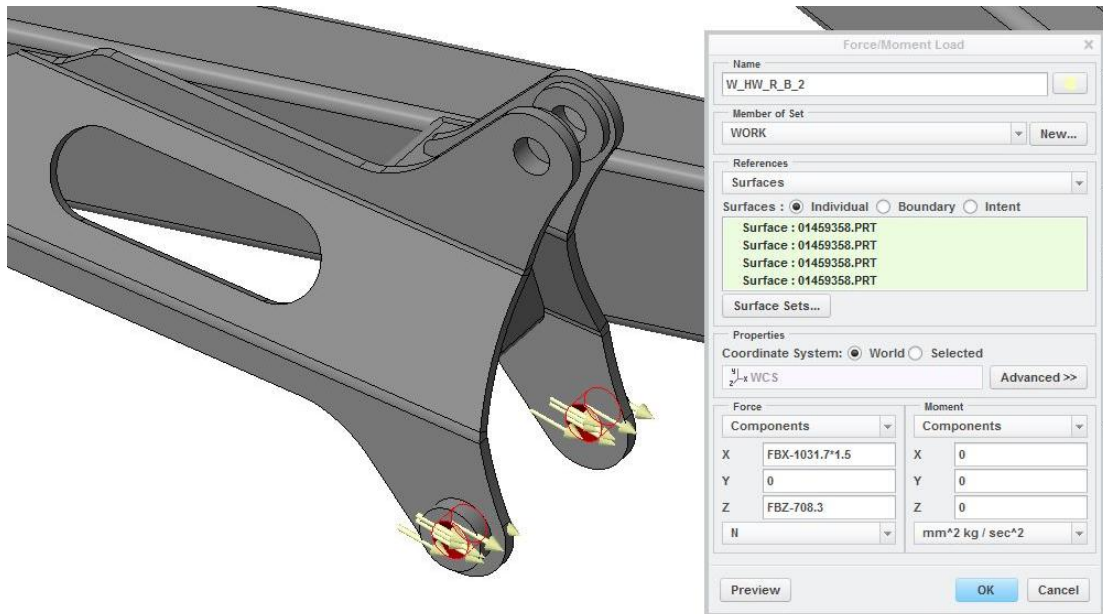


Obr. 62. Vazby závěsu.

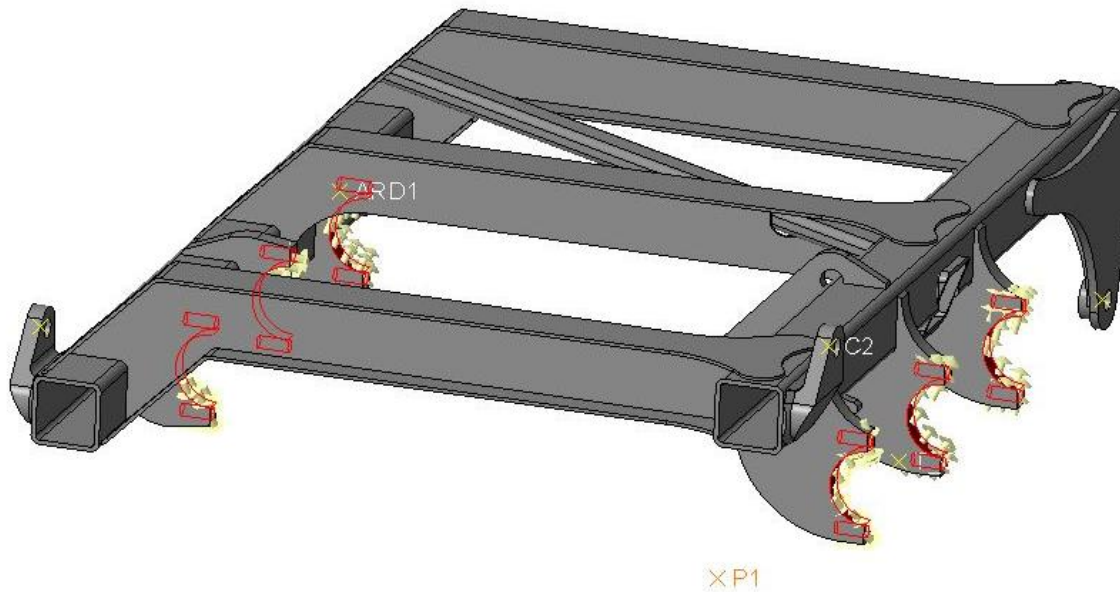


Obr. 63. Vazby zadních pěchů.

Nakonec jsou do modelu zaneseny silové účinky. Jedná se o zatížení vlastní tíhou – nastavuje se hodnotou zrychlení, zatížení orebními odpory a zatížení tíhou všech komponent, které nejsou vymodelovány, tj. orební tělesa, hydraulické prvky, boční clony, zavlačovací disky, prvky osvětlení atd. Síly do ok dlátových jednotek byly vypočteny v předchozí kapitole a jsou zanášeny do vnitřních ploch ok (Obr. 64).



Obr. 64. Zanášení sil od dlátových jednotek.



Obr. 65. Zanášení sil od poloviny diskové sekce.

Na Obr. 65 je boční levý boční rám diskové sekce. Bod P1 je výsledné působíště sil levé poloviny přední řady disků. V něm působí součet všech sil a momentů, které působí na disk a byly vypočteny v předchozí kapitole. Tyto silové účinky pak byly skrze tento bod zaneseny do ok bočního rámu způsobem "Total Load at Point". Stejným způsobem byly zaneseny i silové účinky od zadní řady disků. Nakonec byla do ok bočního rámu ještě zanesena tíha boční sekce, opět přes bod. Tento bod se nachází v místě těžiště diskové sekce, která je zobrazena na Obr. 50.

3.4 Simulace slupice diskové sekce, její verifikace analytickou metodou a porovnání s tenzometrickým měřením

V rámci této práce byla provedena pevnostní simulace slupice přední diskové sekce. Slupice je prostorově zakřivená a má konstantní průřez $b \times h = (25 \times 60)$ mm. V prostředí Creo Simulate byla simulační úloha nastavena tak, že konec slupice, který se montuje do čelistí nonstopu byl pevně ukotven (byl zakázán pohyb vrcholů elementů ve všech směrech). Do pomyslného středu ostří diskového orebního tělesa byly zaneseny silové účinky vypočtené v kap. 3.2. Pro výpočet analytickou metodou byl vybrán průřez slupice v její přímé části, ve vzdálenosti 25 mm od prvního ohybu slupice, aby se eliminoval vliv jak ohybu, tak ukotvení modelu slupice na velikost napětí v daném průřezu (viz Obr. 66 a Obr. 67). Hledáno bylo napětí v bodě verifikace_analyticky, který se nachází uprostřed delší strany průřezu. Je to místo, v němž při kroucení obdélníkového průřezu vzniká největší smykové napětí. Analytický model uvažuje slupici jako tenký prut, který je namáhán kombinací ohybového a krouticího momentu. Smysl silových účinků byl zvolen podle konvence z Obr. 47 (tj. osa x – směru pojezdu, y – doleva, z – vzhůru). Rovina průřezu je rovnoběžná s rovinou y-z. Momentové silové účinky ve zkoumaném průřezu byly vypočteny ze silových účinků ve středu ostří. Střed průřezu se nachází oproti základnímu souř. systému v bodě:

$$O = [\Delta x, \Delta y, \Delta z] = [243,96; 129,10; 347,65] [\text{mm}]$$

Potom jsou momenty ve zkoumaném průřezu:

$$\begin{aligned} M_{xO} &= M_x + F_y \Delta z - F_z \Delta y = 386\,050 + 1765 \cdot 347,65 - 1142 \cdot 129,10 \\ &= 852\,330 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

$$M_{yO} = M_y - F_x \Delta z + F_z \Delta x \text{ (pro další výpočty jej nepotřebujeme znát)}$$

$$M_{zO} = F_x \Delta y - F_y \Delta x = -1471 \cdot 129,10 - 1765 \cdot 243,96 = -620\,543 \text{ [Nmm]}$$

Smykové napětí ve zkoumaném bodě:

$$\tau_k = \frac{M_{xO}}{\alpha h b^2} = \frac{852\,330}{0,2544 \cdot 60 \cdot 25^2} = 89,34 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

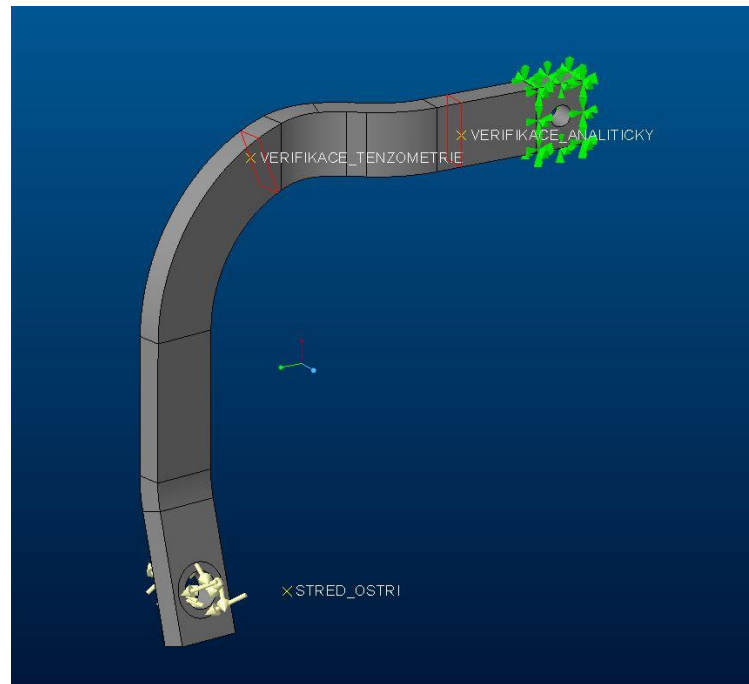
kde $\alpha = 0,2544$ je výpočtový součinitel pro krut obdélníkového průřezu získaný interpolací z tabulkových hodnot [31].

Tahové (ohybové) napětí ve zkoumaném bodě:

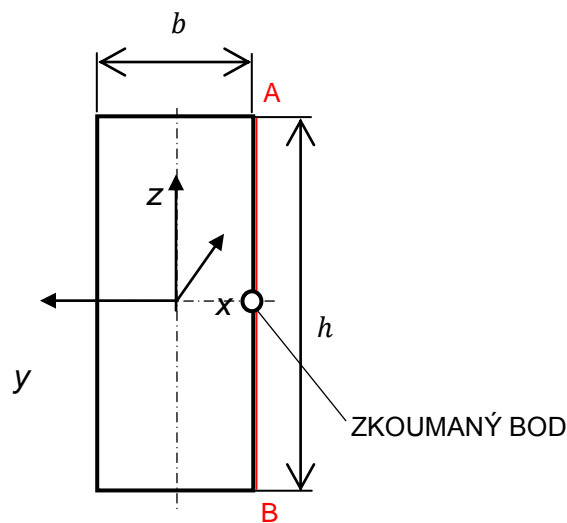
$$\sigma_o = -\frac{M_{zO}}{\frac{1}{6} h b^2} = -\frac{-620\,543}{\frac{1}{6} \cdot 60 \cdot 25^2} = 99,29 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

Redukované napětí dle energetické metody (H.M.H):

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{99,32^2 + 3 \cdot 89,37^2} = 183,86 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

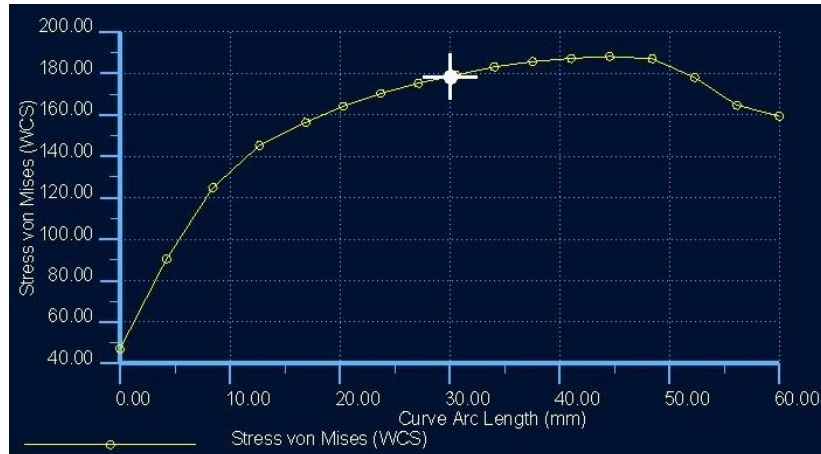


Obr. 66. Průřezy pro ověření.

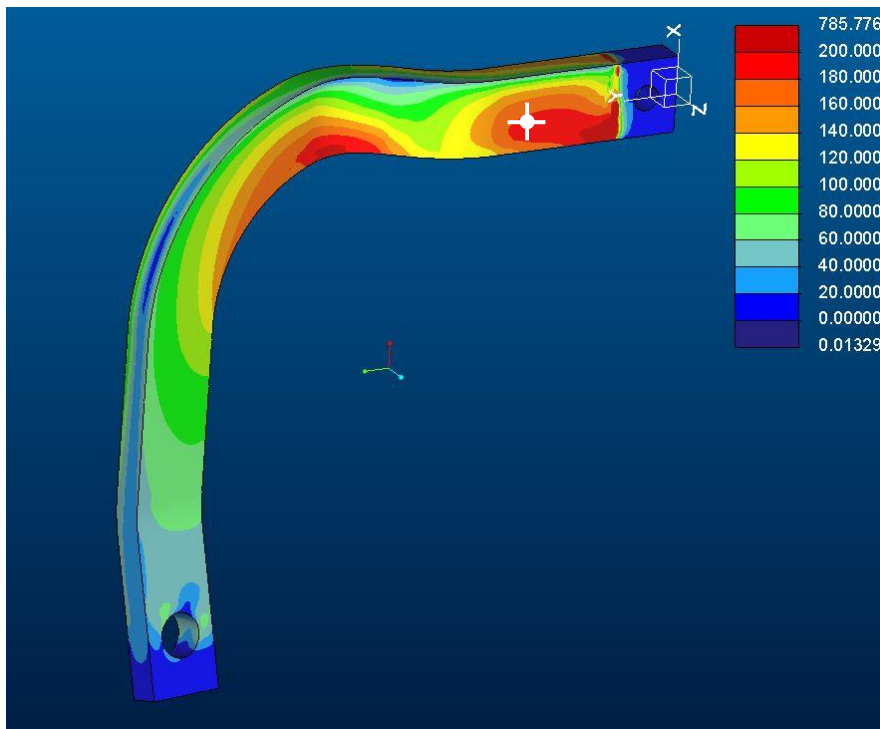


Obr. 67. Průřez slupice pro ověření analytickou metodou.

Simulace ukázala redukované napětí ve zkoumaném místě $179,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Oproti analytickému výpočtu je to odchylka 2,6 %. Průběh napětí po hraně průřezu A-B (na Obr. 67 znázorněna červenou barvou) je uveden na Obr. 68. Na Obr. 69 je vykresleno redukované napětí na povrchu slupice v rozsahu $0 - 200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. (Pozn. "Stress von Misses", Missesovo napětí, je anglické označení pro redukované napětí podle energetické metody H.M.H.)

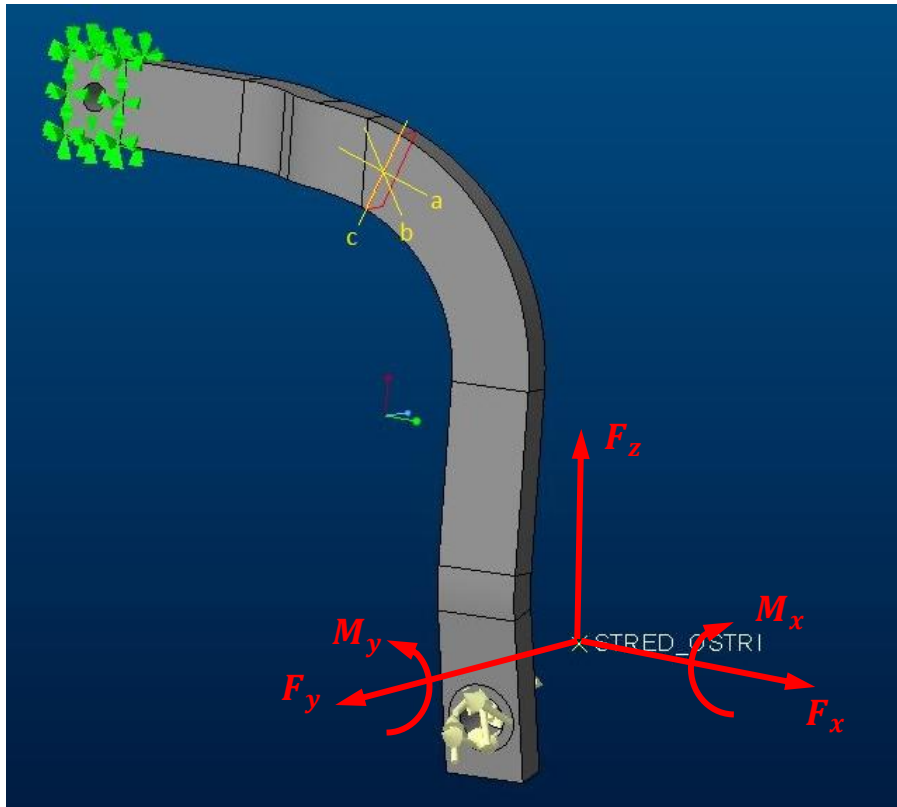


Obr. 68. Průběh redukovaného napětí podél hrany A-B s vyznačením kontrolního bodu [N · mm⁻²].



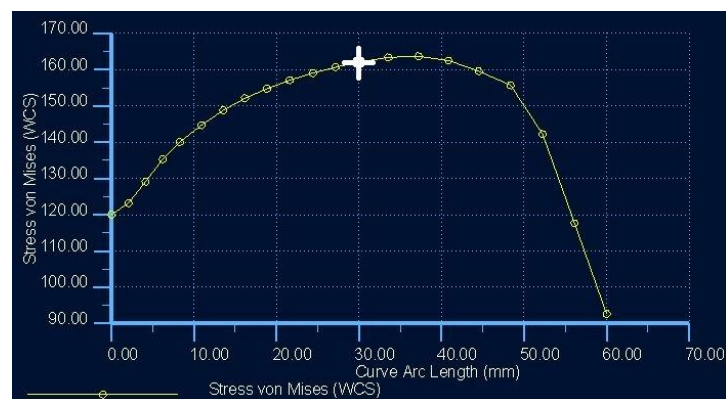
Obr. 69. Redukované napětí ve slupici [N · mm⁻²] s vyznačením kontrolního bodu.

Na skutečné slupici bylo provedeno tenzometrické měření. Tříosá tenzometrická růžice byla nalepena v místě, které je na Obr. 66 označeno bodem verifikace_tenzometrie, tj. na vnější straně slupice v místě 15 mm vzdáleném od konce prvního ohybu slupice v ose průřezu slupicí. Orientaci mřížek tenzometru ukazuje Obr. 70; je zde vyznačen kolmý řez profilem slupice – mřížky jsou záměrně orientovány podle něj. Osa mřížky c se nachází na hraně vyznačeného řezu slupicí. Jsou zde vyznačeny také silové účinky, které teoreticky působí v pomyslném středu ostří disku. Na rozdíl od Obr. 47 zde šipky uvádějí skutečný směr silových účinků.



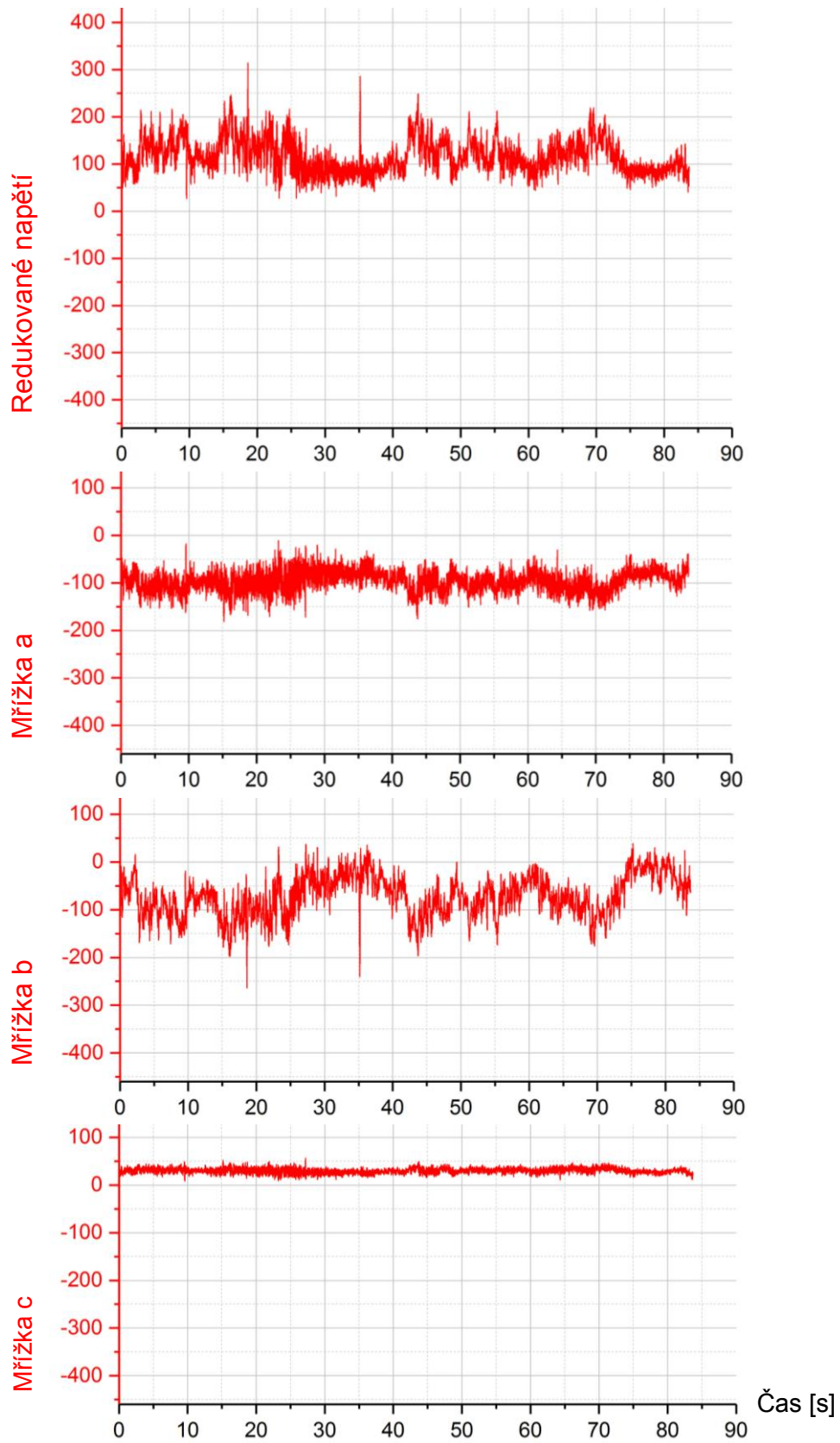
Obr. 70. Tenzometrické měření slupice, umístění a orientace růžice.

Na Obr. 71 je vypočtený průběh redukovaného napětí po hraně řezu slupicí, jedná se o hranu, na které se nachází osa mřížky tenzometru c. Výsledek simulace ukázal v místě tenzometru redukované napětí $162 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Obr. 71. Redukované napětí na hraně řezu slupicí s vyznačením hodnoty v místě tenzometru [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].

Obr. 72 ukazuje průběhy naměřených napětí při maximální pracovní hloubce talíře a rychlosti 10 km/h, a to napětí redukovaného (H.M.H) a tahová napětí na jednotlivých mřížkách tenzometru. Když se zaměříme na Obr. 70, a uvážíme velikosti sil F_x , F_y , a F_z , u nichž předpokládáme velikosti okolo 1,5, 1,8 a 1,1 kN, tak bychom na mřížce a tenzometru očekávali tlakové napětí (ohýbání slupice).



Obr. 72. Tenzometrické měření slupice, časový průběh napětí $\cdot \text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$

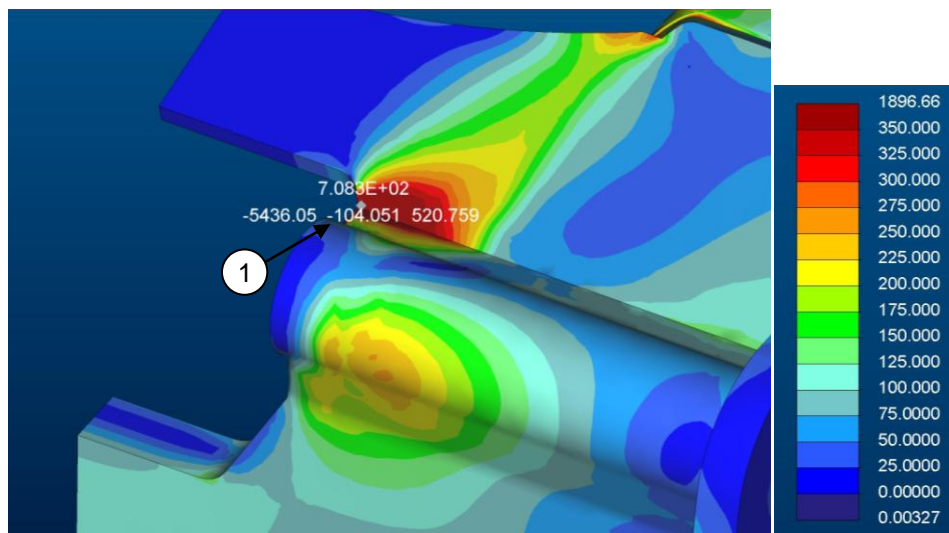
To se také potvrzuje (záporné znaménko), průměrné napětí je zde $-97,45 \text{ Nmm}^{-2}$. U mřížky *c* je zase možné očekávat jen malé napětí, těžko odhadnutelného směru, neboť by neměla reagovat na ohybová napětí a ani se nenachází ve směru, ve kterém by měřila hlavní napětí při kroucení profilu. Na kroucení profilu reaguje mřížka *b* (je umístěná pod úhlem 45° vzhledem ke střednici profilu slupice) a lze očekávat, že vzhledem k velkému ramenu síly F_y a velkému momentu M_x bude krut hrát podstatnou roli. Vzhledem ke smyslu kroucení konzoly by mělo být napětí na mřížce *b* tlakové, což potvrzuje graf. Všimněme si jedné zajímavosti při pohledu na průběh napětí na mřížce *b*. Tvar jeho průběhu poněkud kopíruje napětí na mřížce *a*. To je vcelku logické, disk nepracuje v ideálně rovinném terénu, jeho skutečná pracovní hloubka se mění, v půdě se mohou střídat více či méně utužená místa, zkrátka mění se půdní odpor. Na průběhu napětí mřížky *b* jsou však dva výrazné zuby směrem do záporných hodnot, což svědčí vypovídá o krátkodobém výraznějším kroucení slupice ve směru síly F_y . Nabízí se jednoduché vysvětlení. Pokud disk najede na pevnou překážku (kámen) svým ostřím, tak díky jištění nonstopem se nadzvedne a přes překážku převalí. Disk má však vzhledem ke směru pojezdu úhel nastavení α a tak se může stát, že se disk opře o větší překážku svým čelem. Disk se valí, tahová síla se díky poměrně malému úhlu α výrazně nezvyšuje, nezvyšuje se ani svislá síla, tudíž nonstop nereaguje. Zato funguje princip nakloněné roviny a boční síla na disk roste výrazně a slupice se kroutí do boku.

Průměrné redukované napětí během měřeného časového úseku bylo **$117,2 \text{ Nmm}^{-2}$** . To představuje 72 % hodnoty získané simulací s modelovým zatížením. Modelové zatížení vychází z tahové síly na jeden talíř, která vychází z empirických poznatků v lit. [8] a představuje spíše pesimistický odhad. Jelikož se vlastnosti půdy do značné míry mění (i dvojnásobně), mění se jak velikosti a vzájemné poměry velikostí sil F_x , F_y , a F_z . Je rozhodně správně, že naměřené napětí vyšlo s rezervou menší, než teoreticky vypočtené.

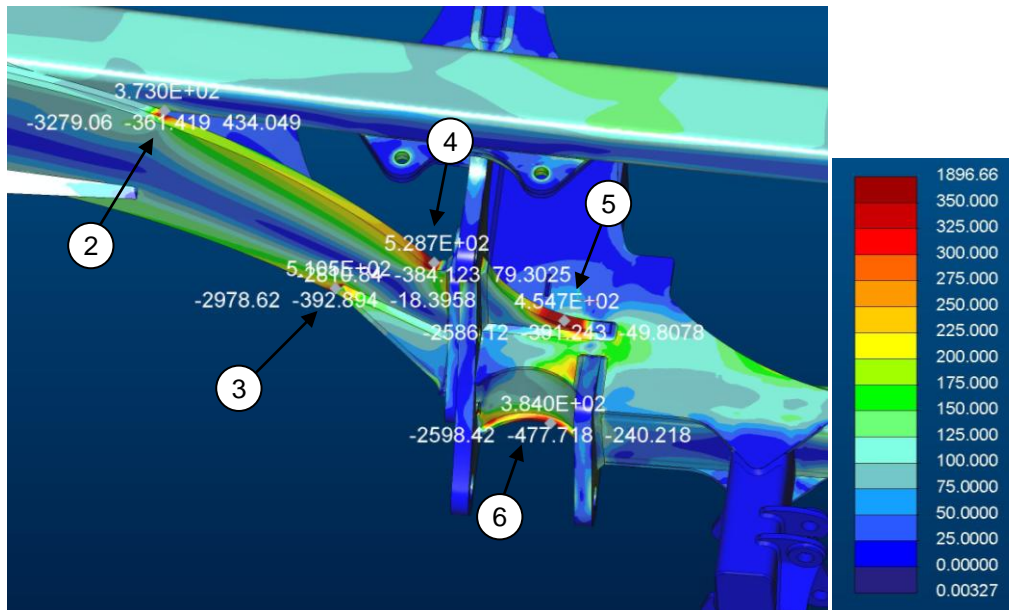
4. Výsledky pevnostní simulace a návrh konstrukčních úprav středového rámu

4.1 Místa s nebezpečným napětím

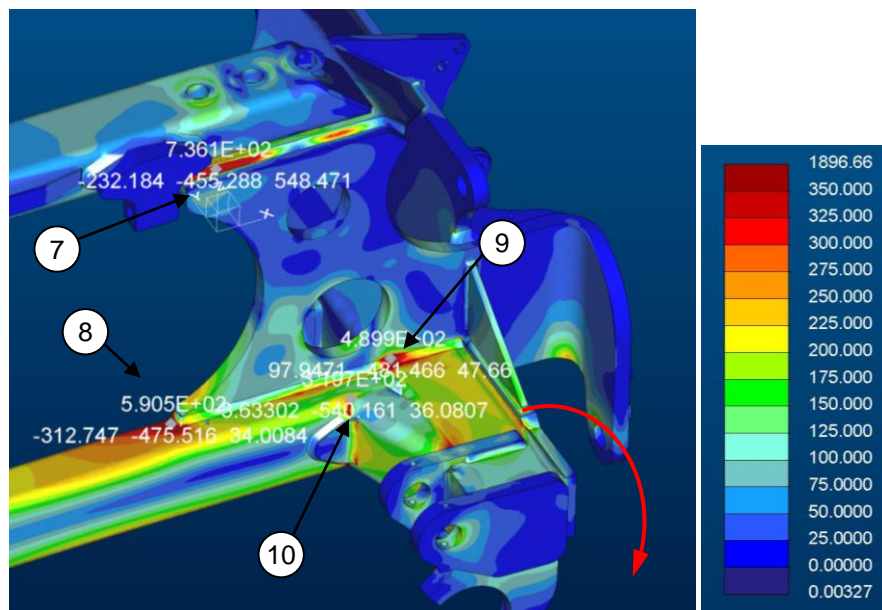
Na základě pevnostní simulace byla nalezena místa s nebezpečně vysokým napětím. Většina součástí středového rámu je vyrobena z materiálu S355J0 s mezí kluzu dle konkrétního polotovaru přibližně $350 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tomu je i uzpůsobena barevná stupnice na Obr. 73 až Obr. 78 s rozsahem $0 - 350 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Tento materiál je uvažován jako základní. V exponovaných místech, kde se použití tohoto materiálu nebude jevit jako vhodné ani po případných konstrukčních úpravách, bude na základě výsledků simulace doporučeno použití materiálů s vyšší mezí kluzu podle Tab. 7. Za nebezpečná místa jsou považována taková, v nichž redukované napětí překročilo hodnotu napětí $350 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, nebezpečná místa jsou na obrázcích označena čísly. Další grafické výstupy jsou uvedeny v přílohách 1 – 4 této zprávy.



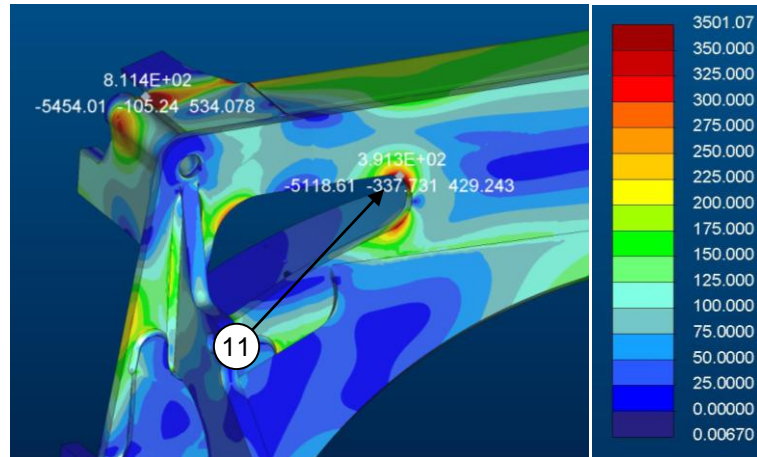
Obr. 73. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



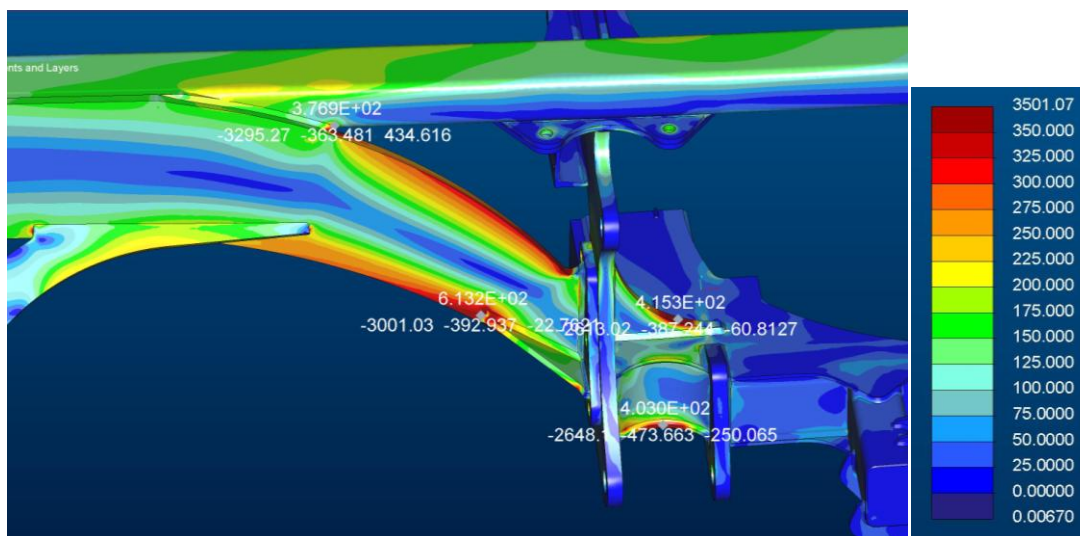
Obr. 74. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



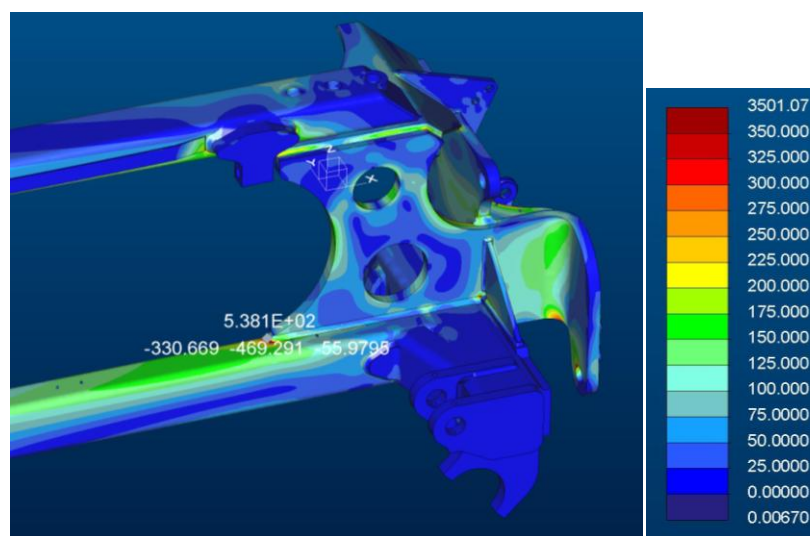
Obr. 75. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 76. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 77. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 78. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].

4.2 Popis jednotlivých míst s nebezpečným napětím, návrh konstrukčních úprav a volba vhodného materiálu

Místo 1

Místo 1 je namáháno jak v transportu tak při práci. Jedná se o konstrukční uzel, do něhož působí síla v hydraulického válce oje. Napětí při práci zde přesahuje $800 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Navržené úpravy: zvětšit tloušťku stěny trubky; zvětšit tloušťku plechové výztuhy; na výztuhu použít materiál s mezí kluzu 450 nebo i 700 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Místo 2

V místě 2 je nebezpečného napětí ($380 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$) dosaženo na konci svaru bočnice s jeklem. Navržené úpravy: změnit tvar bočnice v místě 2; místo koutového svaru v místě 2 použít svary v otvorech v bočnici.

Místa 3 – 6

Uzel na Obr. 74 přenáší značné ohybové namáhání způsobené jak tíhou stroje, tak svislou složkou orebního odporu dlátové sekce. Navržené úpravy: změnit tvar bočnice; použít materiál s mezí kluzu 450 nebo 700 $\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Místo 7

Náprava vnáší do závěsu v zasní části rámu značný krouticí moment ve směru šipky na Obr. 75 a způsobuje, že se koutový svar v místě 7 rozevírá. Navržené úpravy: z druhé strany svaru přivařit rohové výztuhy; použít oboustranný koutový svar.

Místo 8

Místo 8 je nejvíce při transportu, nachází se na horní, tažené straně jeklu, který je namáhán zejména ohybovým momentem. Jekl není možné vyztužit z vnitřní strany rámu, neboť se v jeho těsné blízkosti pohybuje nonstop dláta. Navržené úpravy: vyztužit jekl výztuhou na jeho horní straně.

Místa 9 a 10

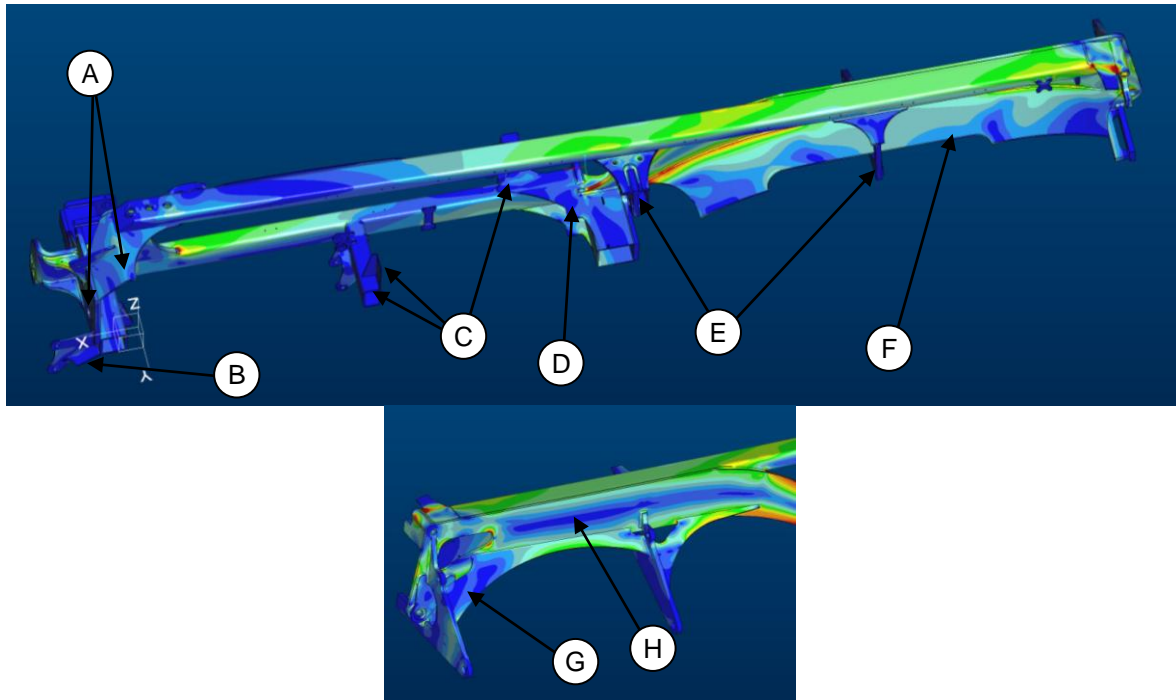
Místa se nachází v oblasti jakési kapsy, která je tvořena příčným jeklem a výztuhou z naohýbaného plechu. Má za úkol přenášet krouticí moment od nápravy při transportu. Navržené úpravy: zesílit kapsu takovým způsobem, aby měla vyšší únosnost v krutu.

Místo 11

Navržené úpravy pro místa 3 – 6 uvažují bočnici vyrobenou z materiálu s mezí kluzu alespoň $450 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. V takovém případě by napětí v místě 11 okolo $390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ nepředstavovalo nebezpečí.

4.3 Návrh konstrukčních úprav vedoucích k odlehčení středového rámu

Simulace ukázala, že na středovém rámu je mnoho míst s málo využitým materiálem. V těchto místech byly navrženy úpravy vedoucí k odlehčení konstrukce.



Obr. 79. Místa s málo využitým materiálem.

Místo A

Místo A tvoří zadní přepážka a horní plech nad touto přepážkou. Navržené úpravy: vytvořit odlehčovací otvory.

Místo B

Jedná se o závěs zadní dlátové jednotky tvořený dvěma oky a výztuhou uprostřed. Navržené úpravy: vytvořit odlehčovací otvory v okách; zmenšit výztuhu.

Místo C

Místo C tvoří příčný jekl nesoucí dvě dlátové jednotky a držák vzduchojemu. Jekl se stejným průřezem je použit i k nesení dlátové jednotky na vnější straně rámu. Navržené úpravy: snížit tloušťku jeklů z 8 na 6 mm; odlehčit držák vzduchojemu.

Místo D

Navržené úpravy: výztuhy více vykrojit a vytvořit v nich odlehčovací otvory.

Místo E

Jedná se o dvě vnitřní přepážky rámu. Navržené úpravy: zvětšit odlehčovací otvory v přepážkách.

Místo F

Jedná se o robustní plechový díl spojující bočnice středového rámu. Navržené úpravy: více odlehčit ve střední části.

Místo G

Navržené úpravy: zmenšit šířku boční výztuhy.

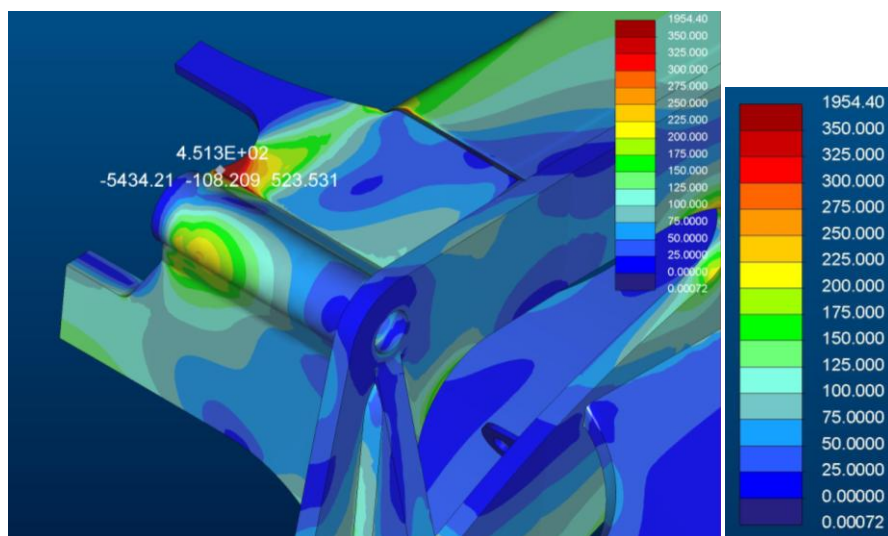
Místo H

Jedná se o část bočnice, která na rozdíl od její zadní části není příliš namáhána. Navržené úpravy: vytvořit odlehčovací otvory.

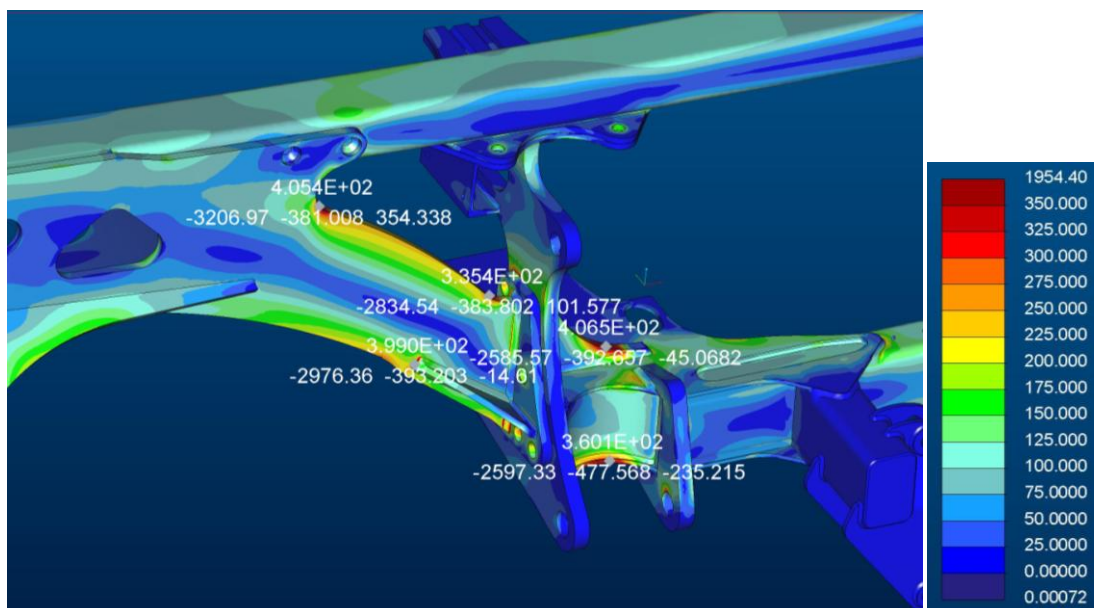
5. Výsledky simulace konstrukčních úprav a jejich zhodnocení

5.1 Výsledky simulací modifikovaného rámu

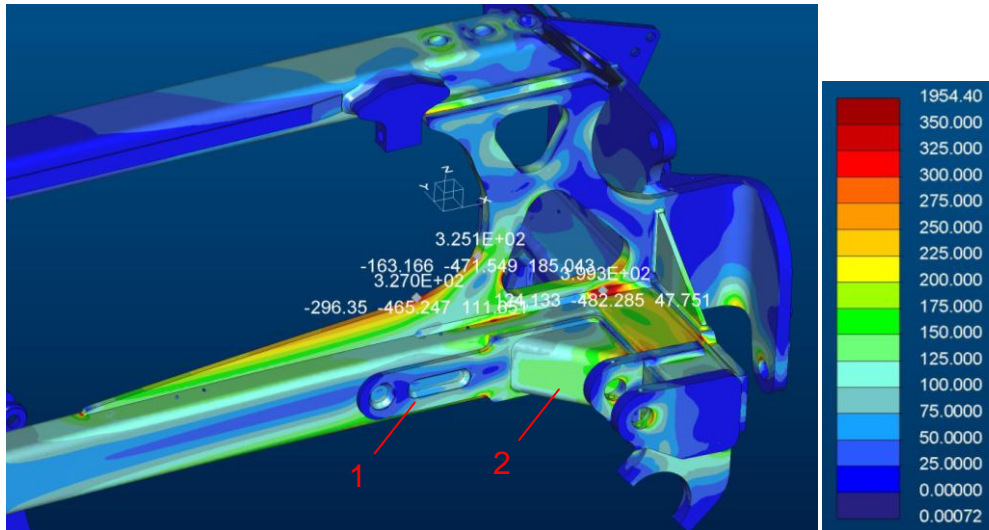
Na základě výsledků předchozích simulací byly na středovém rámu učiněny konstrukční úpravy, které mají zaručit dostatečnou pevnost v exponovaných místech a zároveň snížit hmotnost rámu. Hmotnost modifikovaného rámu je nižší o **154 kg** v porovnání s původním. Při celkové hmotnosti středového rámu včetně spojovacího materiálu, čepů apod. 2115 kg se jedná o úsporu 7,3%. Grafické výstupy s vyznačenými hodnotami redukovaného napětí ve významných bodech uvádí Obr. 80 až Obr. 87. Pohledy jsou zde orientovány na stejné části rámu jako je tomu na Obr. 73 až Obr. 78.



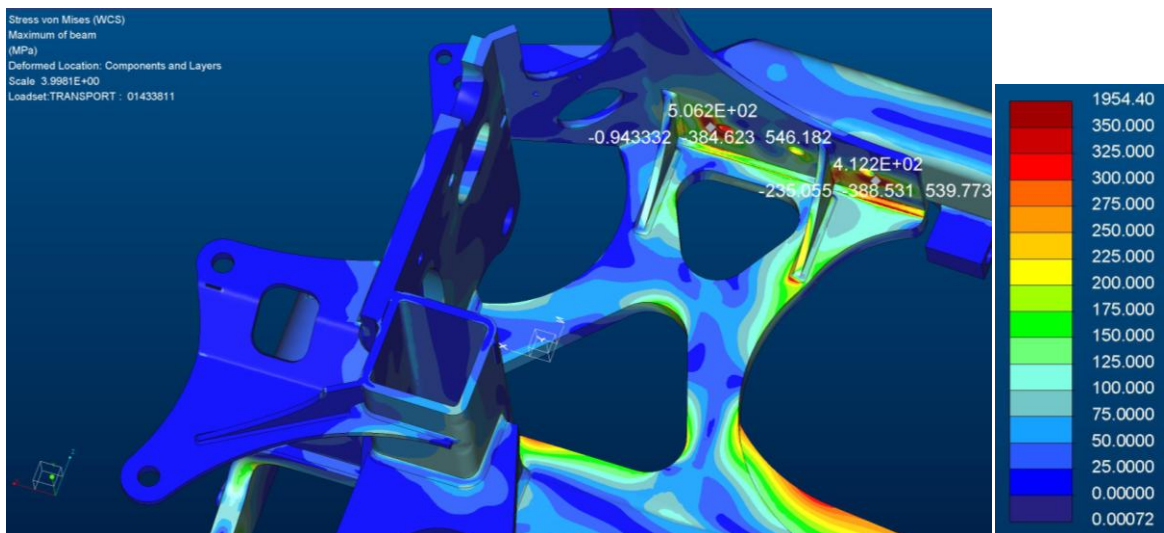
Obr. 80. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



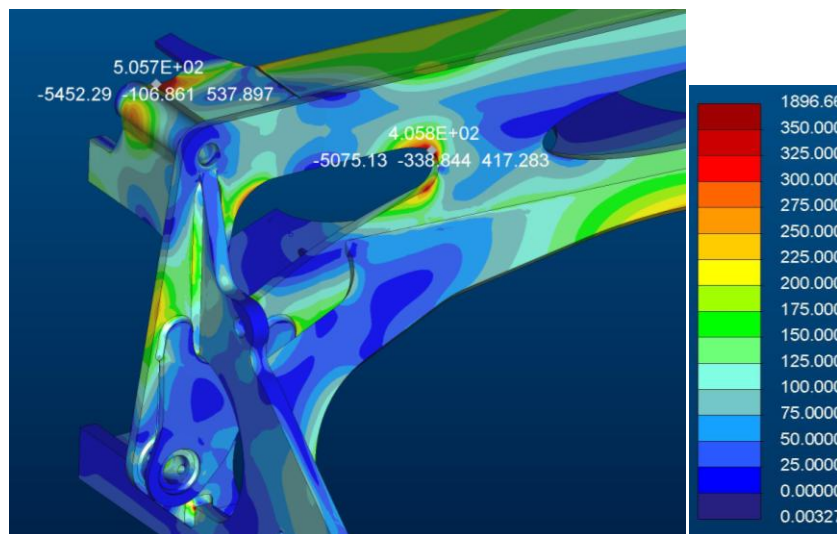
Obr. 81. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



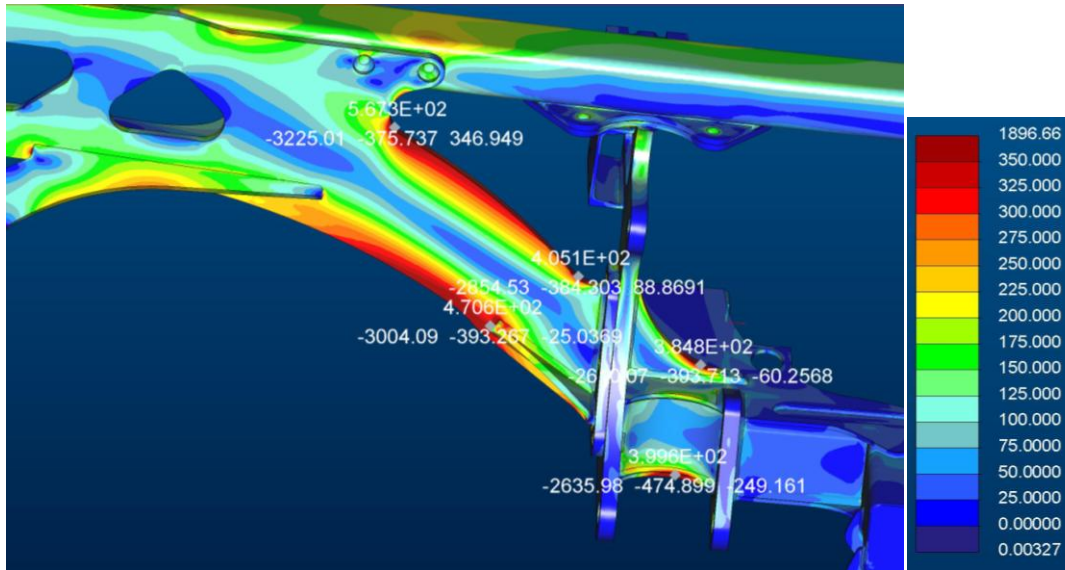
Obr. 82. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



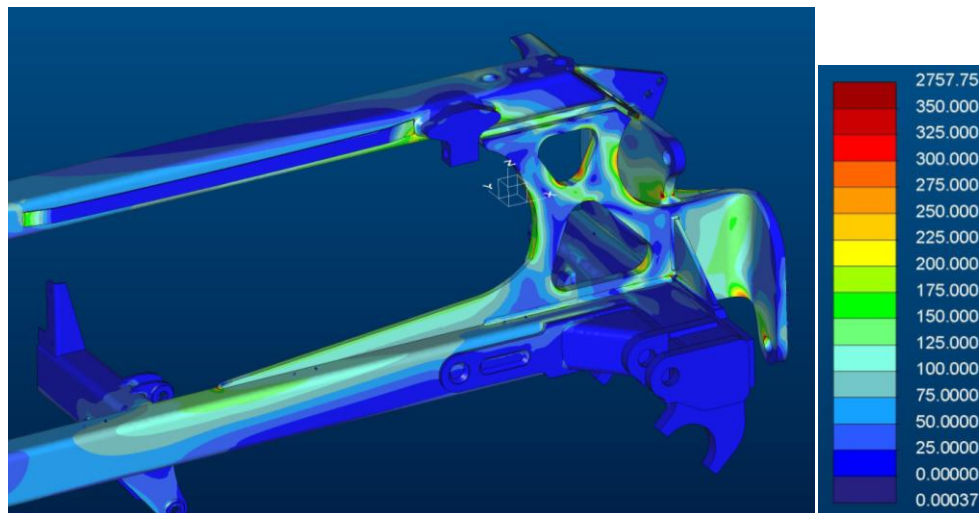
Obr. 83. Transport, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



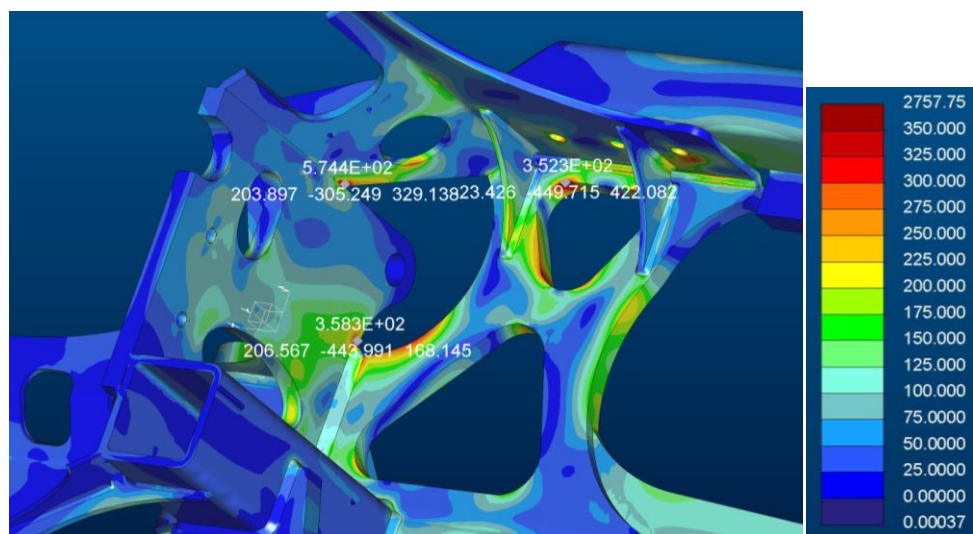
Obr. 84. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 85. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 86. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].



Obr. 87. Práce, redukované napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$].

5.2 Zhodnocení konstrukčních úprav uzlů s nebezpečným napětím

V rámci konstrukčních úprav byly voleny i vhodné materiály pro výrobu jednotlivých součástí. Není-li uvedeno jinak, výchozí materiál součástí je volen v jakosti S355J0. Na více namáhané plechové díly bylo navrženo použití svařitelných ocelí vyšších pevností. Nejsou zde uvedena konkrétní označení materiálů dle norem nebo výrobců, pouze orientační hodnoty meze kluzu. Konkrétní materiál pak lze vybrat z přehledu v Tab. 7.

Místo 1

Byla zesílena tloušťka stěny trubky, která tvoří pouzdro čepu hydraulického válce oje (viz Obr. 80 a Obr. 84). Průměr trubky se zvýšil z 60 na 65 mm. U vrchní výztuhy byla zvětšena tloušťka z 10 na 15 mm. Zároveň se změnil její tvar, aby došlo k odlehčení místa s největším napětím. Šířka výztuhy ve středové rovině rámu se zmenšila, neboť v tomto místě není více materiálu potřeba. Špičkové redukované napětí se v nebezpečném místě snížilo na $400 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ v transportu, resp. $500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ při práci. Byl zvolen materiál výztuhy s mezí kluzu $700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Místa 2 – 6

Byl změněn tvar bočnice a způsob jejího přivaření k vrchnímu jeklu. V místě 2 původního rámu, kde hrozil vznik trhliny na konci svaru je nyní výztuha prodloužena a vybavena otvory pro koutové svary (viz Obr. 81 a Obr. 85). Pro bočnici byl navržen materiál s mezí kluzu $700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Místo 7

Z Obr. 83 je patrné, že volba rohových výztuh byla správná, napětí ve svaru horní desky (nebezpečné místo 7) kleslo asi na třetinu. Nicméně, v okolí šroubových spojů dosahuje napětí hodnoty $500 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, takže bude zapotřebí volit plech s mezí kluzu $700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Na Obr. 87 je pohled na zadní část rámu z opačné strany. Napětí poblíž konce svaru vrchního plechu s přepážkou přesahuje $570 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Pro plech vrchní plech se tedy ukazuje volba materiálu s mezí kluzu $700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ jako správná.

Místo 8

Na vrchní stranu jeklu bylo navrženo přivařit výztuhu z plechu tl. 15 mm, což značně snížilo ohybové namáhání jeklu (viz Obr. 82).

Místa 9 a 10

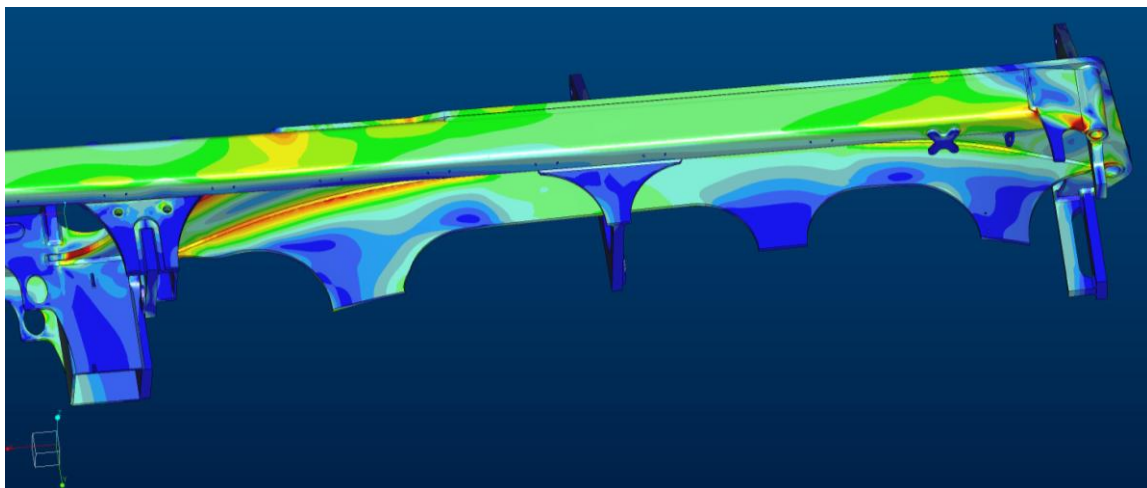
Původní plechová kapsa byla odstraněna. Na její místo bylo navrženo přivařit výztuhu z plechu tl. 12 mm (Obr. 82, poz. 1) a rohovou výztuhu vyříznutou z dutého profilu tl. 12,5 mm (Obr. 82, poz. 2). Tím se docílilo zvýšení pevnosti kapsy v krutu.

Místo 11

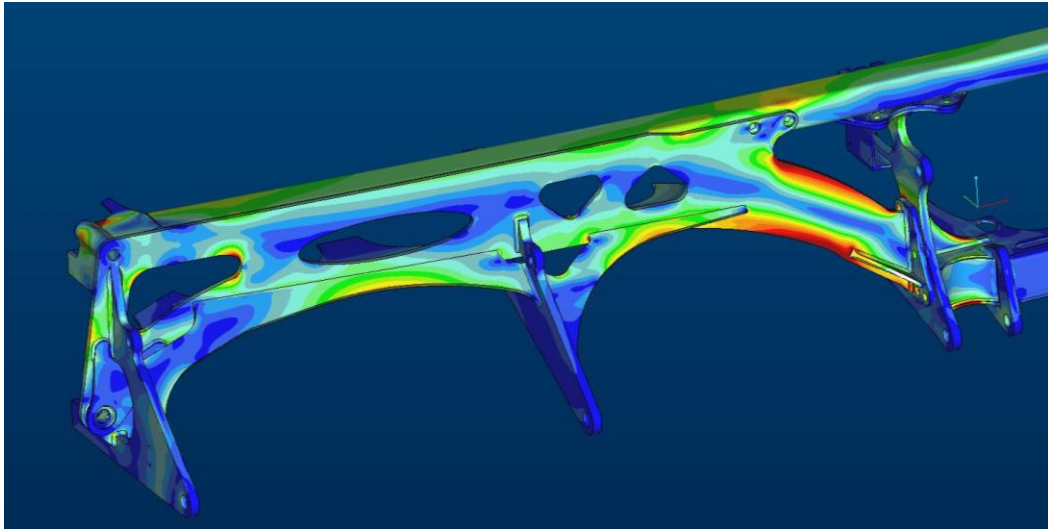
Vlivem odlehčení bočnice se napětí v místě 11 zvýšilo na hodnotu asi $406 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Jelikož je pro bočnici navržen materiál s mezí kluzu $700 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, nepředstavuje napětí v místě 11 nebezpečí.

5.3 Přehled konstrukčních úprav vedoucích ke snížení hmotnosti středového rámu

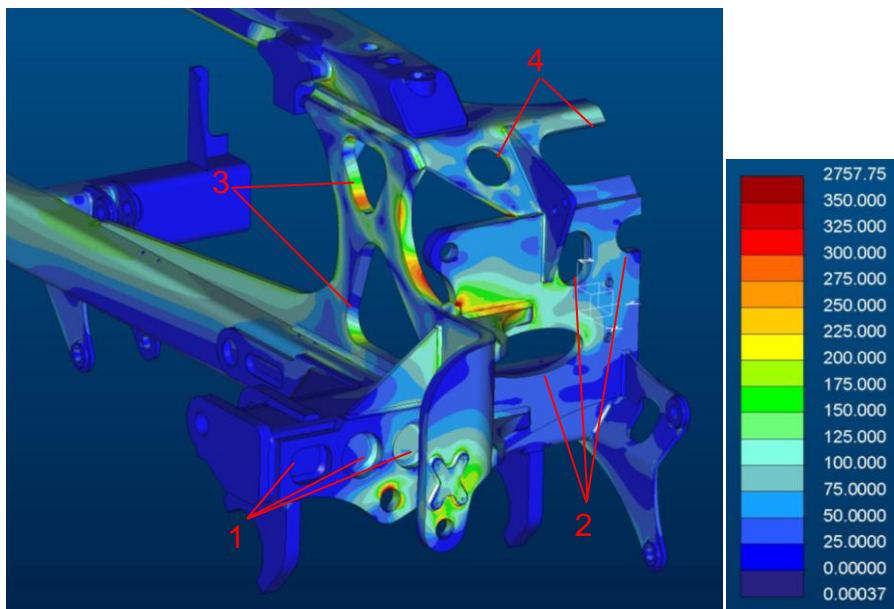
Za účelem odlehčení rámu byly realizovány úpravy navržené v kap. 4.3. Celková úspora hmotnosti na středovém rámu činí 154 kg. Největší vliv na snížení hmotnosti mělo odlehčení středového plechu (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**), dlehčení bočnice (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**) a odlehčení zadní přepážky (Obr. 90). Zobrazeno je napětí při práci stroje, barevná stupnice je pro všechny obrázky shodná a uvedena na Obr. 90. Na Obr. 90 jsou kromě odlehčení zadní přepážky (poz. 1 a 2) vyznačena také odlehčení zadní vzpěry (poz. 3) a vrchního plechu (poz. 4.).



Obr. 88. Odlehčení středového plechu.



Obr. 89. Odlehčení bočnice.



Obr. 90. Odlehčení zadní přepážky.

6. Závěr

V rámci této práce byla zpracována rešerše z oblasti konstrukce současných zemědělských strojů pro zpracování půdy. Byly popsány jednotlivé postupy zpracování půdy a principy funkce různých typů strojů (pluhů, kypřičů, válců, pěchů, bran a smyků). Rešerše se zaměřuje také na požadavky na konstrukci zemědělských strojů s ohledem na přepravu po pozemních komunikacích. Byla ukázána některá uspořádání rámu strojů nesených, polonesených i nenesených. Práce také krátce pojednává o materiálech používaných na svařované konstrukce zemědělských strojů. Závěr rešeršní části se zabýval orebními odpory na třístranném klínu a diskovém orebním tělese. Pro disková tělesa byly na základě Siněokovi teorie odvozeny výpočtové vztahy, které lze využít při určování silových účinků půdy na diskové orební těleso.

V další části práce jsem se zabýval konstrukcí kombinovaného diskovo-dlátového pluhu Terraland DO 6500 výrobce Bednar FMT. Cílem této práce bylo provést pevnostní simulaci středového rámu uvedeného stroje a navrhnout konstrukční úpravy, které by vedly k úspoře hmotnosti. Zároveň bylo třeba provést pevnostní kontrolu rámu, což představovalo najít na rámu místa s nebezpečně vysokým napětím a navrhnout potřebná konstrukční opatření. Zabýval jsem se tedy stanovením okrajových podmínek pro pevnostní simulaci metodou konečných prvků. Na základě výsledků tenzometrických měření byly stanoveny dva režimy zatížení stroje. První režim simuloval trojnásobné přetížení při jízdě stroje po nerovném terénu. Druhý režim simuloval práci stroje. Pro pracovní režim musely být na základě různých především empirických poznatků odhadnuty velikosti orebních odporů, konkrétně jejich maximální hodnota, která by v praxi mohla nastat. Zároveň byl stroj při práci zatížen přetížením 1,5 g, aby se simulovala práce v nedokonalé rovném terénu. Tvorba simulačního modelu probíhala v prostředí Creo Simulate společnosti PTC. To spočívalo v modelování funkčních svarových spojů, otočných spojů, táhel a šroubových spojů a následném převedení modelu na výpočetní síť. Následně byly do modelu zaneseny všechny silové a deformační okrajové podmínky takovým způsobem, aby se docílilo co největší podoby s reálným strojem. Tato část práce obsahuje také podkapitulu o pevnostní simulaci slupice diskové jednotky metodou konečných prvků. Slupici můžeme s určitou malou nepřesností považovat za prostorově zakřivený tenký prut. Do slupice byly zaneseny silové účinky vypočtené podle předem odvozených vztahů a následně proběhl simulační výpočet. V kontrolním bodě bylo porovnáno napětí s výsledkem vypočteným analytickou metodou. Výsledné redukované napětí vypočtené analyticky se prakticky nelišilo od napětí vypočteného simulací. Dále bylo porovnáváno napětí ve slupici s hodnotami z tenzometrického měření při práci stroje. Průměrné naměřené redukované napětí dosáhlo 72 % napětí určeného z výsledků simulace.

Nakonec byly provedeny pevnostní simulace středového rámu. Podařilo se najít hned několik míst, ve kterých se je možné přistoupit k odlehčení rámu. Zároveň však bylo nalezeno několik míst s nebezpečně vysokým napětím. Následně byly prováděny konstrukční úpravy, které po sérii simulací daly vzniknout modifikované verzi středového rámu, která má dostatečnou pevnost ve všech exponovaných místech a přitom je lehčí než původní. Celková úspora hmotnosti na středovém rámu je 154 kg, což činí 7,3 % hmotnosti sestavy středového rámu.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KUMHÁLA František a kol. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [2] HŮLA Josef. Zpracování půdy přispívající k omezení povrchového odtoku vody a smyku zeminy. Česká zemědělská univerzita. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: http://www.istro.cz/soub/prednasky2015/3_hula.pdf
- [3] JÍRA Václav. Využití secích strojů pro přípravu půdy při pěstování obilnin. Diplomová práce. Jihočeská Univerzita V Českých Budějovicích, Zemědělská Fakulta 2014.
- [4] Zelená zpráva 2015. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://eagri.cz/public/web/mze/zemedelstvi/publikace-a-dokumenty/zelene-zpravy/zelena-zprava-2015.html>
- [5] Bednar FMT. Cesta k vyšším výnosům. Propagační materiál. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/upload/catalogs/cesta-k-vyssim-vynosum-qdyjx8nsc6.pdf>
- [6] AGROMEL. Nesené otočné pluhy Kverneland. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.agromel.cz/nesene-otocne-pluhy>
- [7] Bednar FMT. Novinky: Nová řada dlát LONG LIFE. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/aktuality/detail/2867/nova-rada-dlat-long-life>
- [8] FRIEDMANN a kol. Zemědělské stroje I, teorie a výpočet. V Praze: SZN 1973. ISBN 80-7157-511-9.
- [9] JV AGROTRADE. Talířové podmiítače AXR-H. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://jvagrotrade.cz/novatechnika/technika-dal-bo/talirove-podmitace/axr-h-2/>
- [10] Bednar FMT. Atlas AM. Prospekt. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/upload/products/prospects/atlas-5e8mx6032i.pdf>
- [11] SMS CZ. Hloubkový kypřič dlátový TALON MAX. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.smscz.cz/zemedelske-stroje/cz/produkty/hloubkove-kyprice/hloubkovy-kypric-dlatovy-talon-max/>
- [12] Bednar FMT. STRIEGEL-PRO PE. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/545/striegel-pro-pe>
- [13] Bednar FMT. ATLAS AM. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/557/atlas-am>
- [14] Bednar FMT. Novinky: Společnost Bednar představuje inovace stávajících strojů pro rok 2017. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/aktuality/detail/3274/spolecnost-bednar-predstavuje-inovace-stavajicich-stroju-pro-rok-2017>
- [15] Bednar FMT. Produktový katalog. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/upload/catalogs/produktovy-katalog-1q39wdfpsa.pdf>

- [16] Amazone. Certos TX. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://info.amazone.de/DisplayInfo.aspx?id=34393>
- [17] Köckerling. Rebell Classic. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: http://www.koeckerling.de/fileadmin/dateien/Prospekte_tg/Prospekte_DE/1112_Rebell_classic_DE.pdf
- [18] Lemken. Compact Disc Harrow Rubin 12. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: https://lemken.com/fileadmin/user_upload/Downloads/LEMKEN_aktuell/Brosch%C3%BCren/en/Rubin_12_en.pdf
- [19] ISO 730:2009 Agricultural wheeled tractors – Rear-mounted three-point linkage – Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4. 15 s. ICS 65.060.10.
- [20] Bednar FMT. Omega OO. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/125/omega-oo>
- [21] Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.
- [22] [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.horsch.com/cz/produkte/bodenbearbeitung/grubber/terrano/terrano-fx/>
- [23] Horsch. Terrano MT. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.horsch.com/cz/produkte/bodenbearbeitung/grubber/terrano/terrano-mt/>
- [24] Bednar FMT. Swifterdisc XE. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/185/swifterdisc-xe>
- [25] Kypříč K-720. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.honda-kerhart.cz/produkty-kombinator-k-720-detail-357>
- [26] KOŘÍNEK Robert. Mechanika hornin a zemin – podklady k přednáškám. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.geotechnici.cz/wp-content/uploads/2012/08/MHZ-06.pdf>
- [27] SKF Agri Hub [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: http://www.skf.com/binary/12-61647/SKF-Agri-Hub---10259_1-EN-2.pdf
- [28] Voestalpine. Alform M – Datový list. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <https://www.voestalpine.com/pro/DocumentServlet?versionId=54441>
- [29] Alforpower. Svařování ocelí s vyšší pevností. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.allforpower.cz/UserFiles/files/2009/svarovani%20oceli%20vys%20pevnosti.pdf>
- [30] Bednar FMT. Terraland DO. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: <http://www.bednar-machinery.com/cz/produkty/detail/389/terraland-do>
- [31] ŘASA Jaroslav, ŠVERCL Josef. Strojnické tabulky 1 pro školu i praxi. V Praze: Scientia 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [32] PTC Help Center. [online]. [cit. 2017-7-15]. Dostupný z: https://support.ptc.com/apps/help_center/help/



Seznam příloh

- 1 Transport stroje – původní rám: celý model
- 2 Transport stroje – původní rám: středový rám
- 3 Práce stroje – původní rám: celý model
- 4 Práce stroje – původní rám: středový rám
- 5 Transport stroje – modifikovaný rám
- 6 Práce stroje – modifikovaný rám
- 7 Rám střed DO 6500 (výkres)
- 8 Rám střed DO 6500 modifikovaný (výkres)
- 9 3D model původního středového rámu
- 10 3D model modifikovaného středového rámu

Seznam obrázků

Obr. 1. Přehled technologií zpracování půdy [1]	3
Obr. 2. Půdní profil a jeho funkce. [5].....	4
Obr. 3. Schéma radlice. [1]	5
Obr. 4. Převrácení skývy radličným pluhem. [1].....	6
Obr. 5. Orba radličným pluhem. [6]	6
Obr. 6. Práce dlátového orebního tělesa. [7]	6
Obr. 7. Trajektorie částic půdy na talířovém orebním tělese [8]	7
Obr. 8. Diskový podmítač. [10].....	7
Obr. 9. Zapravování posklizňových zbytků diskovým orebním tělesem. [11]	7
Obr. 10. Šípová radlička. [1].....	8
Obr. 11. Hloubkový dlátový kypřič nesené konstrukce Talon MAX (SMS CZ). [12] 9	
Obr. 12. Prutová brána. [13].....	9
Obr. 13. Lišta smyku. [8]	10
Obr. 14. Páskový smyk. [12]	10
Obr. 15. Válce. [1].....	11
Obr. 16. Prutový válec. [13].....	11
Obr. 17. Řezací válec. [14].....	11
Obr. 18. Kombinátor. [5].....	12
Obr. 19. Pasivní jištění radličky střížným kolíkem. [15]	12
Obr. 20. Jištění pryžovými válečky. [16].....	13
Obr. 21. Pružná slupice. [17].....	13
Obr. 22. Pružinový nonstop. [18].....	13
Obr. 23. Hydraulický nonstop.[19].....	13
Obr. 24. Schéma třibodového závěsu. [1].....	14
Obr. 25. Příklady tažných zařízení pro polonesené a nenesené stroje. [20]	15
Obr. 26. TERRANO FX. [22].....	16
Obr. 27. Terrano MT. [23]	17
Obr. 28. SWIFTERDISC XE při práci. [24].....	17
Obr. 29. SWIFTERDISC XE při transportu. [24].....	18
Obr. 30. Radličkový kypřič. [25]	18
Obr. 31. Úhly na třístranném klínu. [8]	19
Obr. 32. Rozvinutí třístranného klínu. [1]	19
Obr. 33. Vnikání vodorovného dvoustranného klínu do půdy. [3].....	20
Obr. 34. Práce vodorovného dvoustranného klínu. [8].....	20
Obr. 35. Silové působení půdy na vodorovný dvoustranný klín. [8]	21
Obr. 36. Rovnováha sil na vodorovném dvoustranném klínu – kyprá půda. [8] ...	22
Obr. 37. Rovnováha sil na vodorovném dvoustranném klínu – soudržná půda. [8]	22
Obr. 38. Práce šikmé desky v půdě. [8]	24
Obr. 39. Kinematické poměry při práci šikmé desky v půdě. [8].....	24

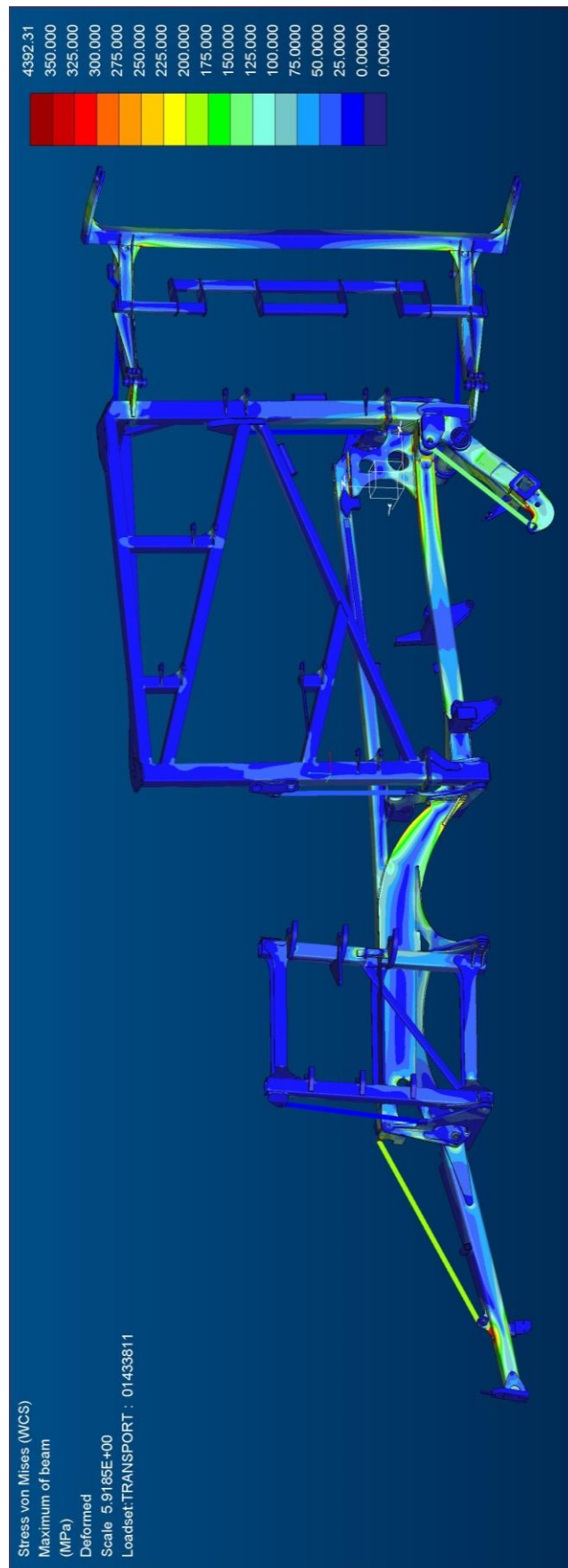
Obr. 40. Závislost smykové pevnosti půdy na normálovém napětí. [26]	26
Obr. 41. Talíř s ložiskem. [27]	26
Obr. 42. Úhly α a β na talířovém orebním tělese.	26
Obr. 43. Geometrie diskového orebního tělesa při $\beta=0^\circ$. [8]	28
Obr. 44. Silové účinky půdy na talíř podle Siněokova. [8]	29
Obr. 45. Síly působící na diskové těleso podle Clydeho. [8]	30
Obr. 46. Silové účinky půdy na disk s úhly α a β ,	31
Obr. 47. Silové účinky půdy na disk v geometrickém středu jeho ostří.	32
Obr. 48. Terraland DO 6500. [30]	36
Obr. 49. Středový rám s vyznačenou polohou tenzometru.	36
Obr. 50. Levá polovina diskové sekce s otočnými závěsy.	37
Obr. 51. Terraland DO 6500 v transportní poloze.	37
Obr. 52. Měření zatížení závěsu nápravy při transportu 25 km/h.....	38
Obr. 53. Srovnání zatížení bočního rámu při práci.....	39
Obr. 54. Model jisticího mechanismu diskové jednotky	41
Obr. 55. Dlátové jednotky.	43
Obr. 56. Schéma dlátové jednotky.	43
Obr. 57. Simulační model.....	46
Obr. 58. Sítování svarů.....	47
Obr. 59. Zavěšení bočního rámu diskové sekce	48
Obr. 60. Modelování šroubových spojů.....	49
Obr. 61. Model šroubového spoje vytvořený funkcí "Fastener". [32].....	49
Obr. 62. Vazby závěsu.....	50
Obr. 63. Vazby zadních pěchů.....	50
Obr. 64. Zanášení sil od dlátových jednotek.	51
Obr. 65. Zanášení sil od poloviny diskové sekce.	51
Obr. 66. Průřezy pro ověření.....	53
Obr. 67. Průřez slupice pro ověření analytickou metodou.	53
Obr. 68. Průběh redukovaného napětí podél hrany A-B s vyznačením kontrolního bodu $N \cdot \text{mm} - 2$	54
Obr. 69. Redukované napětí ve slupici $N \cdot \text{mm} - 2$ s vyznačením kontrolního bodu.	54
Obr. 70. Tenzometrické měření slupice, umístění a orientace růžice.	55
Obr. 71. Redukované napětí na hraně řezu slupic s vyznačením hodnoty v místě tenzometru $N \cdot \text{mm} - 2$	55
Obr. 72. Tenzometrické měření slupice, časový průběh napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	56
Obr. 73. Transport, redukované napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	58
Obr. 74. Transport, redukované napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	59
Obr. 75. Transport, redukované napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	59
Obr. 76. Práce, redukované napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	60
Obr. 77. Práce, redukované napětí $N \cdot \text{mm} - 2$	60

Obr. 78. Práce, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	60
Obr. 79. Místa s málo využitým materiálem.	62
Obr. 80. Transport, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	64
Obr. 81. Transport, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	64
Obr. 82. Transport, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	65
Obr. 83. Transport, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	65
Obr. 84. Práce, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	65
Obr. 85. Práce, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	66
Obr. 86. Práce, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	66
Obr. 87. Práce, redukované napětí $N \cdot mm - 2$	66
Obr. 88. Odlehčení středového plechu.	68
Obr. 89. Odlehčení bočnice.	69
Obr. 90. Odlehčení zadní přepážky.	69

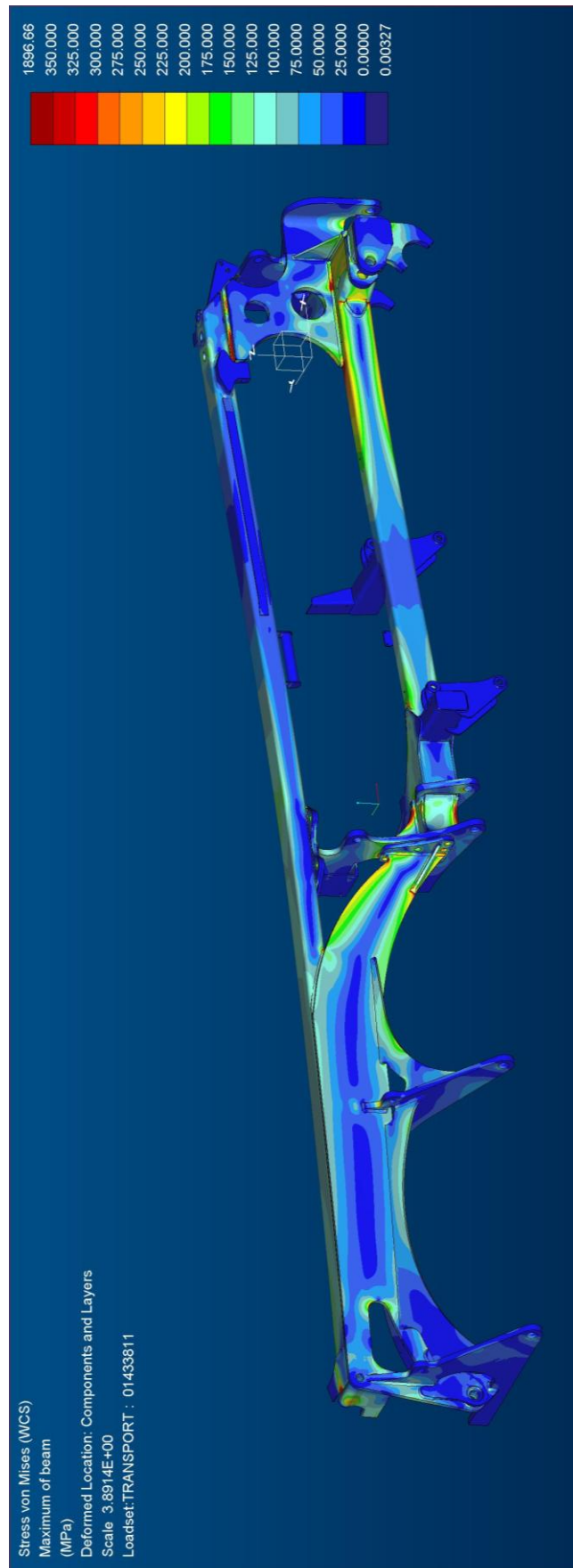
Seznam tabulek

Tab. 1. Parametry současných talířových strojů.....	8
Tab. 2. Součinitele tření vybraných druhů půdy. [8]	21
Tab. 3. Závislost součinitele tření jílovohlinité půdy na vlhkosti. [8].....	21
Tab. 4. Doporučené geometrické parametry talířových orebních těles	28
Tab. 5. Silové poměry na talířovém pracovním orgánu [8].....	30
Tab. 6. Výpočet sil působících na disk a jeho ložisko	33
Tab. 7. Materiály pro svařované konstrukce zemědělských strojů	34
Tab. 8. Simulační režimy.....	40
Tab. 9. Parametry diskové sekce	40
Tab. 10. Výpočet silových účinků na disk vztažených ke středu ostří	41

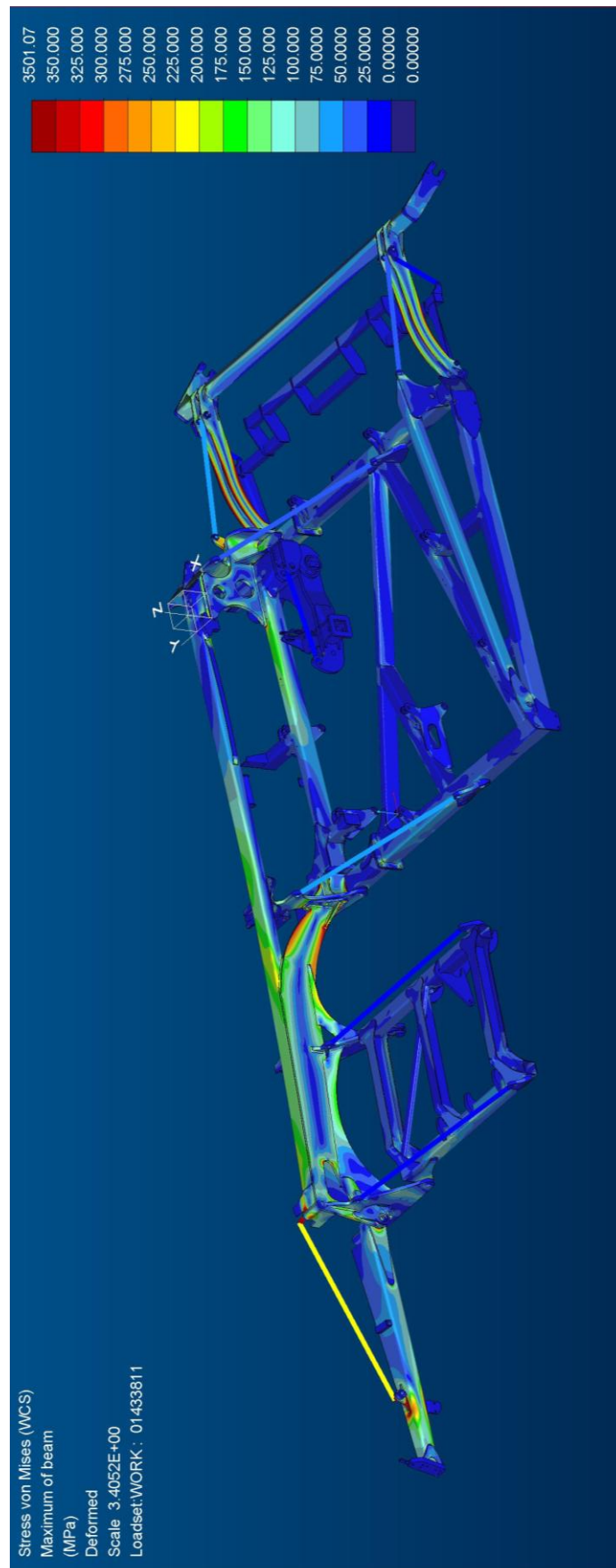
Příloha 1: Transport stroje – původní rám: celý model



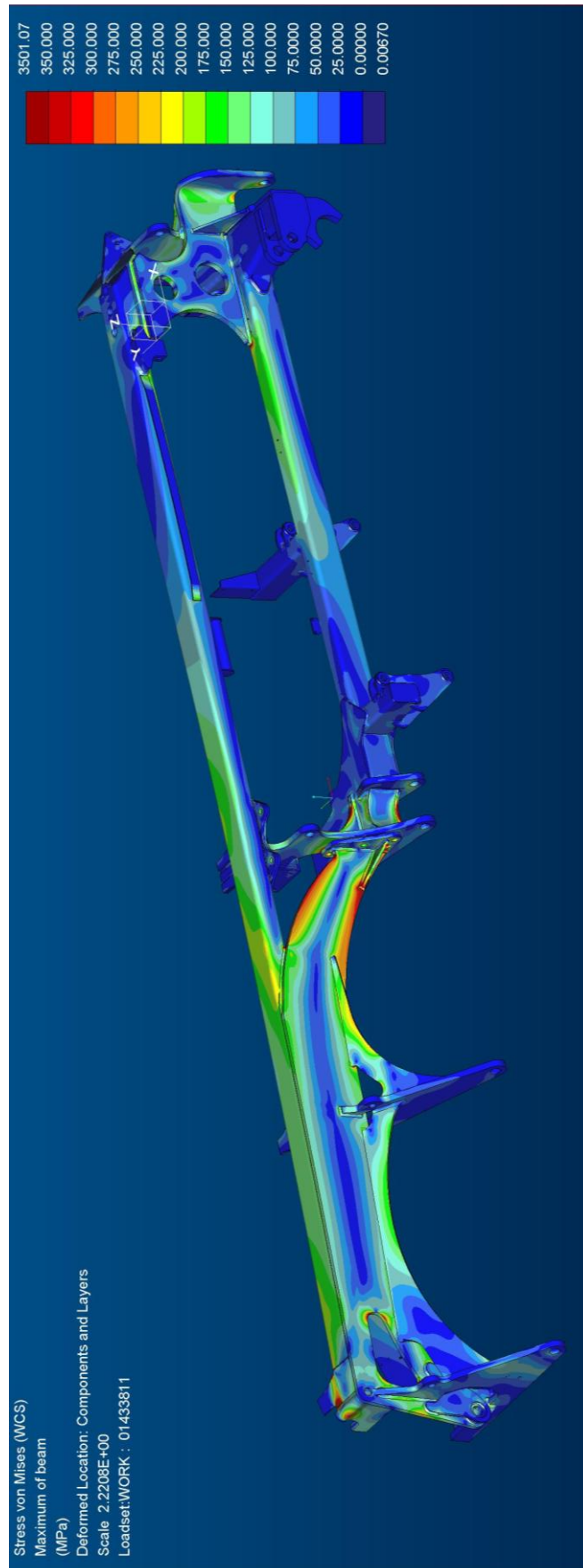
Příloha 2: Transport stroje – původní rám: středový rám



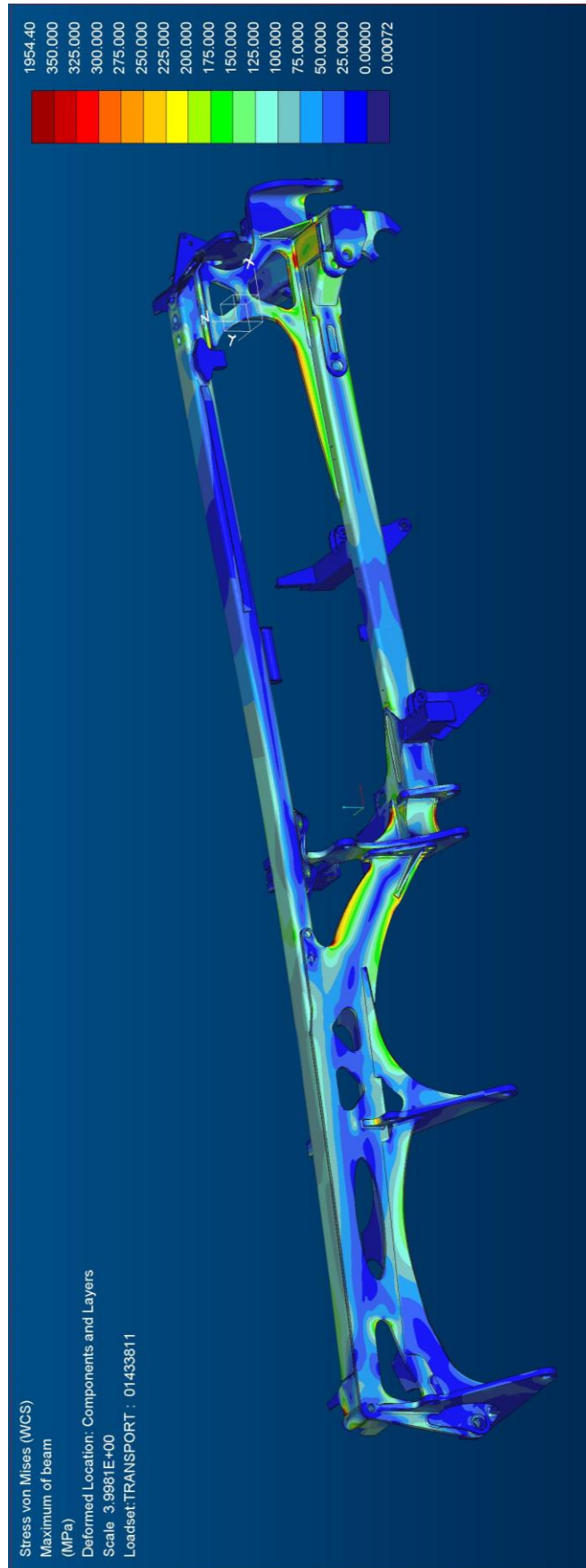
Příloha 3: Práce stroje – původní rám: celý model



Příloha 4: Práce stroje – původní rám: středový rám



Příloha 5: Transport stroje – modifikovaný středový rám



Příloha 6: Práce stroje – modifikovaný středový rám

