

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

RÁM PŘÍVĚSU VARIANT 350 PRO PŘEPRAVU KABELOVÝCH CÍVEK

TRAILER FRAME VARIANT 350 FOR TRANSPORT CABEL SPOOLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN WEINGÄRTNER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Weingärtner

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Rám pro přepravu Variant 350 pro přepravu kabelových cívek

v anglickém jazyce:

Trailer frame VARIANT 350 for transport cable spools

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte pevnostní kontrolu rámu pro přepravu Variant 350 pro přepravu kabelových cívek. Přívěs je připojen k hnacímu vozidlu pomocí závěsu a pohybuje se po silniční komunikaci i v terénu.

Technické parametry:

Maximální průměr cívky 2500 mm

Hmotnost užitková 3000 kg

Hmotnost celková 4500 kg

Počet náprav jedna náprava

Maximální přepravní rychlost přívěsu 80 km/h

Cíle diplomové práce:

Proveďte:

Rozbor zatížených stavů při přepravě kabelových cívek, stanovte hodnoty zatížených stavů, proveďte pevnostní analýzu rámu pomocí MKP, navrhněte případné úpravy pro optimální napínavé a deformační hodnoty.

Nakreslete:

Sestavu 3D modelu přívěsného vleku, výkres původního a upraveného rámu přívěsu, výkresy detailů upravených částí rámu.

Seznam odborné literatury:

JURÁŠEK, O.: Nosné konstrukce stavebních stroj , skripta VUT v Brn , 1986

PTÁ EK, P., KAPLÁNEK, A.: P eprava nákladu v silni ní doprav , CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2

KOLÁ , V. a kol: FEM Principy a praxe metody kone ných prvk , vyd. Computer Press, c 1997, Praha, ISBN 80-7226-021-9

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven asovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brn , dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píšť k, DrSc.
editel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
D kan fakulty

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá řešením rámu přívěsu Variant 350 pro přepravu kabelových cívek. Cílem této práce je provést dynamickou simulaci jízdy kabelového vleku po vytvořené trati a ve specifických místech této trati zjistit zátěžné stavy, které působí na konstrukci rámu. Dle těchto získaných stavů provést pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků, realizovat úpravu konstrukce a následně vytvořit výkresovou dokumentaci upravené konstrukce.

KLÍČOVÁ SLOVA

kabelový vlek, kabelový buben, kabelová cívka, automobilová nákladní doprava, rám přívěsu, dynamická simulace, doprava, metoda konečných prvků

ANNOTATION

This diploma thesis deals with the solution of the trailer frame Variant 350 for transport of cable reels. The aim of this work is to drive a dynamic simulation of a cable lift generated by the track and in specific places to find this track burdensome conditions that affect the design of the frame. According to these states gained strenght to control the finite element method, implement and then modify the design and then create construction drawings prepared.

KEYWORDS

cable lift, cable reel, cable spools, lorry transport, trailer frame, dynamic simulation (MBS), transport, finite element metod (FEM)

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

WEINGÄRTNER, J. *Rám přivěsu Variant 350 pro přepravu kabelových cívek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. Vycházel jsem přitom ze svých získaných znalostí, doporučené literatury a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně dne 25.5.2011

.....
Jan Weingärtner

PODĚKOVANÍ

Touto cestou bych rád poděkoval především vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za udělení cenných rad a odbornou pomoc. Dále všem kolegům z odboru transportních a stavebních strojů a v neposlední řadě také rodičům a přítelkyni za vytrvalou podporu při studiu.

Obsah

OBSAH	5
1. ÚVOD	7
2. KABELOVÉ VLEKY	7
2.1 KABELOVÝ VLEK VARIANT 350	7
2.2 HLAVNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY	8
3. LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY PROVOZU	8
4. TVORBA MODELU PŘÍVĚSU	10
4.1 INFORMACE O MODELU	11
4.2 POPIS MODELU	12
4.3 HLAVNÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY KABELOVÉHO VLEKU	13
4.3.1 Rám	14
4.3.2 Listová pružina	15
4.3.3 Polonáprava	17
4.3.4 Zábrana	18
4.3.5 Držák hřídele kabelového bubnu	18
4.3.6 Kabelové bubny (cívky).....	19
4.3.7 Přívěsné zařízení	20
5. VIRTUÁLNÍ PROTOTYPY A JEJICH PODSTATA	21
5.1 SOFTWARE MSC.ADAMS.....	21
6. TVORBA MODELU V MSC. ADAMS/VIEW	22
6.1 IMPORT KOMPONENT	22
6.1.1 Použité objekty	23
6.1.2 Tažný prostředek.....	24
6.1.3 Kabelový vlek a kinematické vazby	25
6.1.4 Pneumatiky	28
6.1.5 Náhrada listové pružiny.....	30
6.1.6 Profil trati.....	31
6.1.6.1 Přehled jednotlivých překážek:	32
6.1.6.2 Nastavení rychlosti tažného prostředku.....	36
6.1.7 Přehled vstupních hodnot částí kabelového vleku	37
7. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ DYNAMICKÉ SIMULACE	38
7.1 STATICKÉ STAVY	38
7.2 DYNAMICKÉ STAVY	42
7.2.1 Odezva kabelového vleku - první překážka.....	43
7.2.2 Odezva kabelového vleku - druhá překážka.....	45
7.2.3 Odezva kabelového vleku - třetí překážka.....	48

7.2.4 Odezva kabelového vleku - čtvrtá překážka	50
7.2.5 Síly působící na čepy polonáprav	52
7.2.6 Kritická místa zatížení	53
7.2.6.1 Kritické místo A.....	53
7.2.6.2 Kritické místo B.....	54
7.2.8 Shrnutí výsledků simulace	56
8. PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU	57
8.1 OBECNÝ NÁHLED NA PŘÍSTUP K ŘEŠENÍ PEVNOSTNÍ ANALÝZY.....	57
8.2 TVORBA MODELU V PROSTŘEDÍ NX.I-DEAS (PREPROCESSING).....	59
8.2.1 Tvorba modelu.....	59
8.3.1 Diskretizace modelu	59
8.3.2 Typy použitých elementů	60
8.3.3 Materiál výpočtového modelu	61
8.3.4 Náhrada listové pružiny.....	62
8.3.5 Nahrazení přípojného zařízení.....	63
8.3.6 Držák hřídele kabelového bubnu a konzola polonápravy.....	64
8.3.7 Výpočtový model	65
9. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍ ANALÝZY	66
9.1 VÝPOČET MEZNÍCH STAVŮ ÚNOSNOSTI	66
9.1.1 Ocel 11 373	66
9.1.2 Ocel 11 431	66
9.2 STATICKÝ (USTÁLENÝ) STAV	67
9.3 DYNAMICKÉ STAVY	69
9.3.1 Extrémní místo A.....	69
9.3.2 Oblast první překážky.....	71
9.3.3 Oblast druhé překážky	73
9.3.4 Oblast třetí překážky	75
9.3.5 Extrémní místo B.....	77
9.3.6 Oblast čtvrté překážky.....	79
10. NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV.....	81
10.1 ÚPRAVY KONSTRUKCE.....	81
10.1.1 Úprava 1	81
10.1.2 Příklady dalších úprav	85
11. ZÁVĚR.....	87
12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	89
13. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	90
14. SEZNAM PŘÍLOH.....	91
15. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	92

1. Úvod

Rozvoj a růst průmyslových firem jsou úzce spjaty a dá se říci, že i prakticky závislé na materiálovém zásobování tzn. na dopravě a manipulaci s materiálem. V důsledku těchto potřeb bylo třeba vyvinout velké množství dopravních a přepravních prostředků, které jsou specifické zejména tím, pro jaké účely přepravy byly vyvinuty. Tato jednotlivá zařízení pak musí splňovat určitá technologická kritéria a také pravidla, jakým způsobem s nimi může být nakládáno.

Cílem této diplomové práce je provést rozbor zátěžných stavů, které mohou nastat při provozu přívěsu Variant 350. Následně stanovit jejich hodnoty a dle těchto hodnot provést pevnostní analýzu rámu pomocí metody konečných prvků. Na základě pevnostního výpočtu pak provést konstrukční úpravy rámu a vypracovat výkresovou dokumentaci původního a upraveného rámu přívěsu.

2. Kabelové vleky

Jsou speciálně upravené přívěsy pro přepravu kabelových bubnů. Z konstrukčního hlediska se vyrábí několik typových provedení těchto přívěsů v závislosti na velikosti a hmotnosti kabelových bubnů. Jednotlivá provedení, konstrukce a příslušenství je možno dále upravit podle přímých požadavků zákazníka.

2.1 Kabelový vlek Variant 350

Přívěs Variant 350 je vyráběn ve 3 konstrukčních provedeních, která se týkají provedení vestavěného hydraulického systému.

-provedení 1: je vestavěný hydraulický systém ovládaný pomocí ručního hydraulického čerpadla a regulačního ventilu.[8]

-provedení 2: je vestavěný hydraulický systém napojený na hydraulický systém tažného vozidla. Přívěs má přídavné zařízení pro odvíjení kabelové cívky.[8]

-provedení 3: je vestavěný hydraulický systém doplněný hnací jednotkou se spalovacím čtyřtákním motorem Honda. Podvozek má přídavné zařízení pro odvíjení kabelové cívky.[8]

2.2 Hlavní technické parametry

Délka	4270 mm
Šířka	2500 mm
Šířka vnitřní	1500 mm
Výška	1930 mm
Provozní hmotnost	1500 kg
Užitková hmotnost	3000 kg
Nejvyšší povolená hmotnost	4500 kg
Svislé zatížení na závěsu	3700 N (≈370 kg)
Brzdový systém	brzda vzduchová, dvouokruhový systém, dle potřeby ABS
Pneumatika	8.25 - 20
Počet náprav	dvě polonápravy
Maximální průměr cívky	2500 mm
Maximální nosnost zvedáku	3000 kg

3. Legislativní požadavky provozu

Podmínky provozu a konstrukce kabelových vleků podléhají právnímu řádu České republiky a jsou stanoveny ve Sbírce zákonů. Jedná se o zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění pozdějších předpisů a zákon č. 341/2002 Sb., o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění pozdějších předpisů. Jednotlivé prvky přípojních vozidel, jako např. mechanická spojovací zařízení podléhají směrnici Evropského parlamentu a rady Evropské Unie. V případě mechanických spojovacích zařízení se jedná o směrnici 94/20/ES.

Dle zákona o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích je kabelový vlek Variant 350 zařazen mezi přípojná vozidla kategorie O. Konkrétně se pak jedná o kategorii O₃ do níž spadají přípojná vozidla o nejvyšší přípustné hmotnosti přes 3500 kg, ale nejvýše 10 000 kg. [8]

Největší povolené rozměry skupiny vozidel a jízdních souprav včetně nákladů, do které můžeme zařadit přívěs Variant 350:

- | | |
|----------------------------|---------|
| a) Největší povolená šířka | 2,55 m |
| b) Největší povolená délka | 18,00 m |
| c) Největší povolená výška | 4,00 m |

Vymezení jednotlivých pojmů:

Největší povolenou hmotností - největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích. Hodnota největší povolené hmotnosti pro kabelový vlek Variant 350 je rovna 4500 kg.

Provozní hmotností vozidla - hmotnost nenaloženého vozidla s karoserií a se spojovacím zařízením (jen u tažných vozidel) v pohotovostním stavu nebo hmotnost podvozku s kabinou, pokud výrobce nemontuje karoserii nebo spojovací zařízení. Hodnota provozní hmotnosti vozidla pro kabelový vlek Variant 350 je rovna 1500 kg.

Okamžitá hmotnost přívěsu kategorie O₃ v jízdní soupravě nesmí být větší než největší povolená hmotnost brzděného přípojného vozidla stanovená pro tažné vozidlo, která je uvedena v technickém průkazu a osvědčení o registraci tažného vozidla.

Jízdní soupravou nazýváme spojení motorového (tažného) vozidla s jedním nebo více přípojnými vozidly. [8]

Světelné zdroje a zařízení

Na vozidlech kategorie M, N, O, L, T, O_T nebo S se mohou užívat jen takové světelné zdroje a zařízení (i co do počtu), která jsou pro daný druh a kategorii vozidla předepsána nebo povolena. Světelná zařízení musí být homologována. [8]

Pneumatiky

Pneumatiky musí být pro každý typ vozidla použity tak, aby jejich konstrukce, provedení, rozměry a huštění odpovídaly podmínkám provozu, zejména největší povolené hmotnosti vozidla (povoleným zatížením připadajícím na nápravu) a jeho nejvyšší konstrukční rychlosti (rychlostní kategorie pneumatik musí být shodná nebo vyšší, než je nejvyšší konstrukční rychlost vozidla).

Na vozidle, pokud při schválení technické způsobilosti typu není stanoveno jinak, smí být používány pouze pneumatiky určené pro daný typ vozidla výrobcem vozidla a výrobcem pneumatik. Nosnost pneumatik nesmí být nižší než povolené zatížení připadající na kolo (nápravu) vozidla. Jako náhradního kola s pneumatikou může být použito pro nouzové dojetí kola s pneumatikou jiné nebo zvláštní konstrukce nebo jiného rozměru, určeného pro tento účel výrobcem vozidla a výrobcem pneumatik. Tato kola musí být homologována podle předpisu EHK č. 64 nebo směrnice 92/23/EHS. [8]

Spojovací a mechanická zařízení

„Mechanickými spojovacími zařízeními mezi motorovými vozidly a přípojnými vozidly“ se rozumějí všechny části a zařízení na rámech, nosných částech karoserie a podvozku vozidel, pomocí kterých jsou navzájem spojena tažná a tažená vozidla. Patří mezi ně též připevněné nebo snímatelné části, které slouží k připevnění, seřízení nebo obsluze výše uvedených spojovacích zařízení.

„Oky ojí“ se rozumějí mechanická spojovací zařízení na oji přívěsů, která mají válcový otvor a jsou určena ke spojení s automatickými spojovacími zařízeními s čepem.

„Ojemi“ se rozumějí nájezdová zařízení a podobná zařízení namontovaná vpředu na taženém vozidle nebo na podvozku vozidla a určená ke spojení s tažným vozidlem pomocí ok, spojovacích hlavic a podobných spojovacích zařízení.

„Přívěsem s nápravami uprostřed“ se rozumí tažené vozidlo s tažným zařízením, které se nemůže pohybovat svisle (vzhledem k přívěsu) a u něhož jsou nápravy (náprava) umístěny blízko těžiště vozidla (při rovnoměrně rozloženém nákladu) tak, že na tažné vozidlo se přenáší jen malé svislé zatížení nepřekračující 10 % maximální hmotnosti přívěsu nebo 1 000 kg (platí menší z obou hodnot). U přívěsu Variant 350 je hodnota velikosti svislého zatížení na tažném zařízení ≈ 370 kg.

Výkyvné oje musí mít zařízení pro seřízení oje na výšku spojovacího zařízení nebo hubice. Tato zařízení musí být konstruována tak, aby oj byla schopna seřídít jedna osoba bez náradí nebo jiných pomůcek. Toto zařízení musí umožnit nastavení oka oje nebo spojovací hlavice pro spojovací koule z vodorovné polohy nad vozovkou do polohy zvýšené nebo snížené nejméně o 300 mm. V tomto rozsahu musí být oj seřiditelná plynule nebo po stupních nejvýše 50 mm, měřeno na oku oje nebo na spojovací hlavici.

Oje pro přívěsy s nápravami uprostřed, u nichž při maximální technicky přípustné hmotnosti přívěsu a rovnoměrném rozložení nákladu je svislé zatížení na oku oje přívěsu dotyčného typu větší než 50 kg, musí mít výškově seřiditelné podpěrné zařízení. [8]

4. Tvorba modelu přívěsu

Pro tento úkol jsem si zvolil hned z několika důvodů software Autodesk Inventor. Tento software umožňuje, jak pevnostní, tak i dynamickou analýzu, ale jejich využití je vhodné zejména pro jednodušší mechanismy. Dynamická simulace jízdy přívěsu po vozovce a tudíž zjištění zátěžných stavů a chování konstrukce rámu při daných dopravních situacích byla tedy provedena v softwaru MSC.Adams. Pevnostní analýza, která vychází ze zátěžných stavů zjištěných z dynamické simulace, pak v softwaru I-Deas.

4.1 Informace o modelu

Dle zadané výkresové dokumentace jsem vytvořil kompletní model kabelového vleku (viz. obr. 1). Z hlediska grafické a výpočtové náročnosti bylo třeba v předchozích letech model při převodu z grafického 3D modeláře do prostředí MSC.Adams zjednodušit. Tento krok byl ovšem následně odstraněn a to změnou programu služícího pro export modelu. O problematice exportu a importu modelu bude dále pojednáno v kapitole 6, která se zabývá dynamickou simulací. Tato zmínka slouží pouze k pochopení sledu modelování.

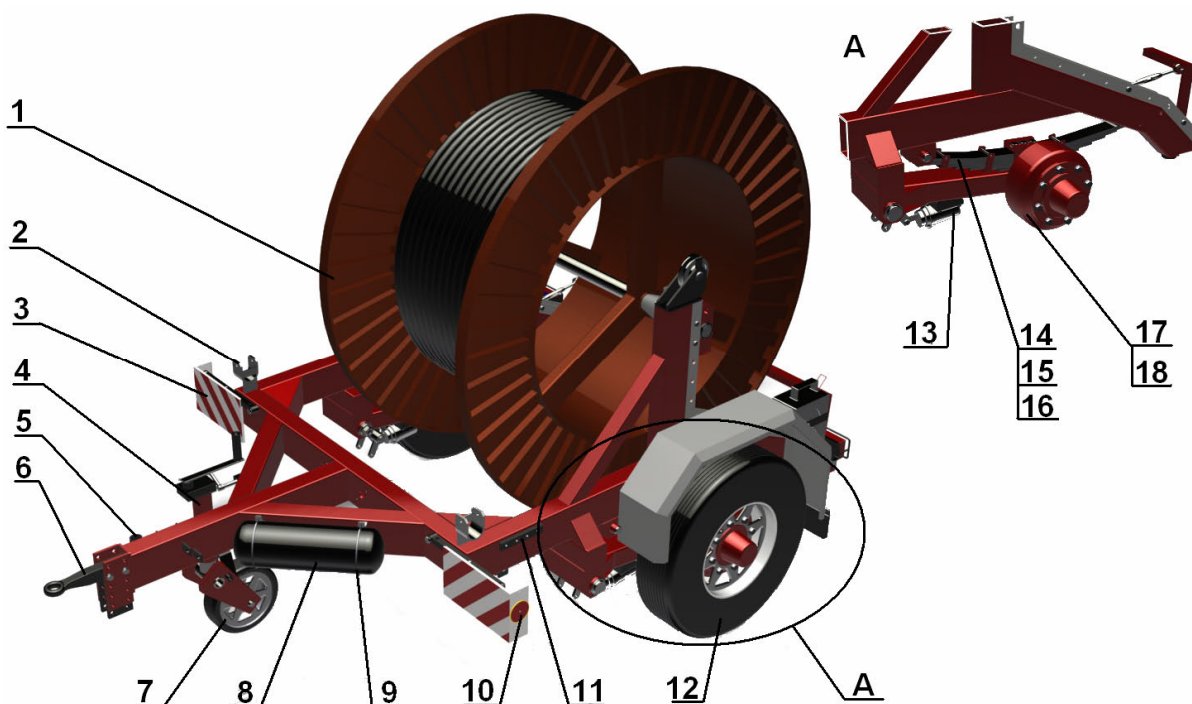


Obr. 1 – Model kabelového vleku Variant 350

Důležitou součástí grafických modelářů je zjištění fyzikálních vlastností vytvořených součástí. Tyto fyzikální vlastnosti (např. poloha těžiště, hmotnost v závislosti na materiálu, kvadratické momenty setrvačnosti atd.) jsou pak přiděleny jednotlivým součástem importovaným do MSC.Adams.

4.2 Popis modelu

Tato kapitola pojednává o popisu a umístění hlavních prvků kabelového vleku a zařízení, které přímo souvisí s manipulací cívky. Na obr. 2 je znázorněn kompletní model kabelového vleku s označenými pozicemi jeho jednotlivých součástí.

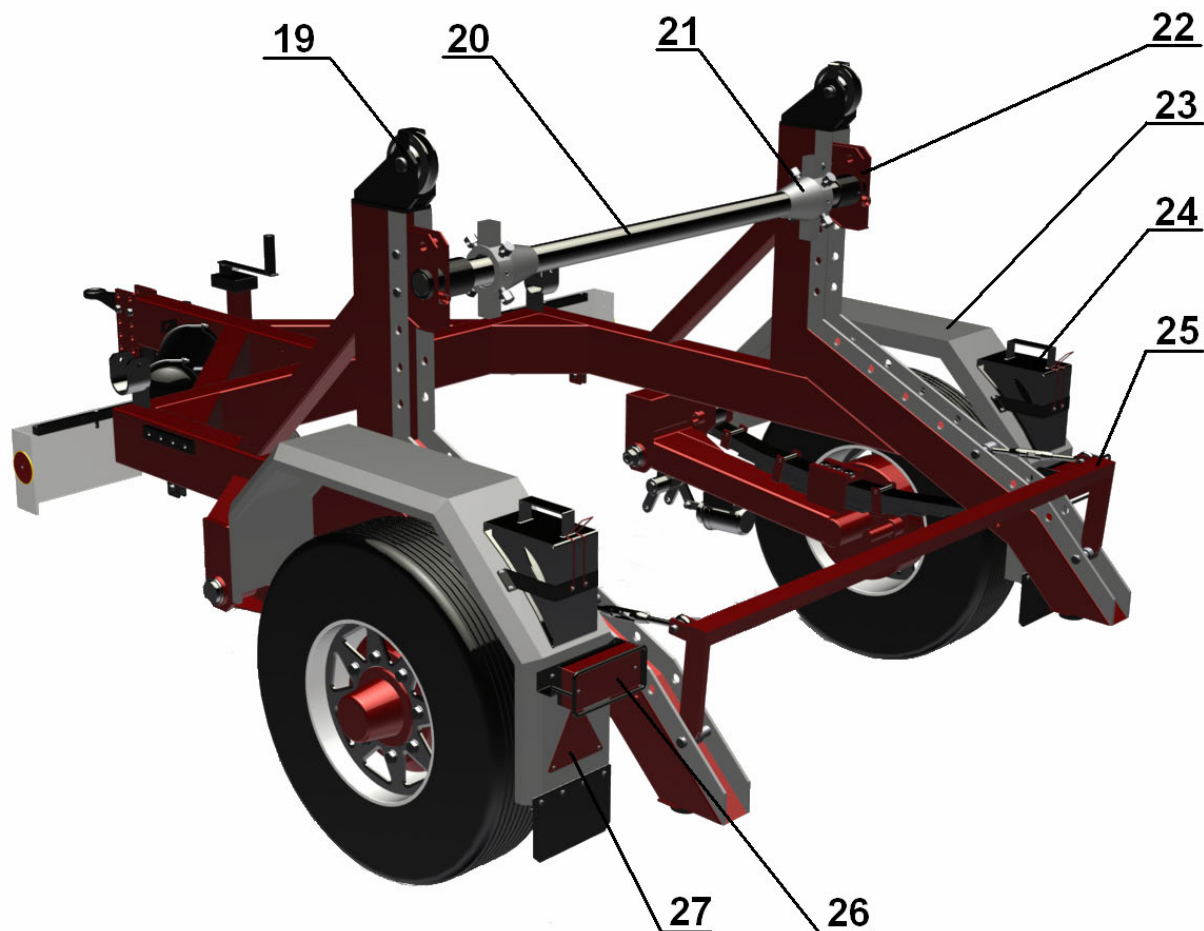


Obr. 2 – Kabelový vlek Variant 350

- | | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| 1 - kabelový buben | 2 - držák odvíjecího zařízení |
| 3 - přední výstražný terč | 4 - stojina předního kola |
| 5 - držák hydraulických hadic | 6 - stavitelný závěs |
| 7 - přední kolo | 8 - vzduchojem |
| 9 - objímka vzduchojemu | 10 - odrazka |
| 11 - upínací lišta lanového navijáku | 12 - zadní kolo (8,25-20) |
| 13 - brzdový válec | 14, 15, 16 - listová pružina |
| 17, 18 - polonáprava | |

Součástí provedení 2, 3 je i odvíjecí zařízení, které značně ulehčuje práci při odvíjení kabelu z bubnu. K jeho umístění slouží držák (2). Přenos zatížení od vozovky na rám je realizován přes dvě nezávislé polonápravy (17) a prvkem zajišťujícím odpružení kol je listová pružina (14). Součástí kabelového vleku je také zařízení pro seřizování výšky oje (4), které musí být konstruováno takovým způsobem, aby výšku oje byla schopna seřadit jedna osoba bez nářadí nebo jiných pomůcek. V tomto případě je tento požadavek zajištěn díky vestavěné převodovce, s jejíž pomocí není třeba vynaložit na zdvihání oje velké síly. Pozice (11) znázorňuje upínací lištu, na kterou je připevněn lanový naviják. Tento naviják je pak

přes napínací kladku spojen lankem s držákem hřídele kabelového bubnu (22). Jeho funkce tedy spočívá ve zvedání bubnu do jednotlivých zajišťovacích pozic. Kabelový buben (1) je nasazen na hřídeli (20) a zajištěn proti bočnímu posunutí upínacími kužely (21). Hmotnost této skupiny se pak přenáší na rám přívěsu přes držák hřídele (22).



Obr. 3 - Kabelový vlek Variant 350

- | | |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| 19 - napínací kladka | 20 - hřídel kabelového bubnu |
| 21 - upínací kužel | 22 - držák kabelového bubnu |
| 23 - blatník | 24 - klín |
| 25 - zábrana | 26 - zadní světlo |
| 27 - výstražný trojúhelník | |

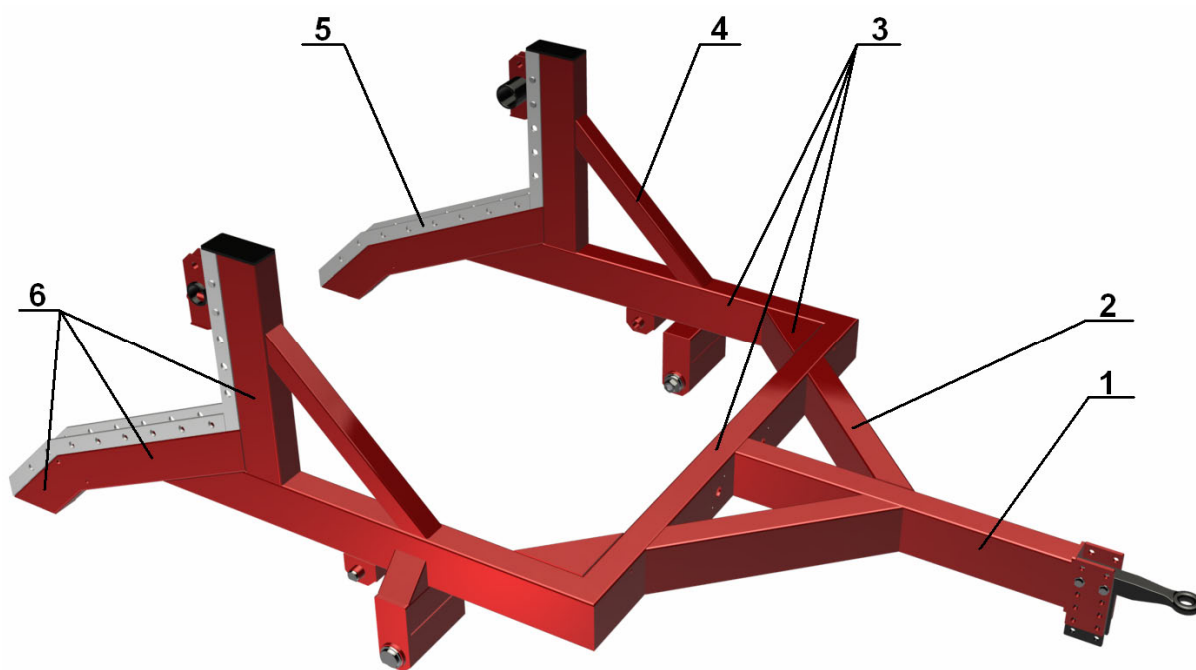
4.3 Hlavní konstrukční prvky kabelového vleku

Následující kapitola se věnuje popisu a funkci jednotlivých mechanických prvků kabelového vleku, které jsou z hlediska funkce a konstrukčního uspořádání podstatné.

4.3.1 Rám

Hlavní nosnou částí celé konstrukce kabelového vleku je jeho rám. Na něj jsou pak připevněna další přídatná a pomocná zařízení. Návrh rámu a jakékoliv konstrukce není jednoduchou záležitostí. Ovlivňuje jej spousta faktorů, mezi něž patří z nemalé části i zkušenost konstruktéra. Práci při návrhu konstrukcí nám velmi ulehčují grafické modeláře, hlavně pokud se jedná o prostorovou představu konstrukce. Její chování v různých, pro ni typických zátěžných stavech, pak lze posoudit dle výsledků z programů umožňujících pevnostní, dynamickou a případně další analýzu.

Model rámu kabelového vleku Variant 350 je znázorněn na obr. 4. Jedná se o konstrukci, jejíž nosná část je tvořena převážně jáckly. Druhy profilů, ze kterých je rám sestaven, jsou uvedeny na základě pozic v tab. 1. Konstrukce je z velké části svařovaná, pouze některé z hlavních částí jsou spojeny rozebíratelnými spoji, jako jsou spoje šroubové a pomocí čepů.



Obr. 4 – Rám kabelového vleku

Tab. 1 – Tabulka druhů profilu

Pozice	Typ profilu
1,2,3	TR 180x100x8
4	TR 80x80x6
5	PL 60x10
6	TR 150x100x8

Tento rám bude předmětem řešení pevnostní analýzy v softwaru I-Deas. Některé prvky (čepy, listové pružiny, tažné zařízení atd.) budou nahrazeny z hlediska zjednodušení

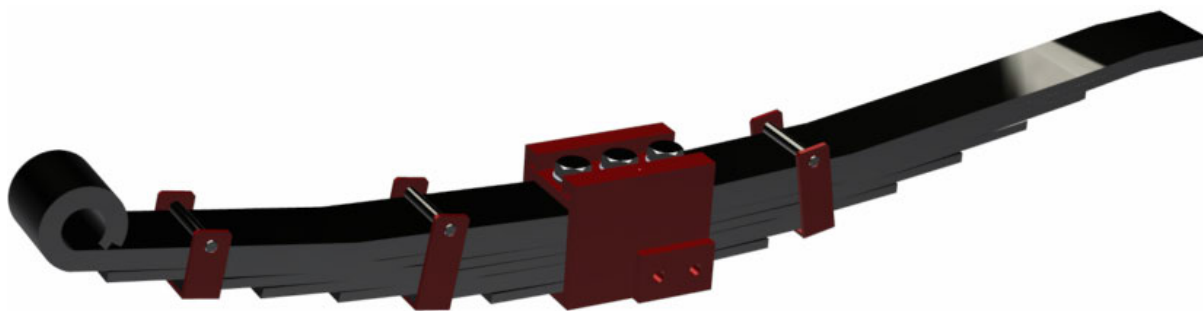
modelu různými typy elementů. Dále nebudou z důvodu usnadnění výpočtu u jácklů modelovány zaoblené hrany.

4.3.2 Listová pružina

Listová pružina se využívá hlavně u nákladních automobilů, železničních vagónů a těžší dopravní techniky. Vedle své relativně jednoduché konstrukce se vyznačuje hlavně velkou únosností a vnitřním tlumením. Její nevýhodou jsou velké rozměry, tudíž i hmotnost a poměrná náročnost na údržbu. Pracovní charakteristika této pružiny je teoreticky lineární. Pouze teoreticky z toho důvodu, že tření mezi listy pružiny způsobuje hysterézí průběh pracovní křivky. Pro snížení vnitřního tření se používají plastové vložky, případně jsou pera broušena a mažou se vazelínou. Různé progresivity pérování lze dosáhnout např. zkrácením délky hlavního listu a změnou počtu pružících listů. Nejčastějšími poruchami listových per bývá prasklý list nebo unavené listové pero (pozn. v tomto případě musí být vyměněno).

Je důležité si uvědomit, že volba druhu pérování je velice důležitá a to hned z několika důvodů. Pérování má podstatný vliv na jízdní vlastnosti, komfort a také v nemalé míře na namáhání celé konstrukce rámu přívěsu. Dále také rozhoduje o konstrukčním uspořádání některých brzdných prvků. Jedním z hlavních faktorů volby druhů pérování, který ovšem nehraje hlavní roli pouze u pérování, je jeho cena.

V případě kabelového vleku Variant 350 je použita svazková pružina s listy konstantního průřezu a obdélníkového tvaru viz obr. 5. Listová pružina se skládá z hlavních a přídatných listů, spon, které zamezují vybočování listů v přímém směru, středových šroubů a závěsných elementů.



Obr. 5 – Listová pružina

Výpočet tuhosti listové pružiny

Z hlediska složitosti chování listové pružiny je při dynamické simulaci a pevnostní analýze konstrukce rámu třeba provést její nahrazení výpočtově jednoduššími prvky, kterým přiřadíme hodnotu tuhosti a tlumení pružiny. O problematice náhrad listové pružiny v jednotlivých softwarech bude ještě dále pojednáno v následujících kapitolách.

Nejdříve bylo nutno vypočítat tvarový součinitel, který závisí na počtu a tvaru listů pružiny dle rovnice (1). V dalším kroku výpočtu byl předmětem řešení průhyb neboli deformace pružiny, který se určí na základě daného zatížení a rozměrovým parametřům (2). Posledním krokem je pak přímé stanovení tuhosti ze známé rovnice tuhosti (3).

$$\psi \approx \frac{3}{\left(2 + \frac{n'+1}{n}\right)} = \frac{3}{\left(2 + \frac{3}{8}\right)} = 1,2631 \quad (1)$$

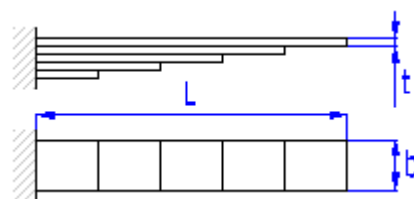
kde:

ψ tvarový součinitel
 n' počet extra přidaných listů plné délky
 n celkový počet listů

$$s = \psi \cdot \frac{4 \cdot F \cdot L^3}{E \cdot n \cdot b \cdot t^3} = 1,2631 \cdot \frac{4 \cdot 2250,9 \cdot 81 \cdot 560^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 10^3} = 145,71 \text{ mm} \quad (2)$$

kde:

ψ [-] tvarový součinitel
 F [N] zatížení pružiny
 L [mm] funkční délka pružiny
 E [MPa] modul pružnosti v tahu
 n [-] celkový počet listů
 b [mm] šířka listu pružiny
 t [mm] tloušťka listu pružiny



Obr. 6 – Schematický náčrt

$$k = \frac{F}{s} = \frac{2250,9 \cdot 81}{145,71} = 151,48 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3)$$

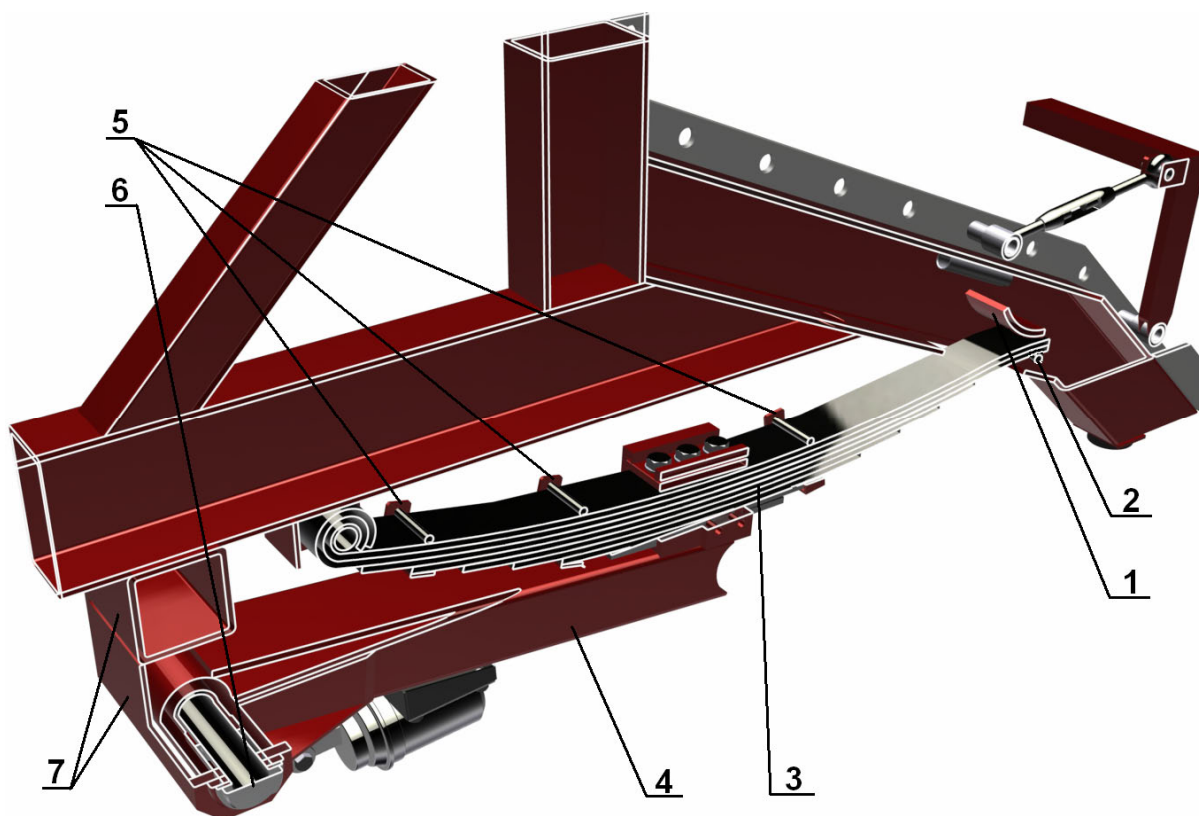
kde:

F [N] zatížení pružiny
 s [mm] deformace pružiny
 k [N.mm⁻¹] tuhost listové pružiny

4.3.3 Polonáprava

Podvozek kabelového vleku je tvořen dvěma polonápravami, které sestávají ze zavěšení, odpružení kola s pneumatikou a brzdného zařízení. Součástí podvozku tohoto kabelového vleku je také brzdný, vzduchový, dvoukruhový systém, což znamená, že pokud dojde k poruše na jednom brzdovém okruhu, stále funguje okruh druhý. Tento systém je také možno dle potřeby doplnit o ABS.

Na obr. 7 je částečný řez rámem a polonápravou (4) kabelového vleku. Podstata tohoto obrázku spočívá ve znázornění uchycení listové pružiny (3) uvnitř konstrukce rámu. Na jedné straně tvoří listy pružiny oko, kterým je provlečen čep a spojen s rámem. Na protilehlé straně dochází k uchycení pomocí opěrné desky (1), o kterou je pružina opřena a zajištění je provedeno pomocí jisticího čepu (2). Pružina může tedy na základě tohoto spojení vykonávat částečný posuvný pohyb, což musí být splněno ve všech případech uchycení listové pružiny k rámu.

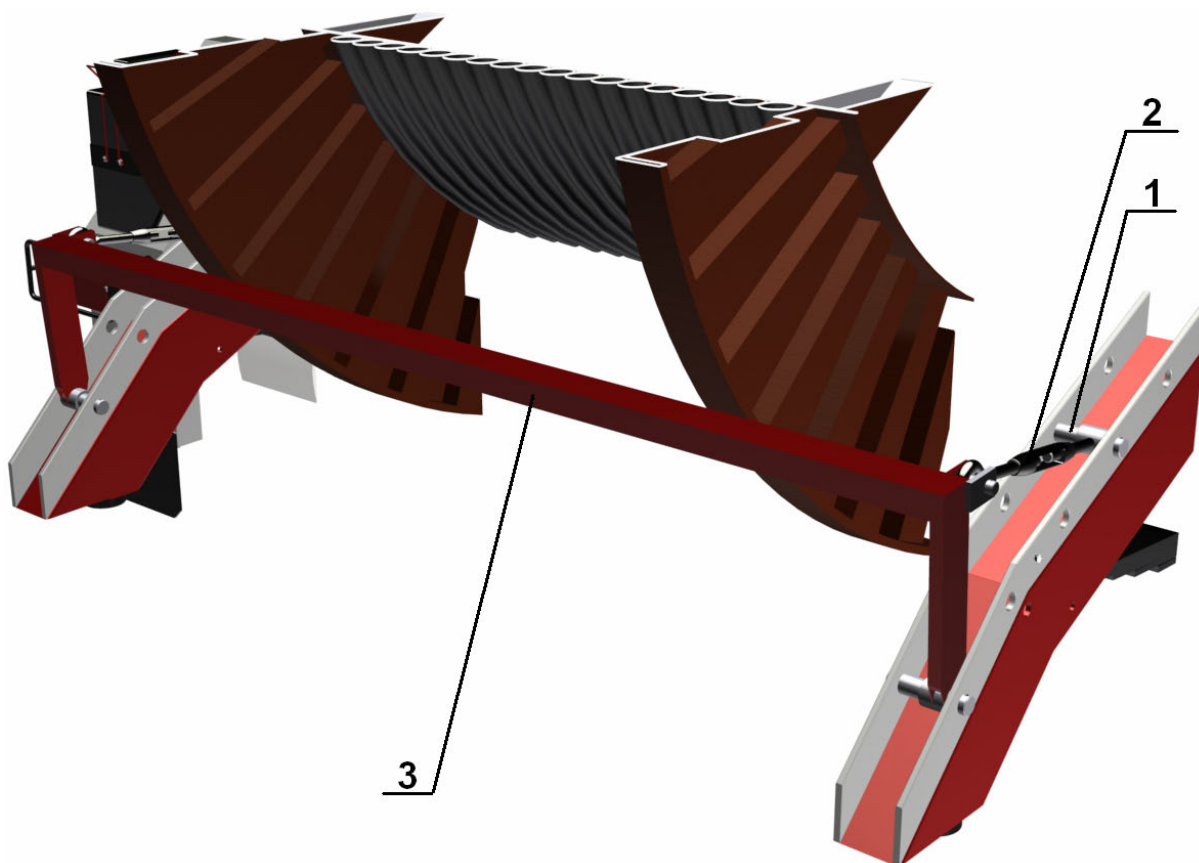


Obr. 7 – Řez podvozkem kabelového vleku

Dále si můžeme na tomto obrázku povšimnout způsobu připojení polonápravy (4) k rámu kabelového vleku. Do svařence (7), který má v bočnicích díry pro čep, je vloženo oko polonápravy a tyto dvě části jsou pak následně spojeny čepem (6), který je zajištěn maticí s pružnou podložkou.

4.3.4 Zábřana

Podstatou tohoto zařízení je zamezit kabelovému bubnu v pohybu v případě jeho uvolnění z hřídele, na které je připevněn, a částečně vlivem tření i zamezit rotačnímu pohybu bubnu, který je způsoben jízdou vleku (viz obr. 8). Tato zábřana se skládá z hlavního prvku (3), který je připevněn ke konstrukci rámu pomocí čepů (1). Další částí je upínka (2), která slouží k vymezení vůle mezi hlavním prvkem zábřany a kabelovým bubnem.



Obr. 8 – Zábřana kabelového bubnu

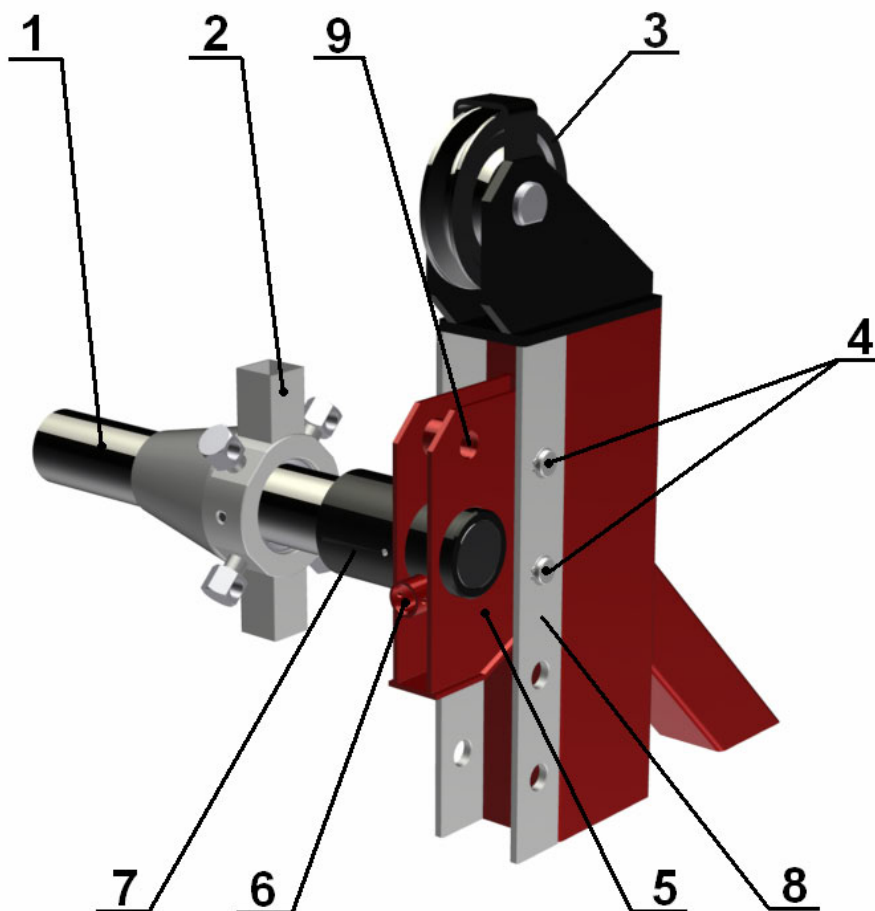
Na podélný jáckl zábřany jsou připevněny reflexní značky a také státní poznávací značka. Tyto prvky nejsou na obr. 8 z hlediska přehlednosti znázorněny.

4.3.5 Držák hřídele kabelového bubnu

Jednou z hlavních částí kabelového vleku je držák kabelového bubnu (viz obr. 9), který je upevněn na vedení (8). Toto vedení je součástí konstrukce rámu a je přivařeno na stojinu (10). Držák je svařenec složený z plechů o tloušťce 6 mm, které obsahují díry, jimiž procházejí čepy či případně lanka, jejichž funkce bude následně vysvětlena.

Díky tomuto držáku lze realizovat přenos zatížení od kabelového bubnu a hřídele kabelového bubnu na konstrukci rámu přívěsu. Jeho další funkce spočívá v ukotvení hřídele v jednotlivých pozicích vedení (8) pomocí nosných čepů (4), které jsou vyrobeny z materiálu

11 600. Otvorem (9) v držáku je provlečeno lanko, které je taženo přes kladku (3) až k lanovému navijáku. Přes tuto soustavu dochází ke zvedání břemene, kterým je v tomto případě kabelový buben a jeho hřídel.



Obr. 9 – Držák hřídele kabelového bubnu

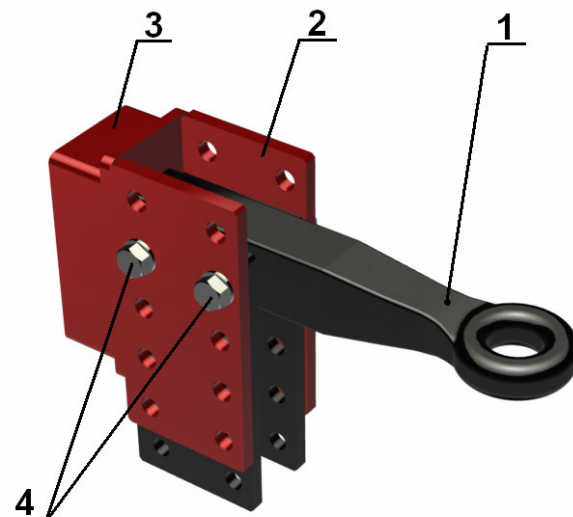
K zajištění proti posuvu bubnu v ose hřídele slouží upínací kužel (2), který je po ní volně posuvný a do pevné polohy je ustaven pomocí čtyř šroubů. Stejně tak je třeba zajistit, aby k tomuto posuvu nedocházelo mezi hřídelí a vložkou držáku (7). Osazení, které by zamezovalo pohybu, je z důvodu jednoduchosti navlékání bubnu nevhodné, a proto je na hřídeli vysoustružena půlkruhová drážka, do které zapadá pojistná trubka (6).

4.3.6 Kabelové bubny (cívky)

Kabelové bubny se ve velké míře využívají k přepravě kabelů, lan a drátů, které jsou na nich navinuty obvykle v několika vrstvách. Materiál těchto cívek je velmi různorodý. Dříve se ve velké míře využívaly cívky dřevěné a ocelové, ale v dnešní době se přechází především na cívky vyrobené z umělých hmot, jejichž hlavní výhodou je oproti předchozím variantám relativně malá hmotnost. Cívky lze převážet naležato i nastojato, taktéž lze cívky převážet na paletách, vždy je ale nezbytné je správně zajistit proti pohybu.

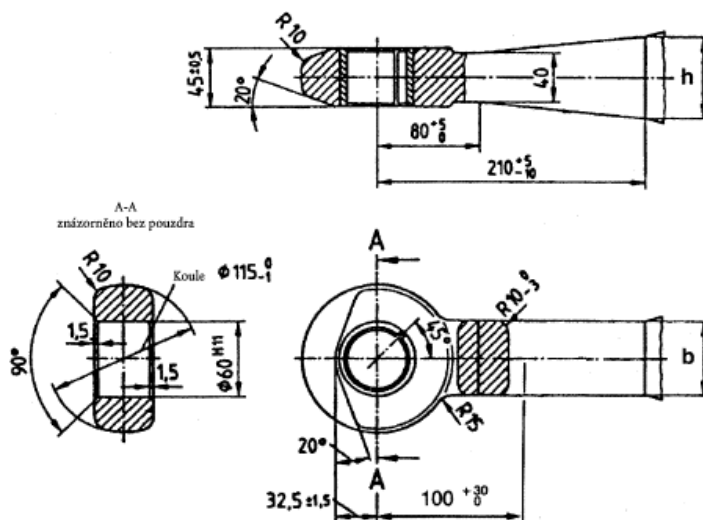
4.3.7 Přívěsné zařízení

Přívěsné zařízení slouží k propojení přívěsu a tažného vozidla. Existuje několik typů přívěsných zařízení. V našem případě se jedná o propojení přívěsného a tažného zařízení pomocí oka D 50 - A (viz obr. 11) a čepu. V České republice je nutná homologace těchto zařízení od roku 2001 dle směrnice EHK 55. Některé státy Evropské unie se ale dále řídí dle normy ES 94/20. Nutno podotknout, že obě tyto normy jsou prakticky totožné.



Obr. 10 – Přívěsné zařízení

Na obr. 10 je znázorněn způsob připevnění ojníčného oka (1) na rám přívěsu. Na konec oje je přivařena skupina plechů tloušťky 12 mm s otvory tak, aby bylo možné měnit polohu ojníčného oka a ustavit tak oj vleku do vodorovné polohy. Svislé zatížení na návěsu dosahuje u přívěsu Variant 350 přibližně hodnoty 3700 N.



Obr. 11 – Rozměry oka D 50 – A [8]

5. Virtuální prototypy a jejich podstata

V posledních letech se velice rozšířila oblast testování různých typů konstrukcí, kinematických a dynamických mechanismů za pomoci virtuálních prototypů. Asi největší výhoda tohoto testování spočívá v tom, že lze odzkoušet velké množství typů modelů, aniž by musely být fyzicky vyrobeny. Na základě vstupních parametrů, jakými jsou např. model konstrukce, fyzikální vlastnosti, okrajové podmínky a vazby, lze získat představu o chování zatěžované konstrukce a také průběhu zatěžovacích stavů v reálném čase. Ze získaných výsledků je pak možné testované modely dle potřeby optimalizovat, případně měnit zadání vstupních parametrů a okrajových podmínek. V této diplomové práci bude pro zjištění zatěžujících stavů použito výpočtového systému MSC.Adams.

Je třeba si ale uvědomit, že ani tyto systémy nejsou dokonalé a na základě lidského faktoru hrozí zanesení chyb do výpočtového systému, ať už jde o chyby nechtěné nebo záměrně vyvolané za účelem „zlepšení“ výsledků. Metody virtuálních prototypů jsou velmi přínosné a na základě výsledků jejich analýz lze dojít k dobré predikci např. některých přechodových stavů. Nezapomínejme ale, že je v mnohých případech nutné tyto výsledky verifikovat a to nejlépe provedením testů na reálných fyzických prototypch.

5.1 Software MSC.Adams

MSC.Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je výpočtový systém pro modelování a simulaci vázaných mechanických soustav (VMS, MBS — multibody systems), skládajících se z tuhých i poddajných těles vázaných mezi sebou pomocí různých typů kinematických vazeb. Software umožňuje provádět statické, kinematické a dynamické analýzy navržených modelů mechanických systémů a umožňuje rovněž optimalizovat a verifikovat jejich matematické modely. Patří mezi nejpoužívanější a nejpropracovanější systémy svého druhu na světě. [9]

Celý výpočtový systém je tvořen mnoha moduly, přičemž většinu z nich lze využívat jako samostatné aplikace nezávislé na ostatních modulech. Jádrem ADAMSu je modul ADAMS/Solver, který je velmi propracovaným řešičem. Tento modul na základě vstupních souborů sestavuje matematický model mechanického systému a řeší tuto soustavu nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. [9]

Použité moduly

Během práce ve výpočtovém systému MSC.Adams jsem využil moduly, které jsou uvedeny v následujícím textu společně s jejich stručným popisem.

ADAMS/Solver viz kap. 5.1

ADAMS/View je nástroj, který umožňuje tvorbu a vizualizaci modelu, aniž by uživatel měl jakékoliv znalosti o vstupním jazyku řešiče. Model je tedy vytvořen

podobným způsobem jako v 3D grafických modelářích nebo může být přímo z těchto modelářů importován na základě vstupního souboru s potřebnou příponou. Dále lze v tomto modulu vyhodnocovat získaná data z proběhlých simulací.

ADAMS/Tire pomocí tohoto modulu lze vytvářet pneumatiky, jejichž specifické vlastnosti samozřejmě hrají velmi podstatnou roli při dynamických simulacích a testech motorových vozidel, přívěsů atd.

ADAMS/PostProcessor umožňuje lépe vyhodnocovat data získané z dynamické simulace

6. Tvorba modelu v MSC. Adams/View

Aby mohly být jednotlivé komponenty modelu kabelového vleku a tažného prostředku propojeny kinematickými vazbami a tím byla i zaručena jejich správná funkce, je třeba tyto komponenty vytvářet nebo importovat jednotlivě. Celá tato soustava se skládá z těchto prvků:

- a) použité objekty
- b) tažný prostředek
- c) kabelový vlek
- d) pneumatiky
- e) trať

Je třeba si uvědomit, že úroveň detailnosti modelů, okrajové podmínky, nastavení softwaru a zejména kvalita vstupních dat, velice ovlivňuje úspěšnost simulace a její časovou náročnost. Kompletní testovaná sestava je znázorněna na obr. 12.

6.1 Import komponent

Model rámu kabelového vleku Variant 350 jsem společně se všemi jeho částmi vytvořil dle zadané výkresové dokumentace v programu Autodesk Inventor 2011. MSC.Adams/View umožňuje import částí modelu v souborech s příponami step, iges, obj atd. Pro tento účel jsem si zvolil výstupní soubor ve formátu obj, který je z mého hlediska ideální z několika důvodů. Mezi hlavní důvody lze zařadit téměř dokonalé zachování geometrie a vzhledu modelu a to i u konstrukčně složitějších součástí. Každá součást je importována sice v jednom kroku, ale i tak jako sestava. To znamená, že lze upravovat vlastnosti (barva, viditelnost) jednotlivých podsestav a dílů což je velice výhodné zejména při grafické prezentaci simulace.

K exportu souboru modelů ve formátu obj byl využit další program od firmy Autodesk a to Autodesk 3ds Max. Jedná se 3D modelovací, animační, vykreslovací a kompoziční

software, který se uplatňuje v mnoha odvětvích a to od vývoje her až po speciální vizualizace.



Obr. 12 – Sestava kabelového vleku a Scanie P420

6.1.1 Použité objekty

- Marker (markers) je to jeden ze stěžejních objektů v systému Adams. V podstatě nám definuje lokální souřadnicový systém, vazby, hmotnosti těles, atd. Libovolně ho lze přiřadit tělesům, posouvat a natáčet.
- Vazby (constraints) odebírají jednotlivým tělesům vázaného systému stupně volnosti vůči tělesům ostatním. K dispozici jsou všechny základní kinematické vazby a lze také vytvářet vazby vlastní.
- Pohyby (motions) na základě předepsaných funkcí nebo konstant lze jednotlivým tělesům udělit pohyb v závislosti na čase.
- Tuhá tělesa (rigid bodies) tato tělesa nelze deformovat jakýmkoliv způsobem, mají hmotnost a také momenty setrvačnosti

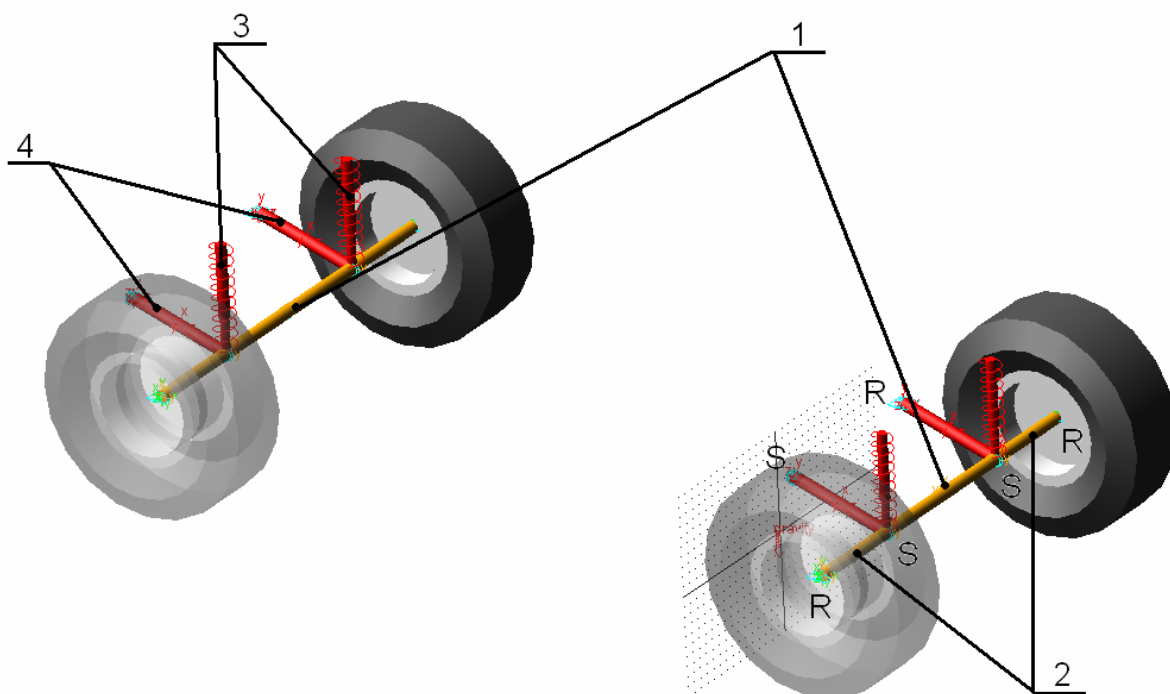
6.1.2 Tažný prostředek

Jako tažných prostředků kabelových vleků se nejčastěji využívá traktorů, tahačů, dodávek, ale i automobilů a to zejména pro kabelové vleky s menší užitkovou hmotností. V dynamické simulaci jsem si k tomuto účelu zvolil tahač Scania P420 (viz obr. 12), jehož model je dostupný na internetu [9].

Model Scanie P420 je následně importován do prostředí MSC. Adams/View, kde je umístěn do příslušné pozice vzhledem k hlavnímu souřadnému systému. K dosažení správné funkce, je třeba na tomto modelu dále provést několik zásadních úprav.

Vytvoření náprav - Aby se tažný prostředek Scania P420 při simulaci choval co nejvíce realisticky a správně přenášel silové účinky na konstrukci rámu kabelového vleku, je třeba modelovat nápravy a provést náhrady pružení a tlumení (viz obr. 13).

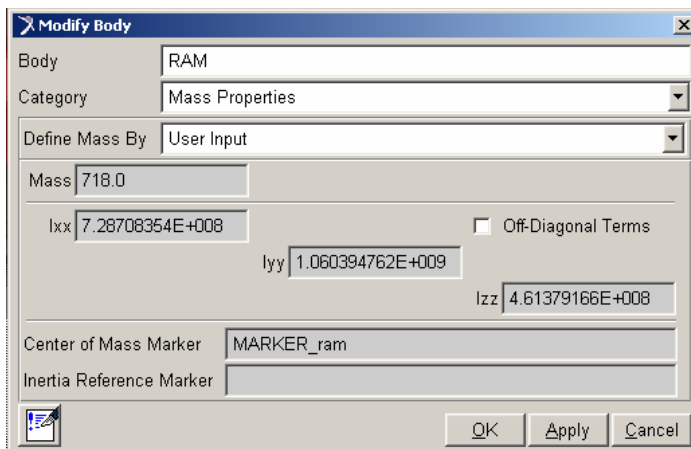
Pomocí prvků rigid bodies je vytvořena přední i zadní náprava se závislým zavěšením kol. Na nápravnici (1) je z každé její strany připojen čep kola (2). Z tohoto bodu vychází vinutá pružina s tlumičem (3), která je připojena k rámu Scania P420. Aby vlivem zatížení nedocházelo k vybočování nápravnice, jsou k tomuto celku navíc připevněna dvě ramena (4). Části náprav jsou vzájemně spojeny kinematickými vazbami. Při vkládání těchto vazeb je třeba brát v úvahu, že sestava musí z důvodu provedení úspěšné simulace být staticky určitá.



Obr. 13 – Podvozek Scania P420 v systému MSC.Adams;
R – rotační vazba; S – sférická vazba

6.1.3 Kabelový vlek a kinematické vazby

Model kabelového vleku je z hlediska vložení kinematických vazeb mezi jednotlivé prvky rozdělen na model polonáprav, rámu přívěsu a cívku s hřídelí. Jednotlivé prvky se do systému MSC.Adams/View vkládají se stejnou vzdáleností od počátku, se kterou byly exportovány z grafického modeláře. Nyní je třeba posunout celý model kabelového vleku do správné polohy vzhledem k tažnému prostředku a zapsat si hodnoty posuvu ve všech osách



Obr. 14 – Parametry rámu

souřadného systému. V dalším kroku je každému z těchto prvků přidělen vlastní marker, který je umístěn do jeho těžiště. Vkládání markeru probíhá vždy tak, že je vybráno tělo prvku, kterému marker přiřazujeme, dále umístíme marker do středu souřadného systému a následně je posunut ve všech osách souřadného systému do těžiště. Aby se model choval co nejvíce realisticky, jsou mu dále přiděleny hodnoty momentů setrvačnosti a hmotnosti. Všechny tyto fyzikální vlastnosti zjistíme z modelu v grafickém modeláři. Příklad přiřazení těchto hodnot je znázorněn na obr. 13. Fyzikální vlastnosti jednotlivých částí modelu jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 – Přehled fyzikálních vlastností jednotlivých částí kabelového vleku

Center of mass marker	Hmotnost (mass) [kg]	Momenty setrvačnosti [kg.mm ²]		
		I _{xx}	I _{yy}	I _{zz}
Rám	718	7,287.10 ⁸	1,0603.10 ⁹	4,6137.10 ⁸
Polonápravy	72	8,3025.10 ⁶	8,7406.10 ⁶	1,2102.10 ⁶
Buben + hřídel	3000	2,2348.10 ⁷	1,7438.10 ⁹	1,7438.10 ⁹

Kinematické vazby

Jak už bylo několikrát řečeno v předchozím textu této práce, jednotlivé prvky musí být vzájemně spojeny kinematickými vazbami takovým způsobem, aby byla zaručena jejich správná funkce. K tomuto účelu jsem použil následující vazby, které odebírají specifický počet stupňů volnosti translačních a rotačních pohybů:

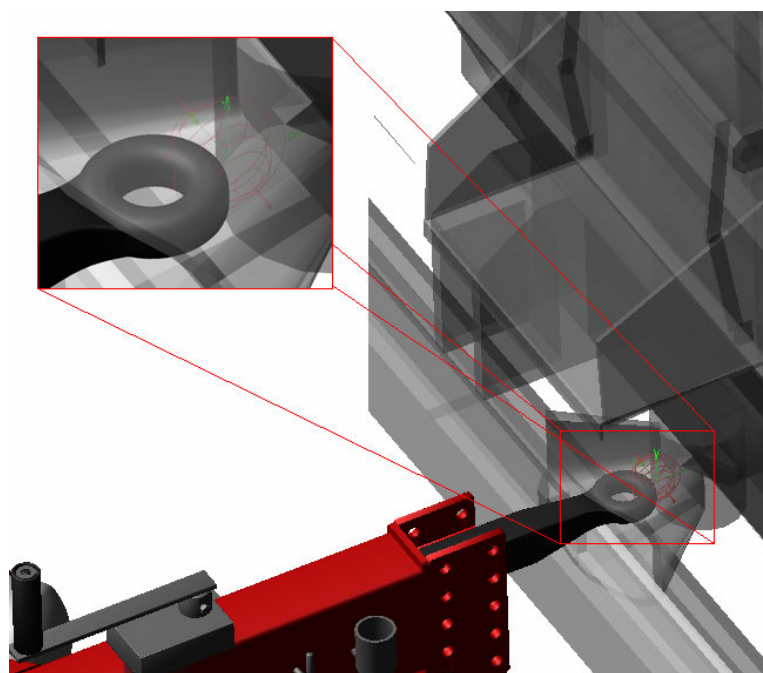
- Sférická
- Rotační

- Kontaktní (vysvětleno dále)
- Pevná

V systému MSC.Adams nelze řešit staticky neurčitě nebo přeureně úlohy. Úloha musí být tedy přímo definovaná jako staticky určitá. V případě statické přeurenosti dojde k automatickému přetvoření úlohy na staticky určitou svévolným odstraněním přebytečných vazeb.

Rotačních vazeb je využito ke spojení mezi polonápravami a rámem kabelového vleku a dále mezi polonápravami a koly. Z hlediska co největší autentičnosti rotačních vazeb umožňuje MSC.Adams nadefinovat v těchto vazbách tření. Velikost tohoto tření závisí na použitých materiálech třecích ploch, na jejichž základě se udávají hodnoty statických a dynamických součinitelů tření.

Spojení tažného prostředku a kabelového vleku je realizováno pomocí sférické vazby, která odbírá 3° volnosti translačního pohybu a umožňuje natočení ve všech osách kolem přiřazeného markeru (viz obr 14).



Obr. 15 – Detail spojení sférickou vazbou

Hřídel kabelového bubnu, na kterém je navlečena cívka, je spojena s rámem přívěsu pomocí držáků. V tomto držáku dochází ke kontaktnímu spojení těchto prvků. Aby nebyla porušena podmínka statické určitosti, je použito pružinového spojení, pomocí kterého lze nahradit prakticky všechny typy kinematických vazeb.

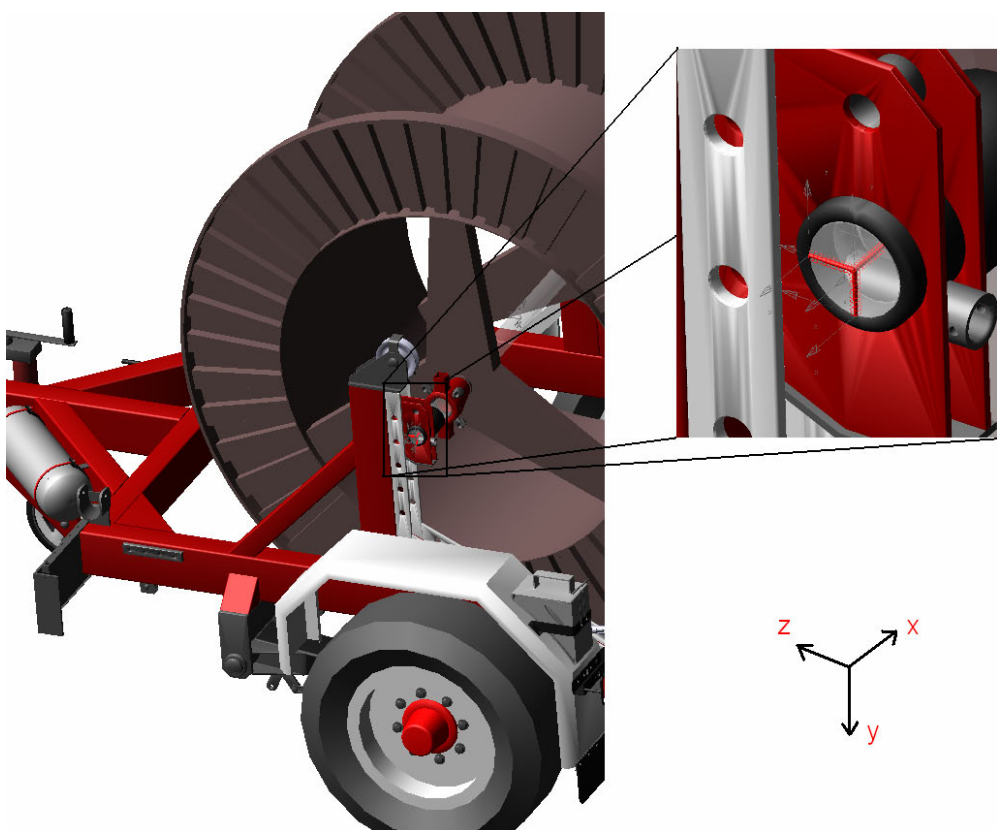
Toto spojení je tedy realizováno pomocí torzních a translačních pružin. Jelikož se jedná o spojení dvou kovových částí (kontaktní spoj), je třeba nastavit vysoké hodnoty tuhosti a tlumení, aby nedocházelo ke zkreslení hodnot výsledných sil v tomto spojení (viz

tab. 3). Z výsledků dynamické simulace nás budou především zajímat síly, které působí na rám konstrukce v levém a pravém sloupku. Na obr. 15 je znázorněn detail tohoto spojení na levém sloupku kabelového vleku. Všechny tři translační pružiny jsou jednou svojí stranou spojeny markerem, který je přiřazen hřídeli a druhou stranou je vždy jedna z těchto pružin spojena s markerem přiřazeným rámu kabelového vleku a posunutým do jedné z os souřadného systému.

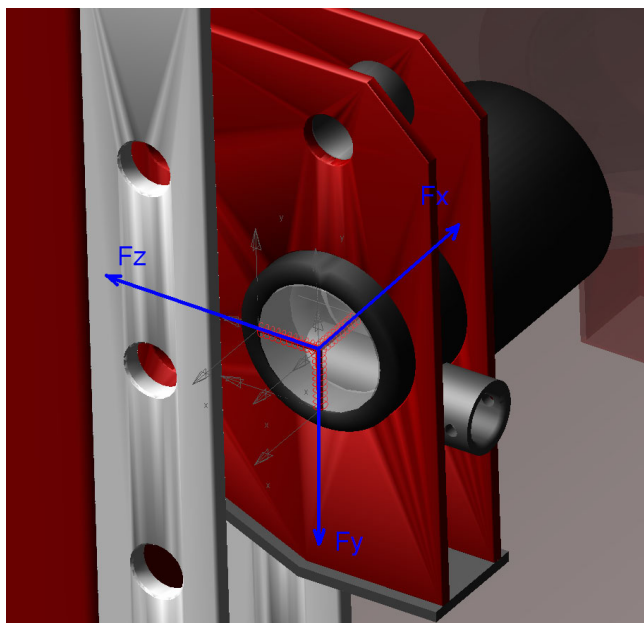
Výslednice sil působících v tomto spoji bude ve všech zatěžujících stavech směřovat do os y a z. Zatížení ve směru osy x je oproti zatížení v osách y a z minimální. Pružina v tomto směru slouží spíše k zamezení pohybu bubnu. Z tohoto důvodu je na pravém sloupku použito pouze torzních pružin ve směru os y a z. Při vyhodnocování dynamické simulace v modulu MSC.Adams/PostProcessing je tedy nutné získat hodnoty sil právě v těchto osách (viz obr. 16.1).

Hodnoty tuhosti a tlumení translačních pružin:

Osa směru pružiny	x, y, z
Tuhost [N.mm ⁻¹]	10 ⁸
Tlumení [N.s.mm ⁻¹]	10 ⁵



Obr. 16 – Realizace přenosu zatížení z kabelového bubnu
na rám vozíku



Obr. 16.1 – Síly působící na držák hřídele

6.1.4 Pneumatiky

Pneumatiky mají velmi podstatný vliv na jízdní vlastnosti ať už motorových, tak i nemotorových vozidel, přívěsů a dalších dopravních prostředků. Mezi faktory, které mají hlavní vliv na jízdní vlastnosti, patří zejména:

- Huštění pneumatik
- Tvar a velikost dezénu
- Rozměry
- Materiál
- Teplota
- Prostředí

Součástí systému MSC.Adams je modul generující matematické modely pneumatik na základě vstupního typu modelu, který obsahuje parametry pneumatiky. Pro tento účel jsem využil matematický model pneumatik FialaTire. Jedná se o model definovaný v textovém souboru, ve kterém je možno editovat tyto základní parametry:

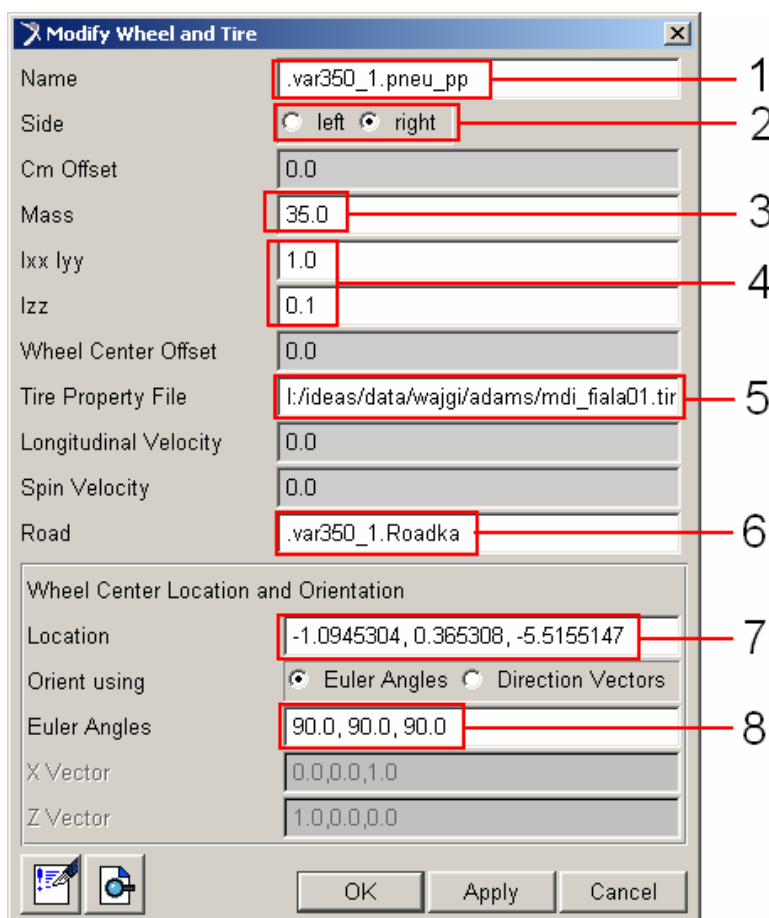
- Nezatížený poloměr (Unloaded radius)
- Šířka (Width)
- Poměr stran (Aspect ratio)
- Vertikální tuhost (Vertical stiffness)
- Vertikální tlumení (Vertical damping)
- Valivý odpor (Rolling resistance)

Po nastavení těchto parametrů je dále třeba také definovat textový soubor cesty, kterým určíme kontaktní plochu pro pneumatiku. V dalším kroku vybereme marker, do kterého bude umístěn střed pneumatiky. Ještě před dokončením tvorby pneumatiky je možné zadat její natočení pomocí Eulerových úhlů, ale z čistě praktického hlediska se tento problém řeší ve většině případů až po jejím vložení, kdy je vidět v jaké pozici se nachází vůči osám souřadného systému. Podrobný popis a ukázka vkládání pneumatik je uveden na obr. 16.2.

Vkládány budou celkem tři druhy pneumatik, vždy s rozdílnými parametry. Jedná se o přední pneumatiky Scania P420, zadní pneumatiky a pneumatiky kabelového vleku. Rozměry těchto pneumatik jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 3 – Rozměry použitých pneumatik

Umístění pneumatiky	Rozměry
Scania P420 – přední	315/80 R 22.5
Scania P420 – zadní	315/80 R 22.5
Kabelový vlek	8.25 - 20

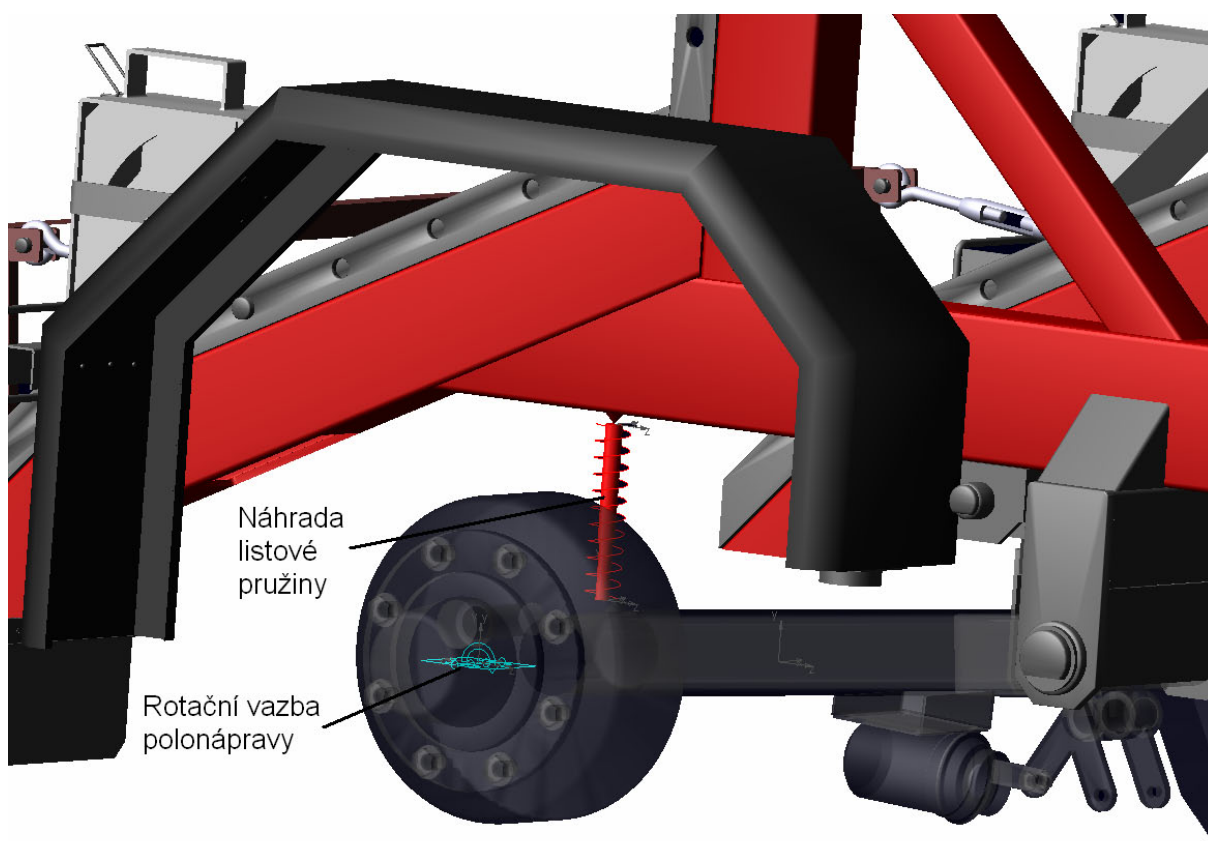


Obr. 16.2 – Okno vkládání pneumatiky; 1- název; 2 - strana vozidla; 3 – hmotnost pneu.;
4 – kvadratické momenty set.; 5 – cesta k textovému souboru (FialaTire);
6 – zvolená trať; 7 – souřadnice zvoleného markeru;
8 – natočení pneumatiky (Eulerovy úhly)

6.1.5 Náhrada listové pružiny

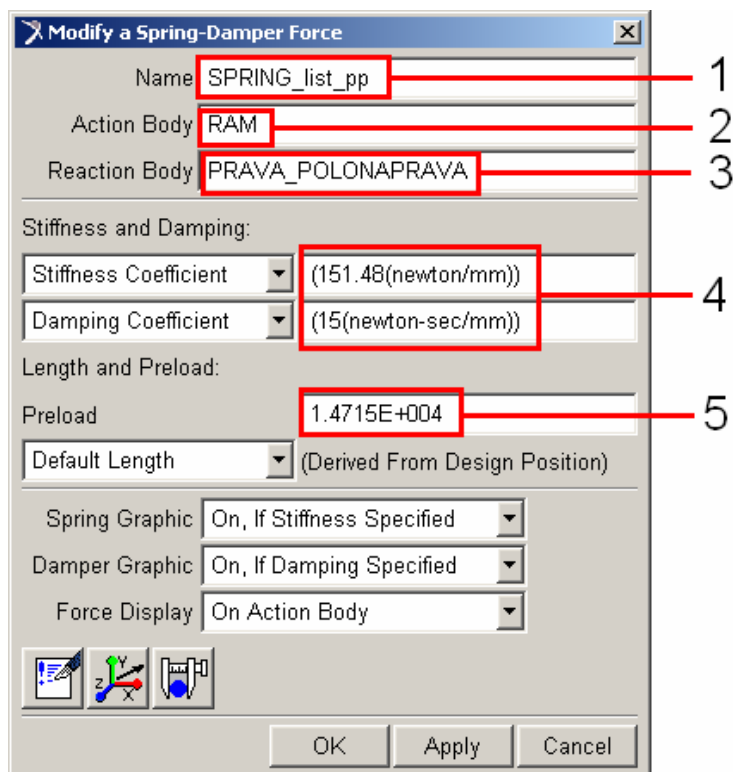
Pro účel vytváření náhrad je listová pružina velmi složité zařízení. Do jisté míry je její chování v podstatě lineární, ale v některých zatěžovacích stavech, zejména při větší deformaci, začíná vykazovat rostoucí nelinearity. Tento druh chování je velice těžké nějakým způsobem při vytváření náhrady zohlednit.

Listová pružina je tedy nahrazena za pomoci vinuté translační pružiny s tlumičem (viz obr. 17). Vinuté translační pružině je přiřazena vypočtená tuhost listové pružiny (viz kapitola 4.3.2). Hodnota tlumení závisí na počtu listů a jejich rozměrech. Tento faktor se podstatným způsobem odráží na její progresivitě. Z hlediska vzájemného tření mezi listy je hodnota tlumení těžko stanovitelná a její analytický výpočet v podstatě nereálný.



Obr. 17 – Náhrada listové pružiny

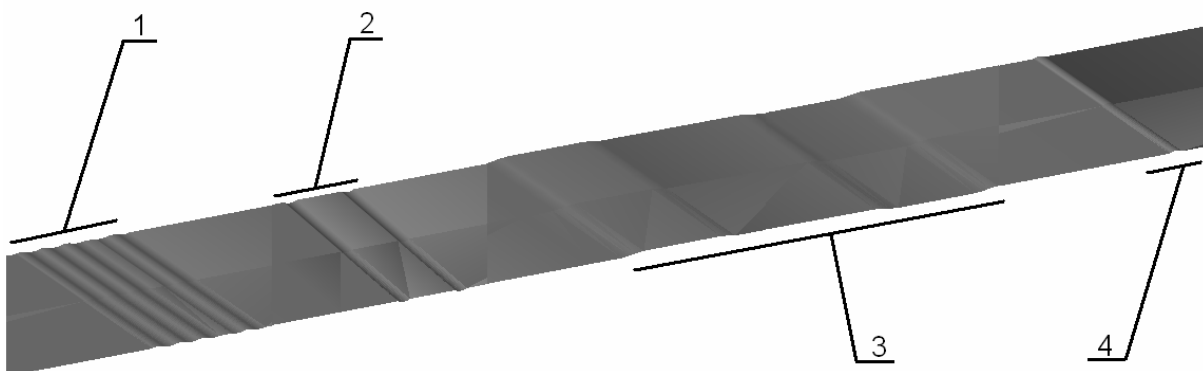
Aby byla náhrada přesně umístěna a směřovala kolmo k podélnému nosníku rámu, byly v grafickém modeláři na konstrukci rámu a polonápravy vytvořeny malé úchytné body kuželového tvaru. V jejich vrcholech jsou pak vytvořeny markery a ty vzájemně spojeny translační pružinou s tlumičem. Pružina je samozřejmě vložena volně v nezatíženém stavu. Zatížení pružiny vlivem působení vlastní tíhy rámu je definováno hodnotou předpětí. Tato hodnota je spolu s hodnotou tuhosti, tlumení a dalšími parametry uvedena v obr. 18.



Obr. 18 – Nastavení parametrů pružiny s tlumičem; 1 – název; 2 – tělo akčního prvku;
3 – tělo reakčního prvku; 4 – hodnoty tuhosti a tlumení pružiny;
5 – hodnota předpětí v pružině

6.1.6 Profil trati

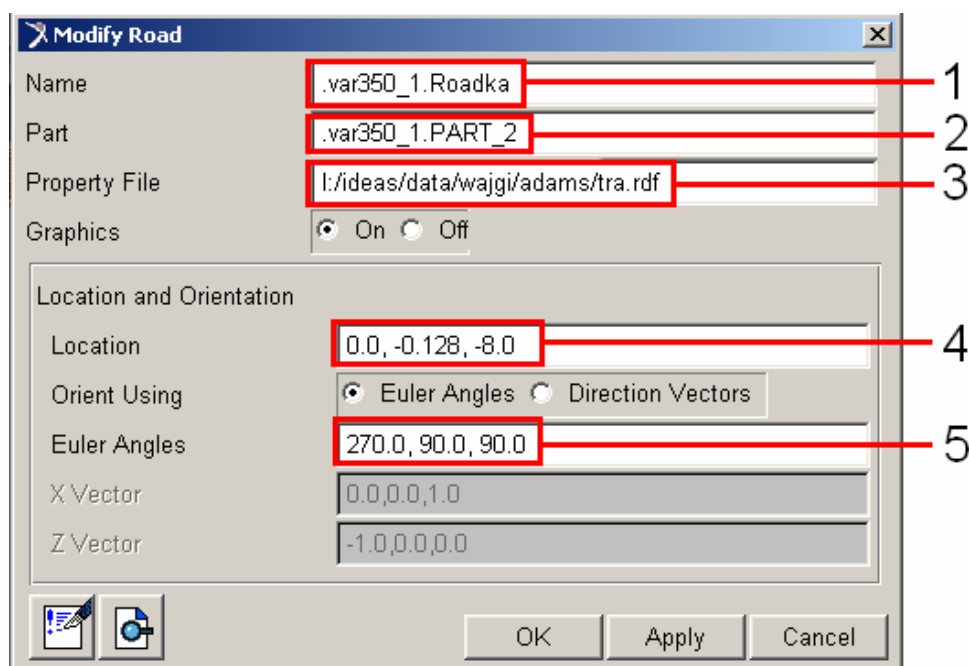
Profil trati, která slouží jako kontaktní plocha pro pneumatiky, je vytvořen podobně jako pneumatika za pomoci textového souboru, který lze editovat. V této práci jsem využil trať již vytvořenou, jejímž autorem je Ing. Jan Pokorný, Ph.D. Podstata tvorby takovéto cesty spočívá v zadávání souřadnic jednotlivých bodů, které jsou následně propojeny v trojúhelníky. Dále je tento soubor obsahující profil trati importován do MSC.Adams/View.



Obr. 19 – Model celé trati; 1 - první překážka; 2 - druhá překážka;
3 - třetí překážka; 4 - čtvrtá překážka

Na obr. 19 je znázorněn model trati, na které bude provedena dynamická simulace. Použitá trať je 135 metrů dlouhá a 12 metrů široká. Na celé délce trati se nachází celkem čtyři překážky, které jsou svým tvarem podobné nejčastěji se vyskytujícím nerovnostem na vozovkách.

Trať musí být do prostředí MSC.Adams vložena ještě před vkládáním pneumatik, kde je jí zapotřebí definovat. Všechny součásti, jako jsou pneumatiky, cesta atd., je nutné mít uložené vždy na stálém místě na disku. Systém MSC.Adams je neukládá do stěžejních souborů, ale vždy k nim při spuštění hledá zadanou cestu. Nastavení parametrů vkládané trati si lze povšimnout na obr. 19.1.



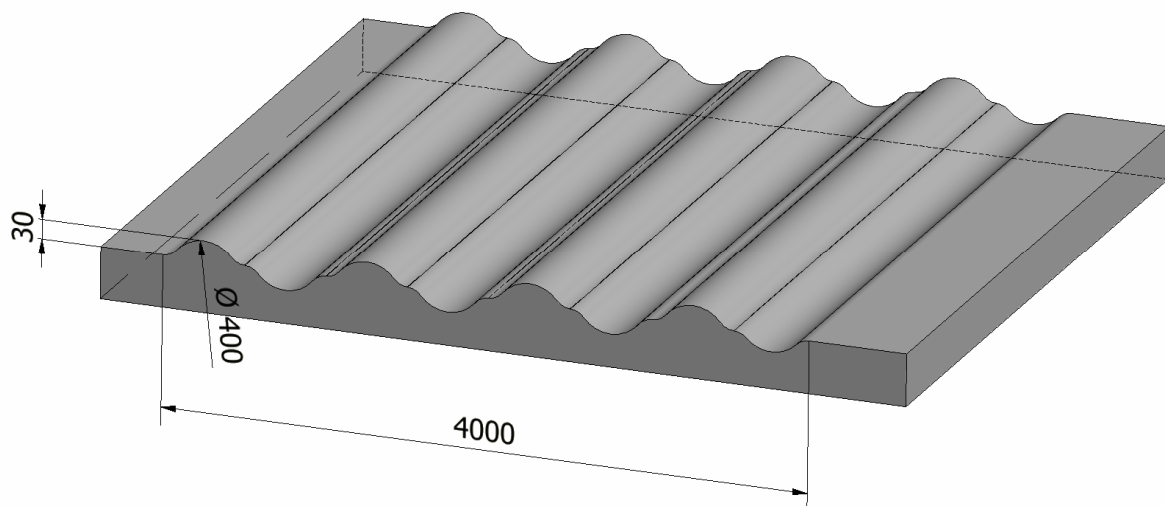
Obr. 19.1 – Nastavení parametrů trati; 1 – název trati;
2 – prvek, ke kterému je trať přiřazena; 3 – cesta k textovému souboru trati;
4 – souřadnice markeru; 5 – natočení trati pomocí Eulerových úhlů

6.1.6.1 Přehled jednotlivých překážek:

Cílem tohoto přehledu je poskytnout především informace o rozměrech a přibližném tvaru profilu jednotlivých překážek, které se vyskytují na trati. Tyto překážky nejsou modelovány ve skutečném měřítku. Rozměry odpovídají skutečnosti.

1. Překážka

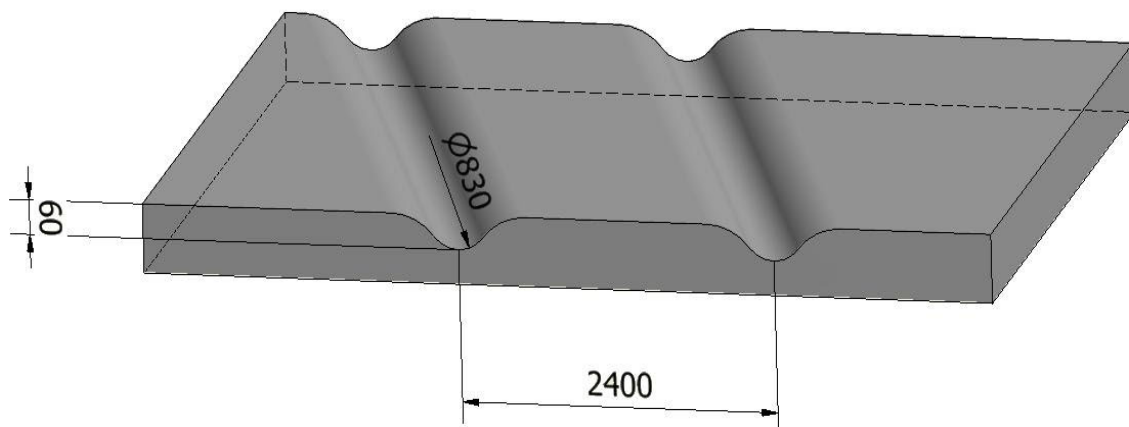
Profil této překážky odpovídá rozsáhlé destrukci vozovky zapříčiněné jakýmkoliv způsobem (např. špatné zhutnění, přírodní vliv atd.). Tvar profilu přibližně odpovídá funkci sinus ovšem s částečným horizontálním přechodem vždy mezi jednotlivými vlnami. Celá překážka se skládá celkem z deseti vln s rozměry uvedenými na následujícím obrázku (viz obr. 20). Vlny jsou rovnoběžné s příčným průřezem trati.



Obr. 20 – Tvar profilu první překážky a její rozměry

2. Překážka

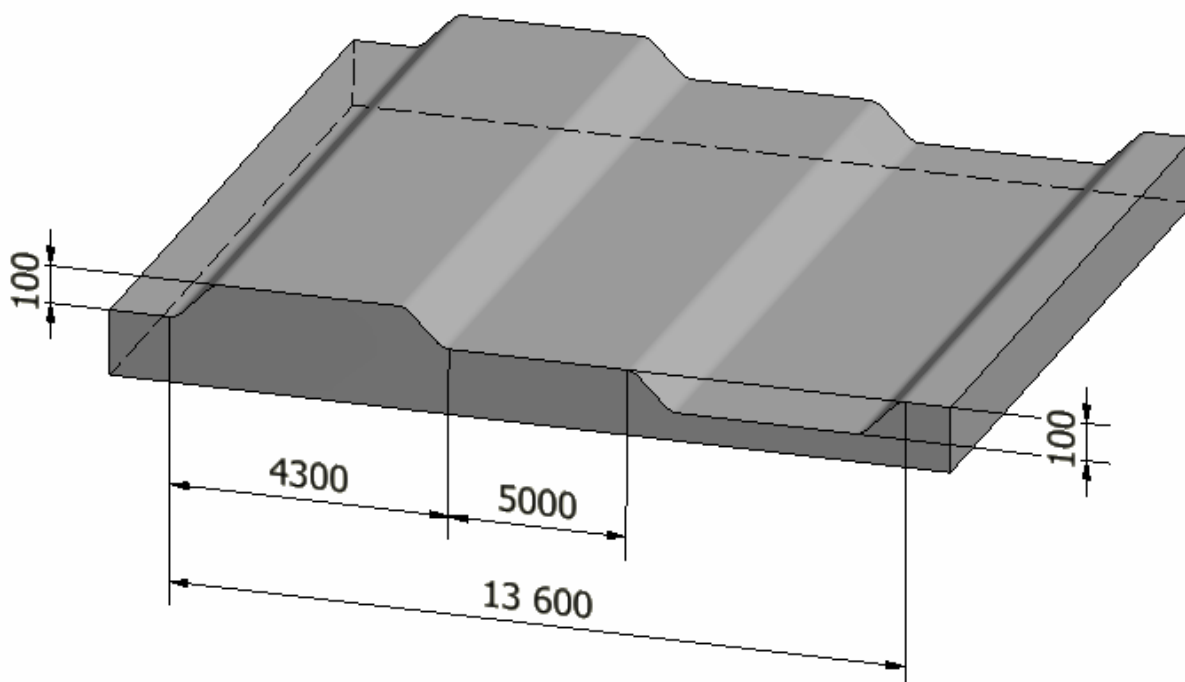
Podstata této překážky spočívá v napodobení přejezdu vyjetých kolejí ve vozovce. Kolejnice nejsou rovnoběžné s příčným průřezem a z toho je tedy zřejmé, že nápravy na levé straně tažného prostředku a kabelového vleku najíždí na tuto překážku jako první (viz obr. 20).



Obr. 21 – Tvar profilu druhé překážky a její rozměry

3. Překážka

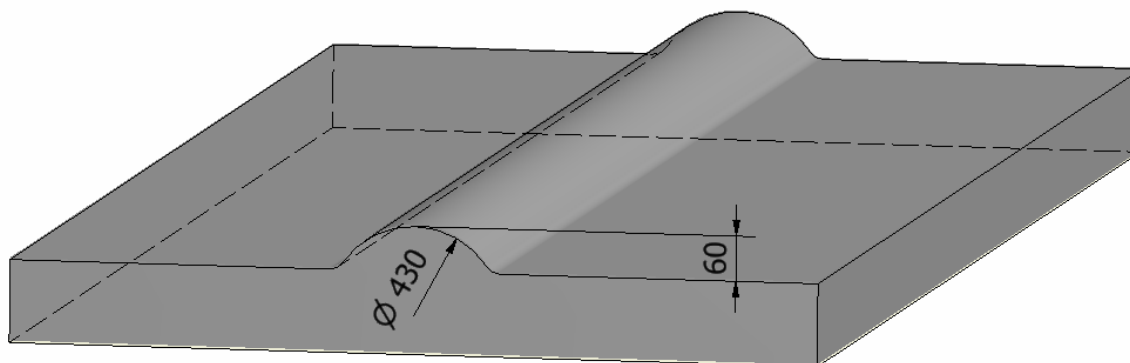
Z hlediska náročnosti této překážky se dá předpokládat, že zde bude docházet během simulace k extrémním zatížením. Důvodem vzniku těchto zatížení je, že v době nájezdu vleku na překážku zdolává tažný prostředek stále druhou část překážky a tím přenáší a zvětšuje jeho zatížení.



Obr. 22 – Tvar profilu třetí překážky a její rozměry

4. Překážka

Tato překážka má symbolizovat zpomalovací nebo též příčný práh. Cílem těchto překážek je donutit řidiče silničních vozidel snížit rychlost v nebezpečných místech vozovky nebo v místech, ve kterých to dopravní situace vyžaduje (např. pěší zóna).



Obr. 23 – Tvar profilu čtvrté překážky a její rozměry

Tab. 4 - Přehled vzdálenosti překážek na trati

Přehled vzdálenosti překážek na trati			
Překážka	Intervaly vzdáleností v osách souřadného s. [m]		
	X	Y	Z
1.Překážka	< -6 ; 6 >	< -0,03 ; 0,03 >	< 30 ; 34 >
2.Překážka	< -6 ; 6 >	< -0,06 ; 0 >	<44,468;45,962>
3.Překážka	< -6 ; 6 >	< -0,1 ; 0,1 >	< 56 ; 69 >
4.Překážka	< -6 ; 6 >	< 0 ; 0,06 >	< 100 ; 100,43 >

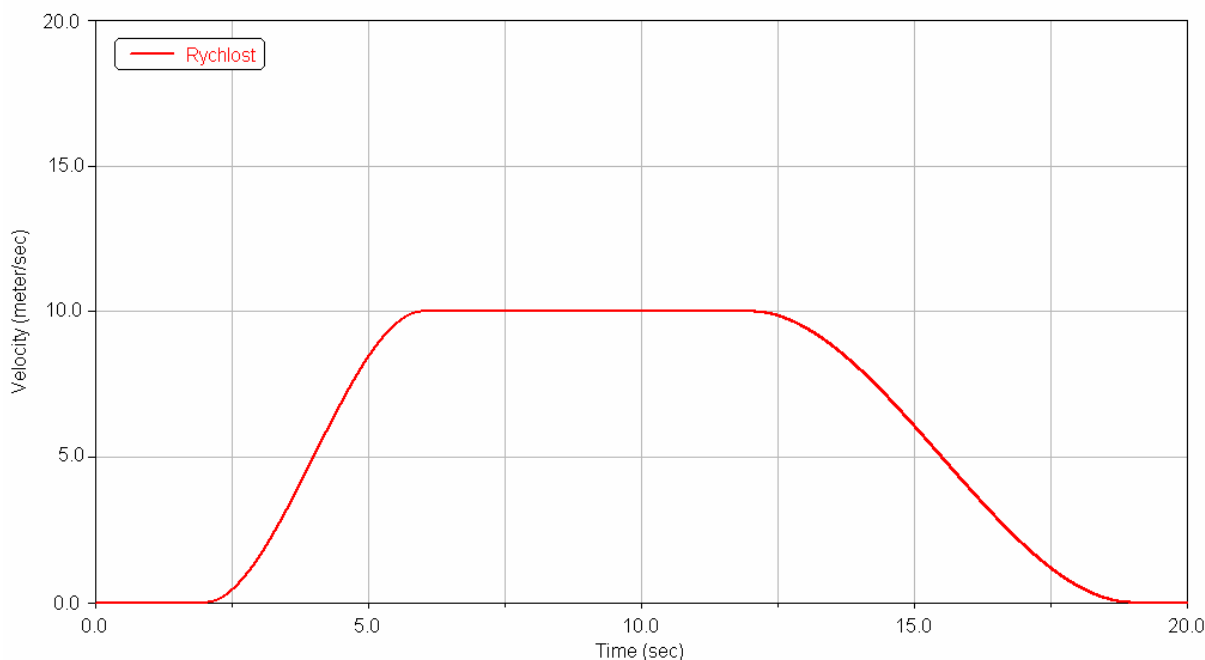
6.1.6.2 Nastavení rychlosti tažného prostředku

Průběh rychlosti sestavy tažného zařízení a kabelového vleku v závislosti na čase je znázorněn v grafu na obr. 24.1. Rychlost je definovaná funkcí, kterou tvoří několik kroků (stepů), jejichž počet je závislý na změně rychlosti. V našem případě je funkce definovaná ve čtyřech krocích.

Aby bylo zřejmé, jak se tato funkce vytváří, sestavil jsem tabulku (viz obr. 24.2) s popisem jednotlivých kroků. V levé části tabulky jsou uvedeny jednotlivé kroky s funkčním předpisem. V pravé části je matematický zápis změny rychlosti v závislosti na čase.

STEP	t [s]	; v [mm/s]
STEP(time , 0 , 0 , 2 , 0)+	----> t=<0,2>	; v= 0
STEP(time , 2 , 0 , 6 , -10000)+	----> t=(2,6>	; v= 0 -> 10 000
STEP(time , 6 , 0 , 12 , 0)+	----> t=(6,12>	; v= konst.
STEP(time , 12 , 0 , 19 , 10000)	----> t=(12,19>	; v= 10 000 -> 0

Obr. 24.1 – Funkce rychlosti jízdy a její popis



Obr. 24.2 – Rychlost sestavy kabelového vleku a Scania P420 v závislosti na čase

Na začátku simulace je sestava spuštěna na začátek tratě. Do 2 sekund dojde k ustálení pohybu vleku a následuje rozjezd. Po 6 sekundách dosáhne rychlosti $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, kterou udržuje až do 12 sekund, kdy začíná brzdit, až se v čase 19 sekund úplně zastaví. Při přejezdech jednotlivých překážek je tedy rychlost sestavy $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Nutno podotknout, že pokud zhodnotíme velikost a tvarové uspořádání překážek, dojdeme k závěru, že je tato rychlost vysoká. Při správném provozu by k takovéto situaci prakticky nemělo dojít. Každopádně je dobré počítat i s takovýmito případy a seznámit se s chováním konstrukce a celé sestavy, pokud k nim dojde.

6.1.7 Přehled vstupních hodnot částí kabelového vleku

V následující tabulce je uveden konečný přehled všech vstupních parametrů jednotlivých částí kabelového vleku, které výraznou mírou ovlivňují výsledky dynamické simulace.

Tab. 5 – Přehled vstupních hodnot jednotlivých částí kabelového vleku

Rám	Hmotnost [kg]	m = 718	
	Momenty setrvačnosti [kg.mm ²]	$I_{xx} = 7,2870 \cdot 10^8$	
		$I_{yy} = 1,0603 \cdot 10^9$	
		$I_{zz} = 4,6137 \cdot 10^8$	
Polonáprava	Hmotnost [kg]	m = 2 x 72	
	Momenty setrvačnosti [kg.mm ²]	$I_{xx} = 8,3025 \cdot 10^6$	
		$I_{yy} = 8,7406 \cdot 10^6$	
		$I_{zz} = 1,2102 \cdot 10^6$	
Cívka	Hmotnost [kg]	m = 3000	
	Momenty setrvačnosti [kg.mm ²]	$I_{xx} = 8,3025 \cdot 10^9$	
		$I_{yy} = 8,7406 \cdot 10^9$	
		$I_{zz} = 1,2102 \cdot 10^9$	
Listová pružina	Stiffness coefficient [N.mm ⁻¹]	k = 151,48	
	Damping coefficient [N.s.mm ⁻¹]	b = 15	
	Preload	p = 1,4751 . 10	
Náhrada kontaktu	Osy x, y, z	Stiffness c. [N.mm ⁻¹]	k = 10 ⁸
		Damping c. [N.s.mm ⁻¹]	b = 10 ⁵
Pneumatiky	Unloaded radius [mm]	490	
	Width [mm]	235	
	Aspect ratio [-]	0,8	
	Vertical stiffness [N.mm ⁻¹]	780	
	Vertical damping [N.s.mm ⁻¹]	3,1	
	Rolling resistance [-]	0,014	

7. Vyhodnocení výsledků dynamické simulace

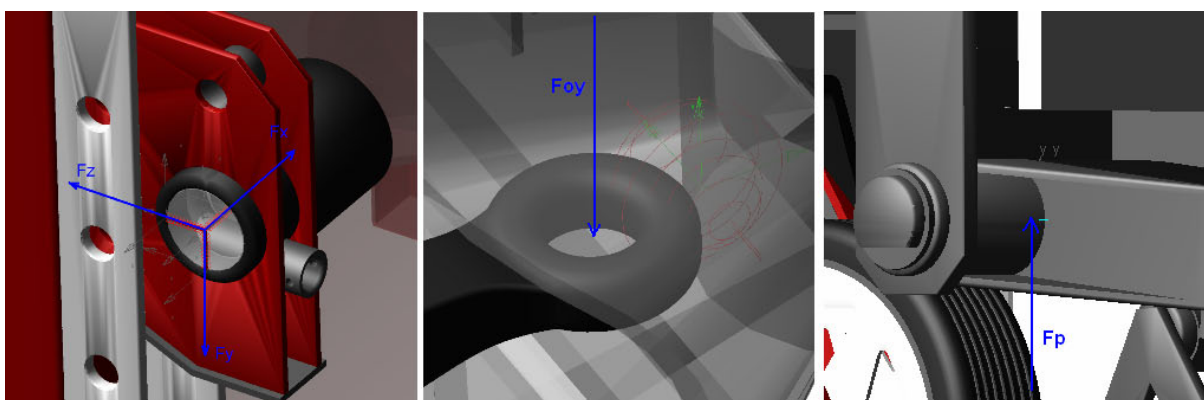
V předešlých kapitolách (kap. 5, 6) této práce jsem se zabýval úvodem do tématu virtuálních prototypů. Především byly rozebrány postupy tvorby modelu v systému MSC.Adams/View, nastavení parametrů podstatných pro dynamickou simulaci, provedení náhrad jednotlivých kinematických vazeb, rozbor trati, tvorba pneumatik a časový rozbor simulace. Po všech těchto krocích jsem provedl dynamickou simulaci jízdy po vybrané trati.

Následuje tedy vyhodnocení získaných zatěžovacích stavů. Největší pozornost věnuji především vyhodnocení silových účinků působících na stojiny rámu, přes které je přenášeno zatížení od cívky. Silové účinky lze získat ze všech kinematických vazeb a také pružin. Zatěžovací stavy jsou rozděleny do dvou hlavních skupin a to na statické a dynamické. Statický stav je takový stav, kdy je celá sestava vleku a tažného prostředku v ustáleném stavu a má nulovou rychlost. Z hlediska stavů dynamických se soustřeďuji na okamžiky přejezdu vleku přes překážky.

7.1 Statické stavy

Na začátku simulace je vozík spuštěn na povrch trati. V okamžiku dopadu dochází k rozkmitání konstrukce vlivem velkého zatížení a tlumících prvků. Během 2 sekund dojde k vyrovnání silových účinků a vozík přejde do ustáleného stavu. V této chvíli působí na konstrukci kabelového vleku pouze statické síly od vlastní tíhy prvků vozíku.

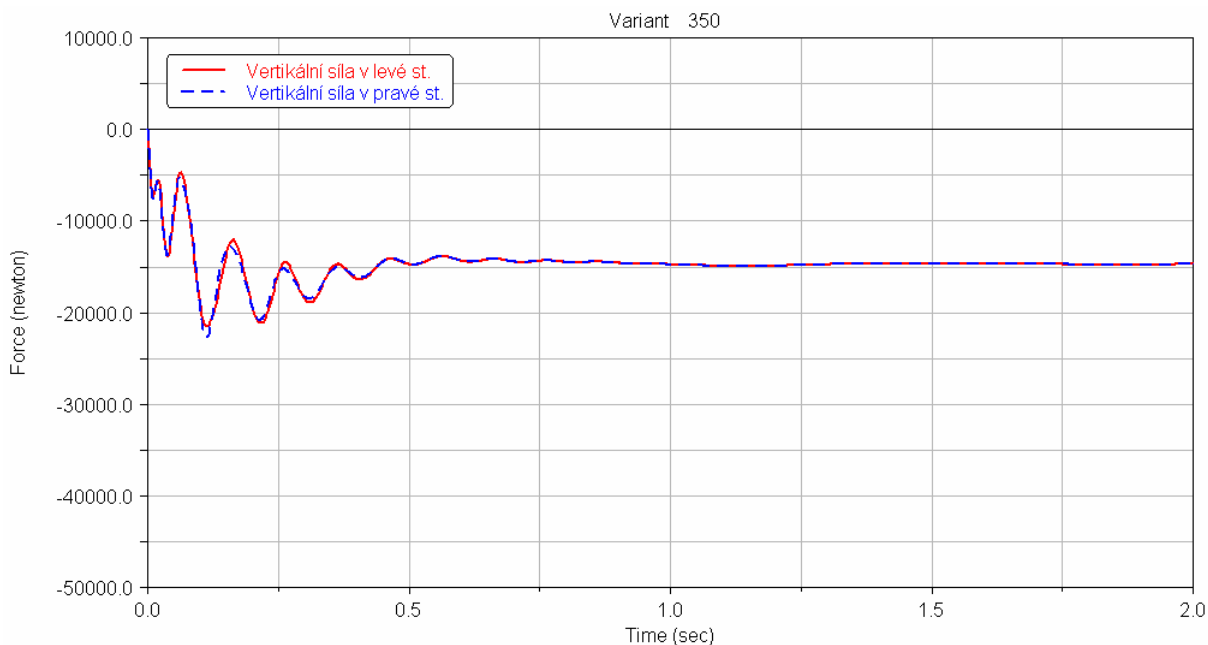
Na následujících obrázcích (viz obr. 26, 27, 28, 29, 30) jsou znázorněny grafy, které jsou výstupními výsledky provedené simulace. V tomto případě se jedná o zatížení, které působí na konstrukci rámu. Další možností je znázornit zatížení, kterým působí konstrukce rámu na prvky vyvolávající zatížení. Samozřejmě z hlediska zákona akce a reakce jsou tato zatížení naprosto totožná, pouze směr jejich působení je opačný. Horizontální osa grafu popisuje časový úsek simulace, vertikální osa velikost zatížení. Explicitně také vyjádřeno jako $F_{(x,y,z,o,v)} = f(t)$.



Obr. 25 – Uzly, ve kterých je měřena odezva konstrukce

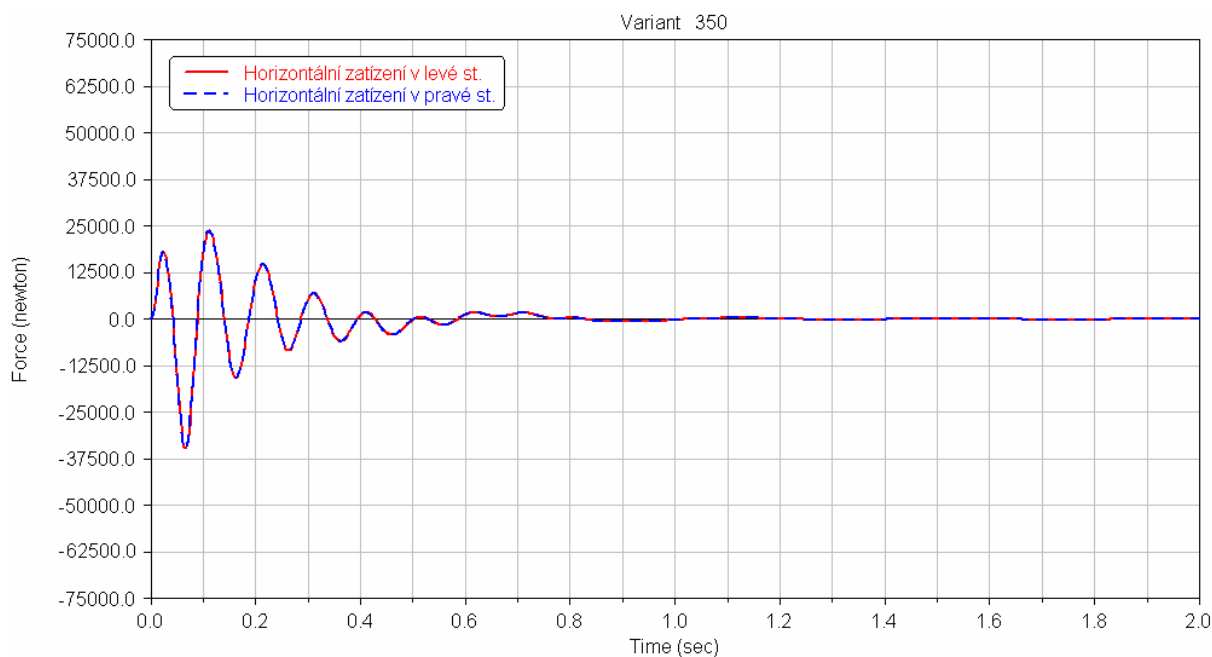
V následujících výsledcích si lze povšimnout počátečního rozkmitání konstrukce, které je vyvoláno spuštěním sestavy na trať. To se téměř úplně ustálí po dobu jedné sekundy a konstrukce přejde do statického (ustáleného) stavu. Pro účely pevnostní analýzy budou použity právě hodnoty zatížení v ustáleném stavu.

Vertikální zatížení stojin rámu silou F_y



Obr. 26 – Vertikální zatížení stojin rámu silou F_y - (0 ÷ 2s)

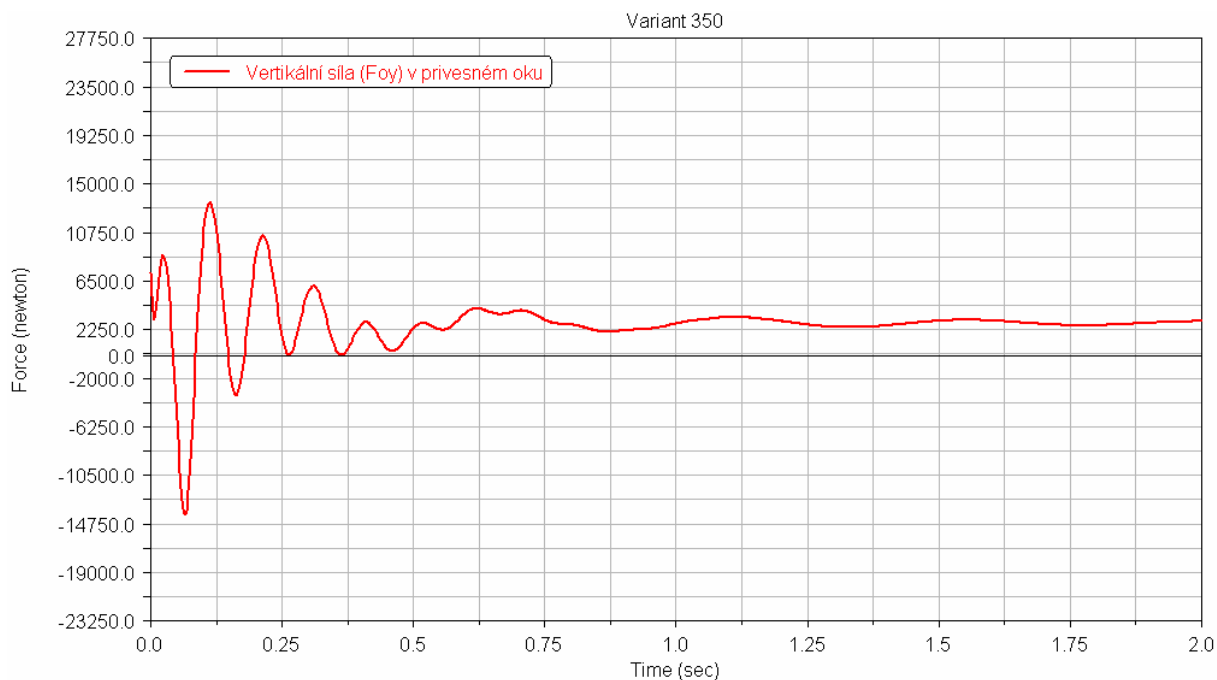
Horizontální zatížení stojin rámu silou F_z



Obr. 27 – Horizontální zatížení stojin rámu silou F_z - (0 ÷ 2s)

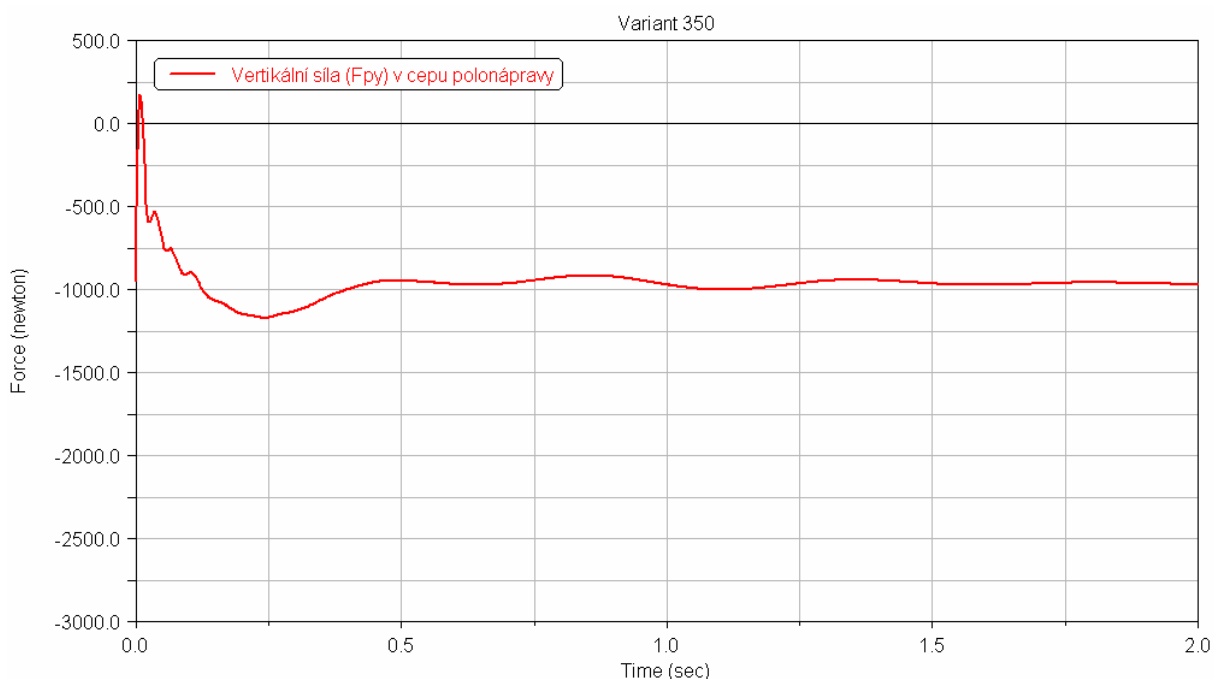
Vertikální zatížení oka oje silou F_o

Velké zatížení oka v krátkém časovém úseku simulace je v této části vyvoláno různým časem dopadu tažného prostředku a vozíku na trať. Tato hodnota překračuje povolenou, normou stanovenou hranici (10 kN). Hodnota zatížení po ustálení sestavy (2,81 kN) již není problematická.



Obr. 28 – Vertikální zatížení oka oje silou F_o - (0 ÷ 2s)

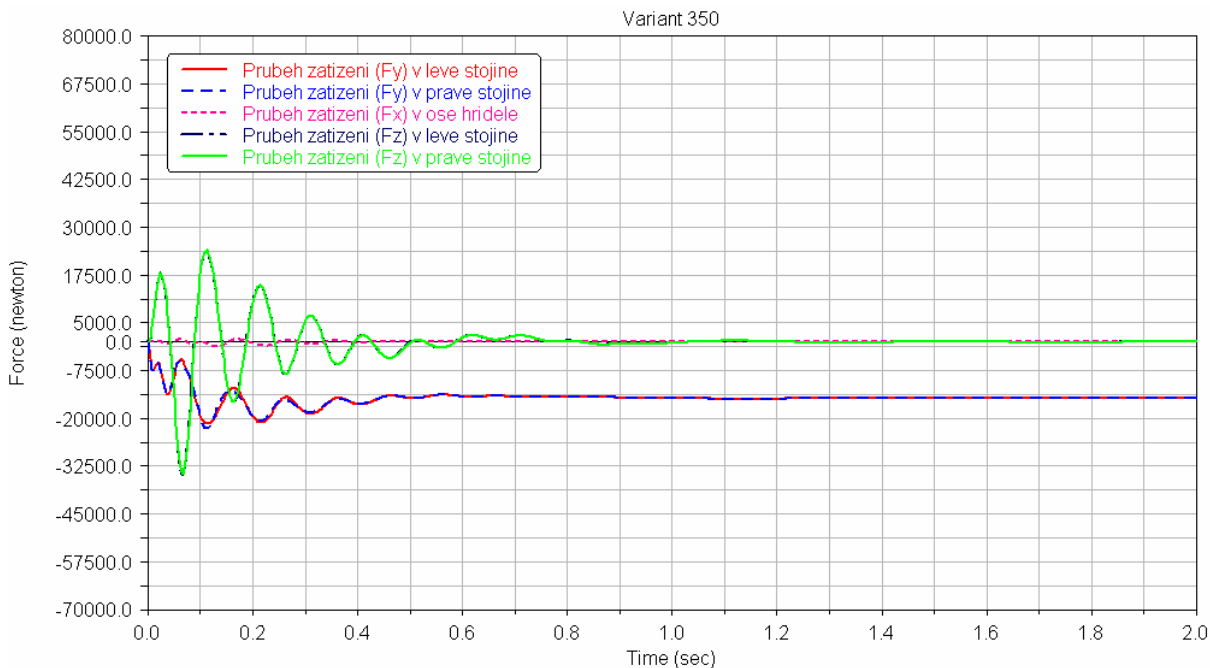
Vertikální zatížení čepu polonápravy F_p



Obr. 29 – Vertikální zatížení čepu polonápravy F_p - (0 ÷ 2s)

Souhrn všech zatížení v čase simulace 0 ÷ 2 s působících na stojinách

Na obr. 30 je zobrazen průběh zatížení, působících ve všech směrech na levé a pravé stojině kabelového vleku. Největší zatížení je jednoznačně vyvoláno silou F_z , působící v horizontálním směru.



Obr. 30 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce - (0 ÷ 2s)

Shrnutí výsledků ustálených stavů

Z jednotlivých grafů lze vypočítat, že už v této části simulace, i když konstrukce nepodléhá nikterak velkému zatížení, dochází ke vzniku přechodových stavů (tzn. působení velkých zatížení v krátkém časovém úseku). Tento typ stavů se bude i nadále projevovat a to zejména při simulaci dynamických stavů a to vzhledem k rostoucímu zatížení při přejezdu jednotlivých překážek. O přechodových stavech a jejich řešení bude dále pojednáno v kapitole 8, která se zabývá pevnostní analýzou. Výsledky uvedené v tab. 6 tvoří jeden výpočtový model pevnostní analýzy. Hodnoty zatížení v ose bubnu (F_x) nejsou vzhledem ke svým malým velikostem uváděny. V tomto časovém intervalu nejsou podstatné.

Tab. 6 - Souhrn jednotlivých zatížení působících na konstrukci rámu (0 ÷ 2s)

Souhrn jednotlivých zatížení působících na konstrukci rámu (0 ÷ 2s)				
Působíště sil	Maximální zatížení		Zatížení v ustáleném stavu	
	t [s]	F [kN]	t [s]	F [kN]
F_y	0,089	22,6	1,5	14,8
F_z	0,068	34,8	1	0
F_o	0,057	13,79	1,75	2,81
F_{py}	0,25	1,18	1,75	0,976

7.2 Dynamické stavy

Software MSC.Adams je výpočtový systém, který slouží převážně k řešení dynamiky strojních součástí a sestav. Umožňuje získat představu o chování konstrukcí, u nichž dochází ke změně zatížení v čase. Výsledky, které lze získat, a jejich správnost, se samozřejmě odvíjí od předpokladu, do jaké míry jsme schopni popsat zkoumanou konstrukci zařízení vstupními hodnotami a okrajovými podmínkami.

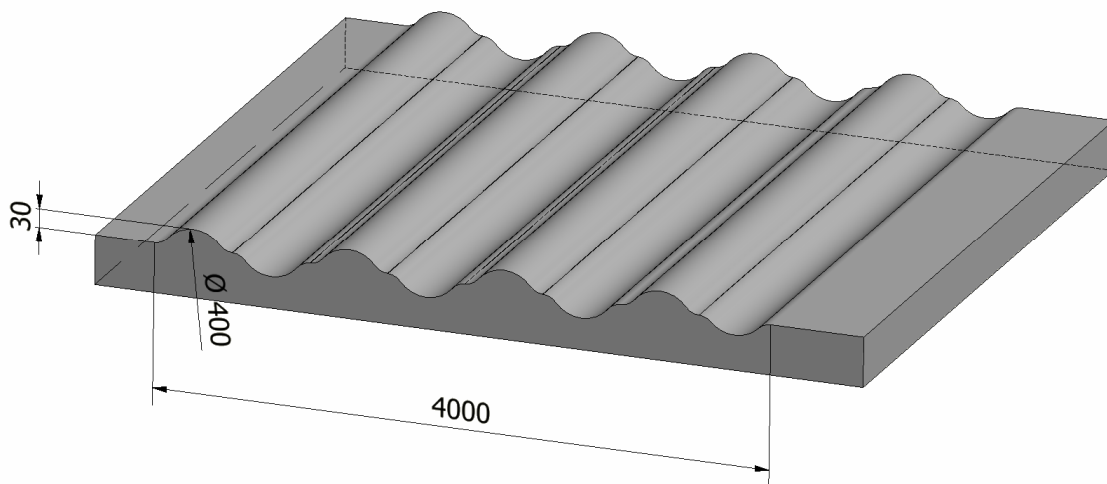
Na rozdíl od předešlé kapitoly, kde byly řešeny stavy statické neboli ustálené, se tato kapitola zabývá odezvou sestavy kabelového vleku a tažného zařízení, která je způsobena přejezdem překážek umístěných na trati. V podstatě jde tedy o zjištění sil působících v konstrukci na základě dynamických účinků jízdy. Zjištěné síly vykazují v některých případech až extrémní hodnoty. Tyto hodnoty jsou způsobeny především velkou rychlostí přejezdu sestavy přes poměrně rozměrné překážky. Dalšími rozhodujícími faktory jsou hmotnost a momenty setrvačnosti jednotlivých částí modelu.

Nutno podotknout, že k maximálnímu zatížení konstrukce kabelového vleku nemusí docházet pouze v okamžiku, kdy se nachází na některé z překážek, ale i mimo ně a to díky přenosu zatížení od tažného prvku. Zhodnocení výsledků simulace je rozděleno do několika částí. Každá tato část se věnuje úseku trati, na kterém odezva vleku vykazuje extrémní hodnoty, případně hodnoty specifické pro některé jízdny stavy (rozjezd, brzdění). Vyhodnocení zatěžovacích stavů je provedeno v několika specifických uzlech konstrukce (viz obr. 25).

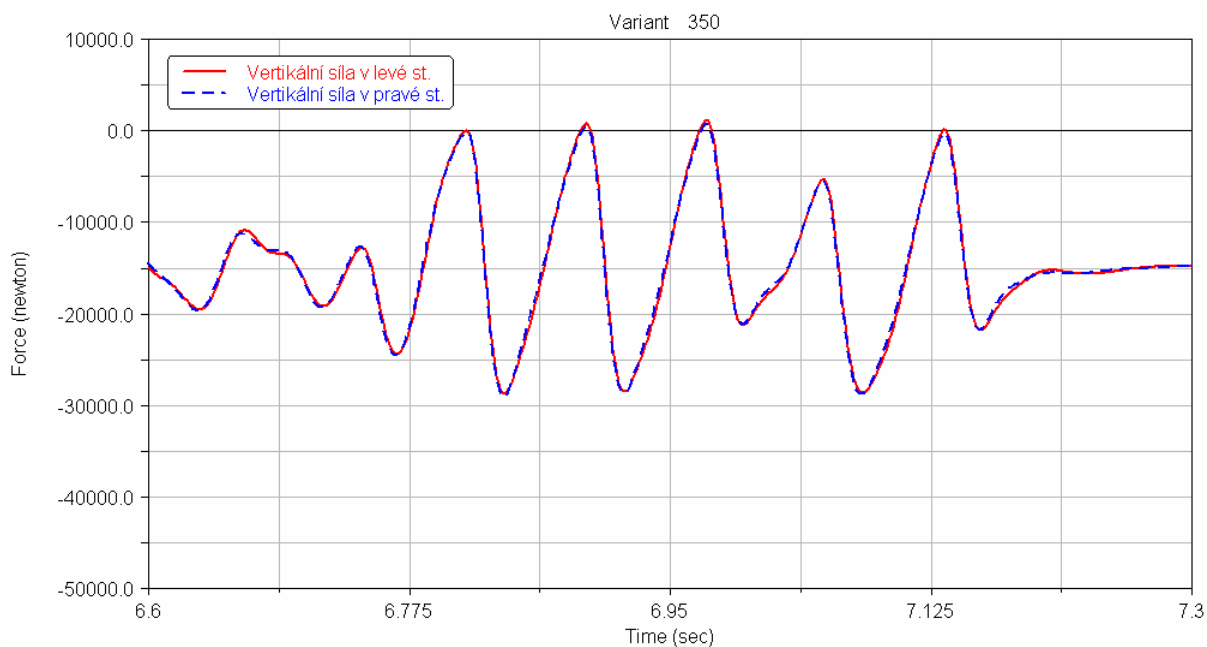
U následujících výsledků simulace není uvedena poloha a důkladnější popis jednotlivých překážek. Tyto informace byly dostatečně popsány v předchozích kapitolách (viz kap. 6.1.6.1 a tab. 5) a není tedy třeba se o nich opět zmiňovat. Uvedeny budou pouze tvar a s tím i rozměry překážky a to z toho důvodu, aby bylo možné porovnat průběh zatížení se specifickým tvarem překážky.

7.2.1 Odezva kabelového vleku - první překážka

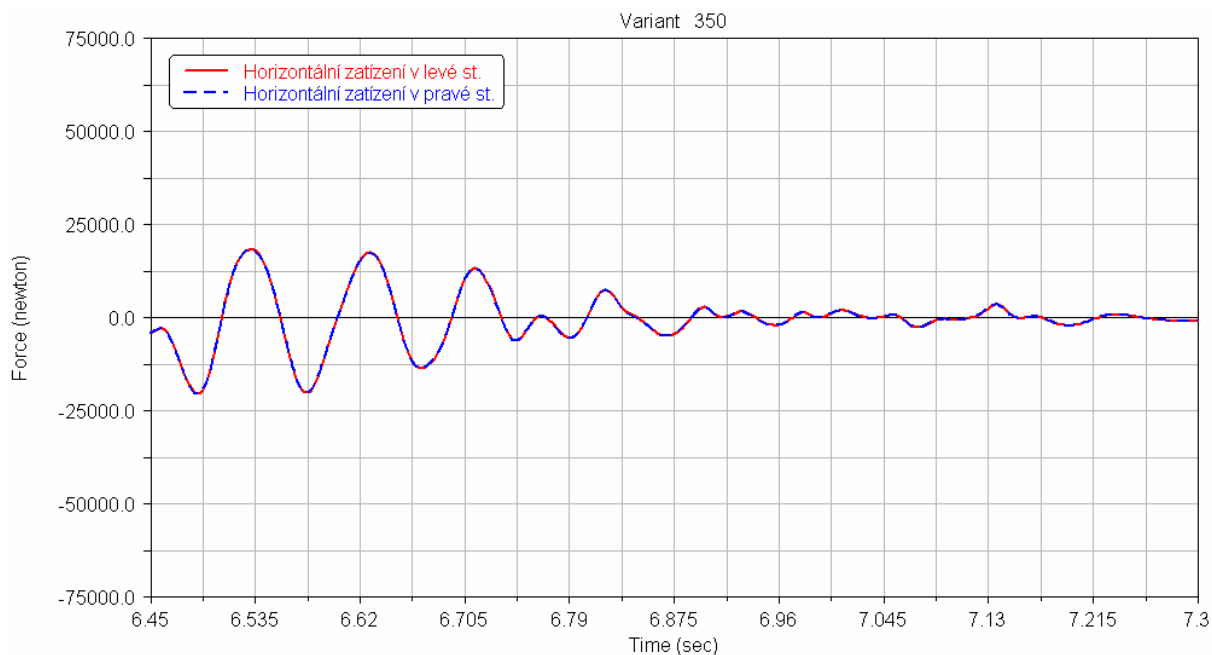
Účelem této překážky je nastínit příklad skutečného přejezdu kabelového vleku přes sérii nerovností na skutečné vozovce (viz obr. 31).



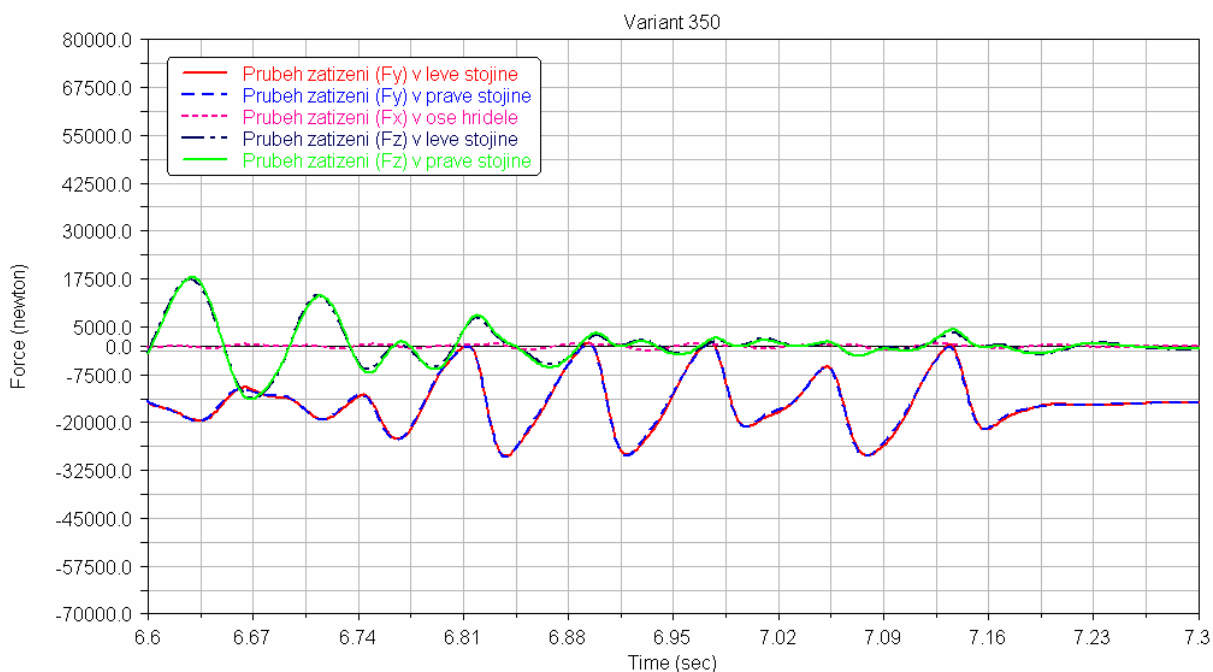
Obr. 31 – Průřez profilem překážky



Obr. 32 – Průběh zatěžující síly F_y v době přejezdu první překážky



Obr. 33 – Průběh zatěžující síly F_z v době přejezdu první překážky



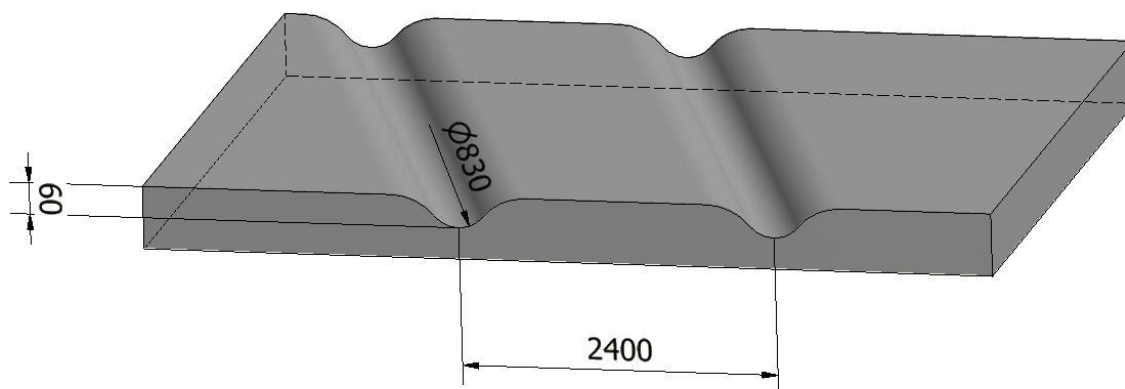
Obr. 34 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (6,6 ÷ 7,3 s)

Tab. 7 – Vyhodnocení výsledků při přejezdu první překážky - 6,6 ÷ 7,3 s

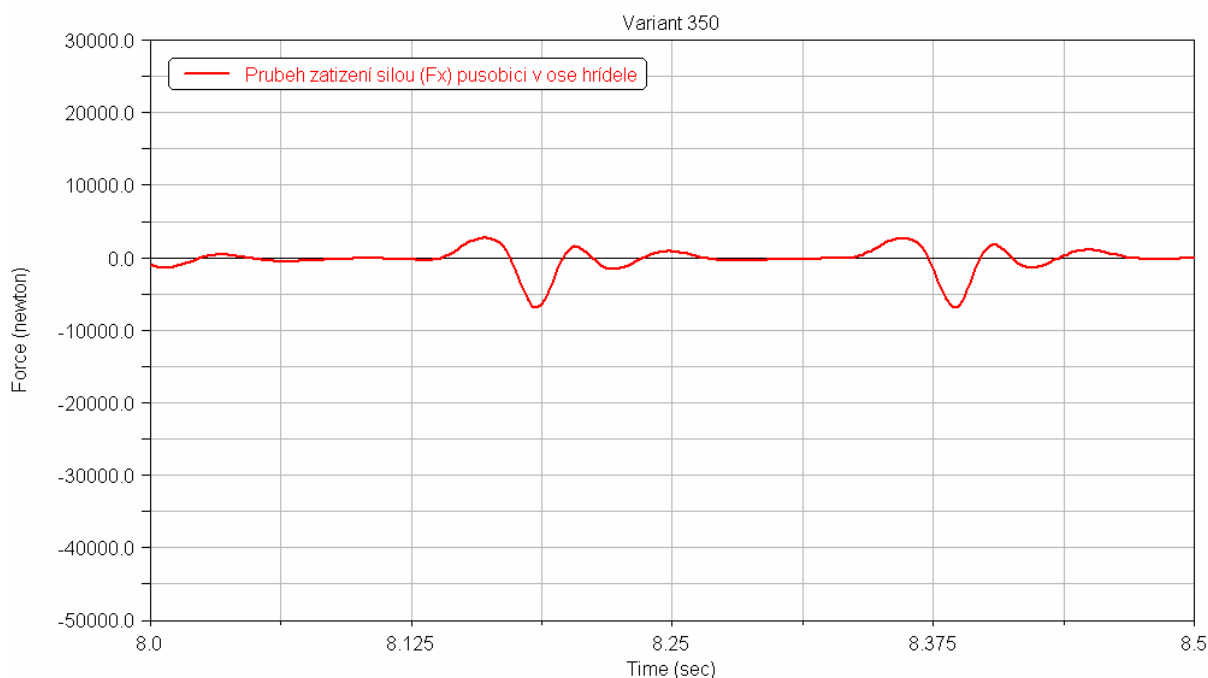
Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
1. Překážka	F_x	0,81
	F_y	29,03
	F_z	20,5

7.2.2 Odezva kabelového vleku - druhá překážka

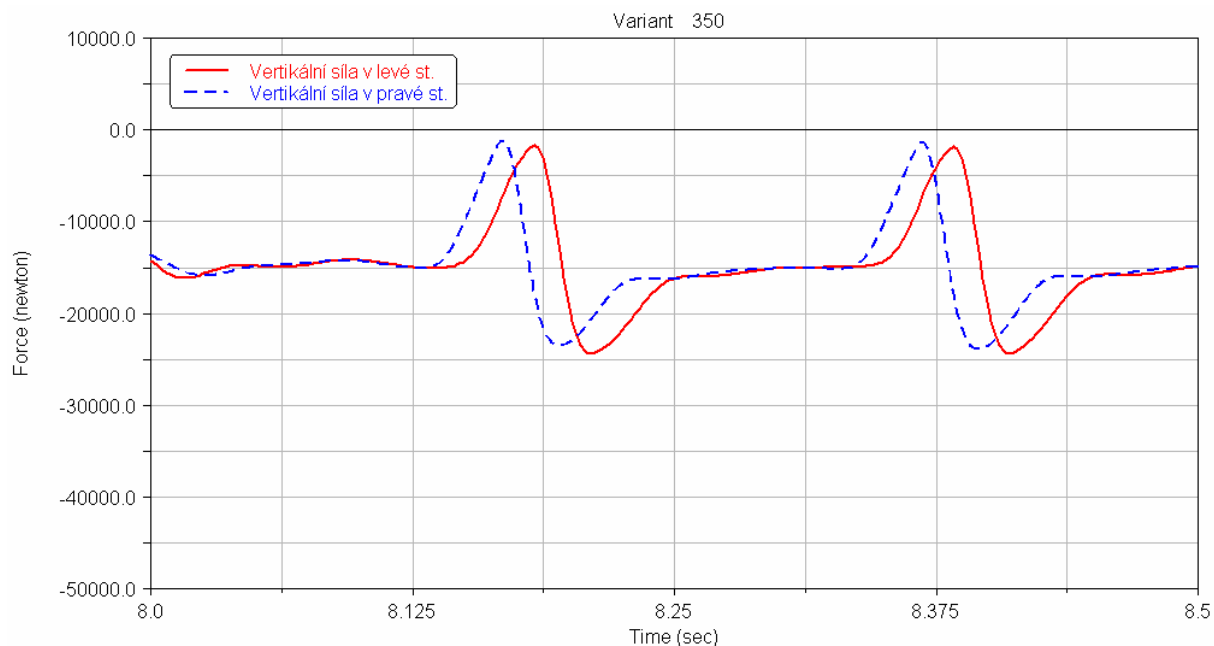
Na obr. 34.1 lze oproti jiným grafům pozorovat rozdílné zatížení pravé a levé stojiny v čase. To je způsobeno specifickým tvarem druhé překážky, jejíž profil není rovnoběžný s příčným průřezem trati. Pravá strana tažného zařízení i vleku vjíždí na překážku dříve než levá a tím tedy vznikne tento časový posun zatížení. Pro tento případ je výjimečně uveden i průběh zatěžující F_x , která působí v ose hřídele bubnu a vyváží tak boční zatížení na stojiny (viz obr. 35).



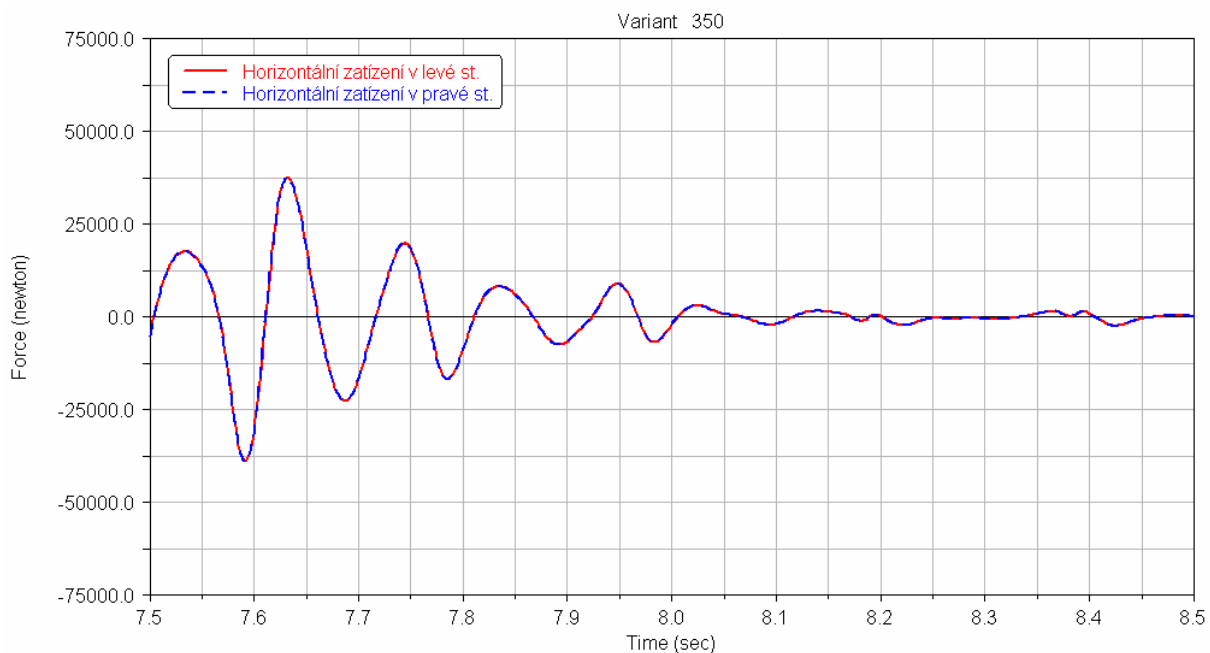
Obr. 35 – Průřez profilem druhé překážky



Obr. 36 – Průběh zatěžující síly F_x v době přejezdu druhé překážky



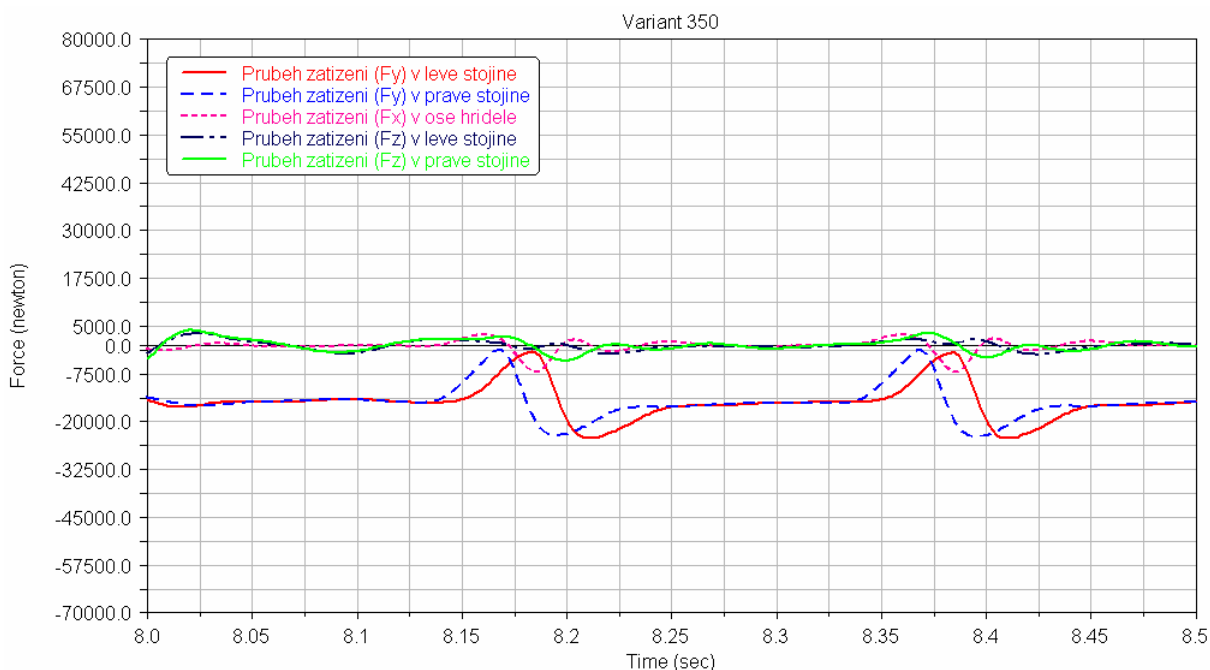
Obr. 37 – Průběh zatěžující síly F_y v době přejezdu druhé překážky



Obr. 38 – Průběh zatěžující síly F_z v době přejezdu druhé překážky

Z tohoto obr. 34.3 lze dobře posoudit vliv přenosu z tažného zařízení na kabelový vlek. Na překážku najíždí vlek přibližně v čase 8,125 a opouští jí cca v 8,5 s. Z grafu lze usoudit, že pro tento časový interval je zatížení v tomto směru naprosto minimální, ale téměř o 0,5 s dříve je rozpětí zatížení v rámci 0,1 s až 35 kN. To je způsobeno reakcí zadní

nápravy Scanie P420 na přejezd překážky a do velké míry také tím, že ještě nedošlo k úplnému uklidnění konstrukce po přejezdu první překážky.



Obr. 39 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (8,0 ÷ 8,5 s)

Průběhy souměrných zatížení F_y , F_z v obou stojinách mají přibližně stejnou velikost. Jejich výsledky se liší řádově $\pm 0,1$ kN. V tab. 8 jsou tedy vypsány, vždy největší hodnoty těchto zatížení. Hodnota zatížení F_z se vztahuje k času simulace 7,58 s. Tuto hodnotu je možné, jak již bylo popsáno v předešlém odstavci, také považovat za součást této překážky.

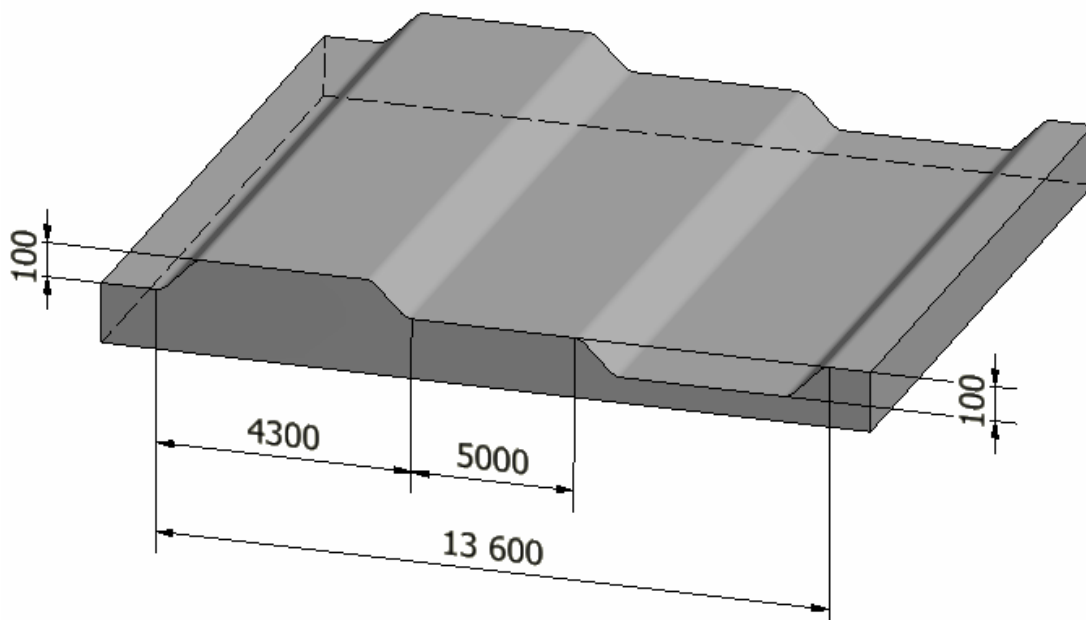
Dalším specifickým jevem pro tuto překážku je časový posun zatížení ve směrech sil F_x a F_y . To je způsobeno tvarem překážky, zejména pak jejím úhlem odklonu od příčného průřezu. Dalo by se předpokládat, že stejný posuv bude vykazovat i horizontální zatížení F_z , ale ve skutečnosti většímu posuvu brání torzní tuhost celé konstrukce.

Tab. 8 – Vyhodnocení průběhu zatížení při přejezdu druhé překážky - 8,0 ÷ 8,5 s

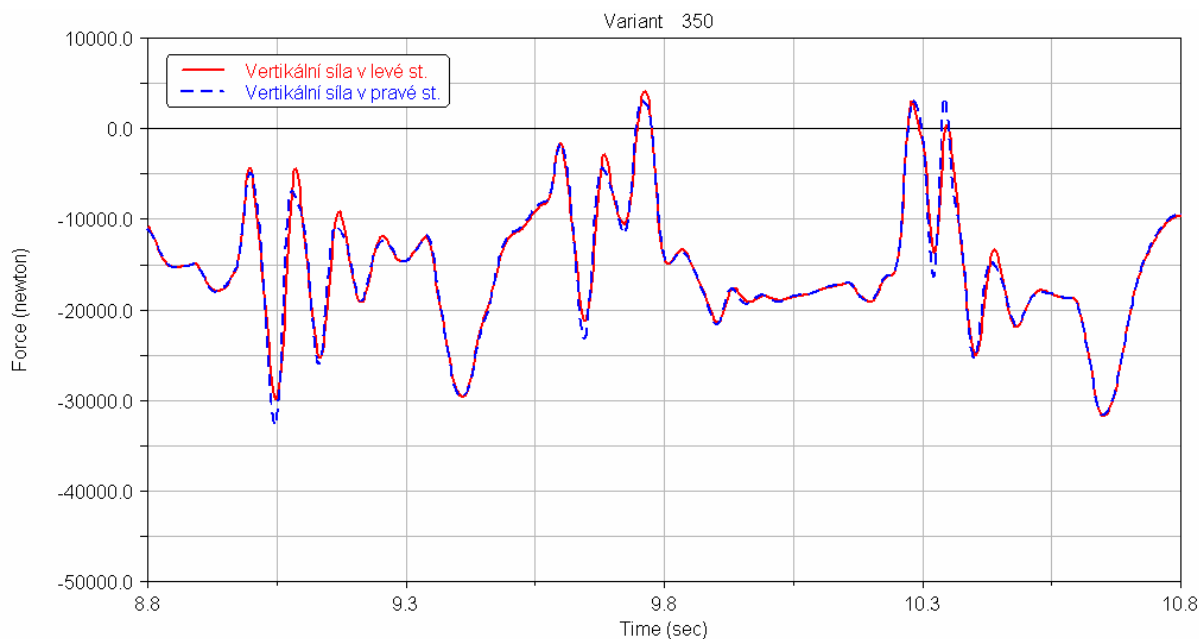
Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
2. Překážka	F_x	7,41
	F_y	29,03
	F_z	37,49

7.2.3 Odezva kabelového vleku - třetí překážka

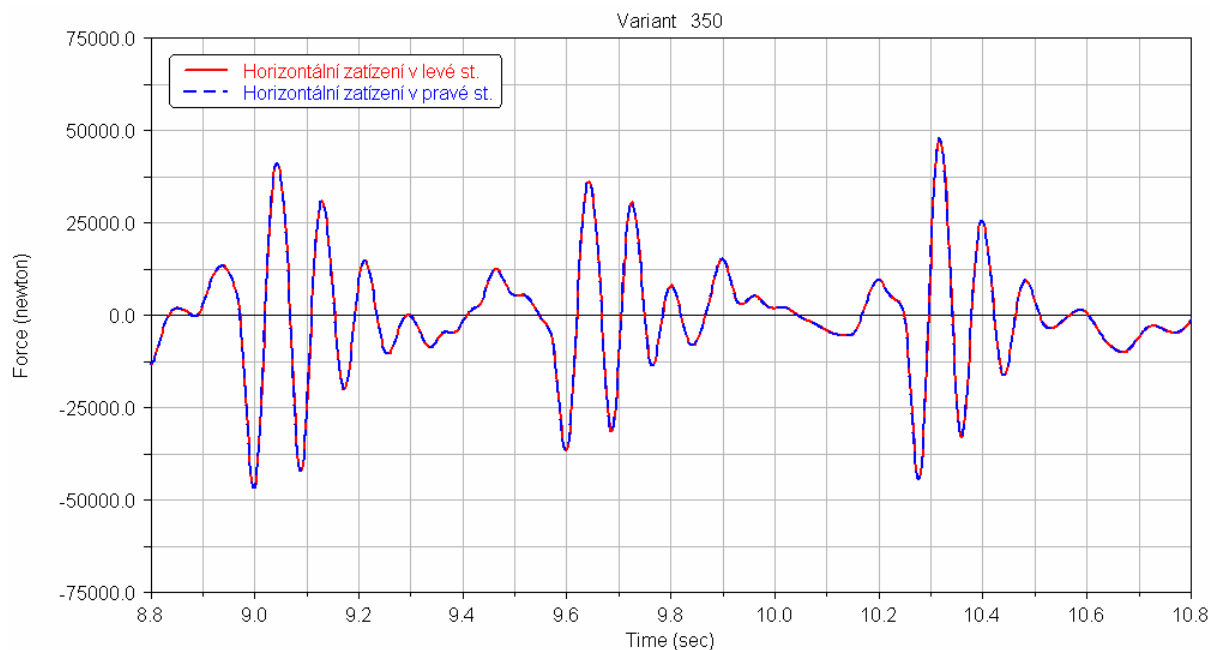
Při přejezdu přes tuto překážku vykazuje konstrukce vleku jednoznačně největší hodnoty zatížení. To je způsobeno nejen jejími rozměry, ale i tvarovým uspořádáním a velkým přenosem zatížení od tažného zařízení na vlek (vysvětlení viz kap. 6.1.6.1).



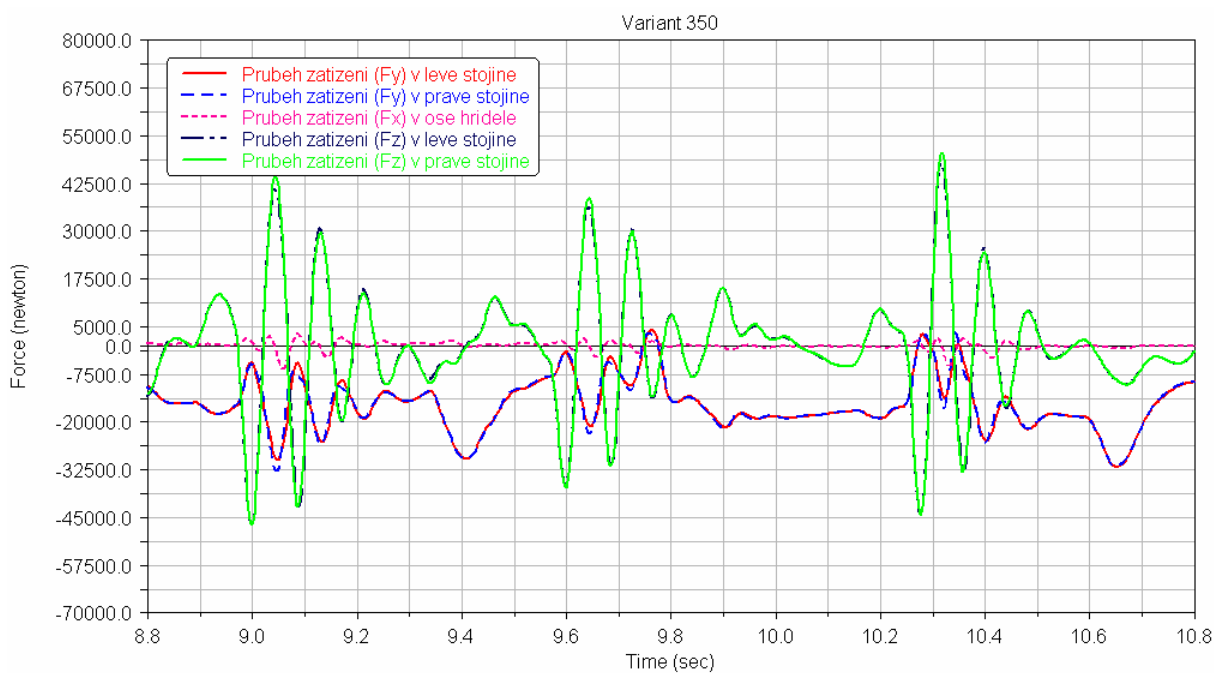
Obr. 40 – Průřez profilem třetí překážky



Obr. 41 – Průběh zatěžující síly F_y v době přejezdu třetí překážky



Obr. 42 – Průběh zatěžující síly F_z v době přejezdu třetí překážky



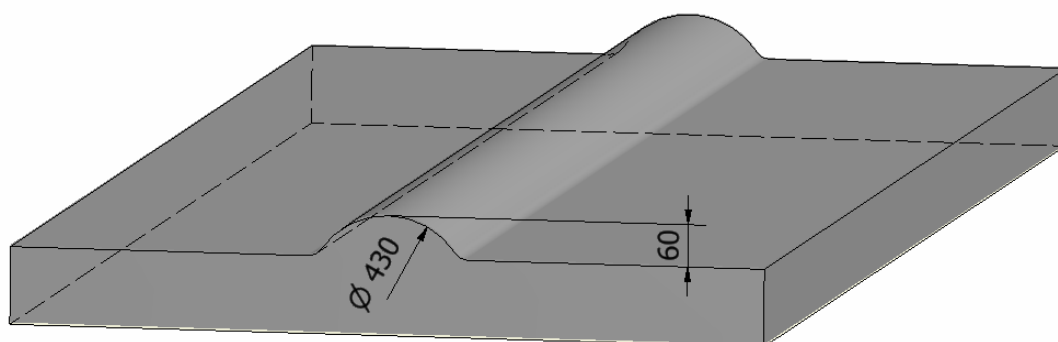
Obr. 43 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (8,8 ÷ 10,8 s)

Tab. 9 – Vyhodnocení výsledků při přejezdu třetí překážky - 8,8 ÷ 10,8 s

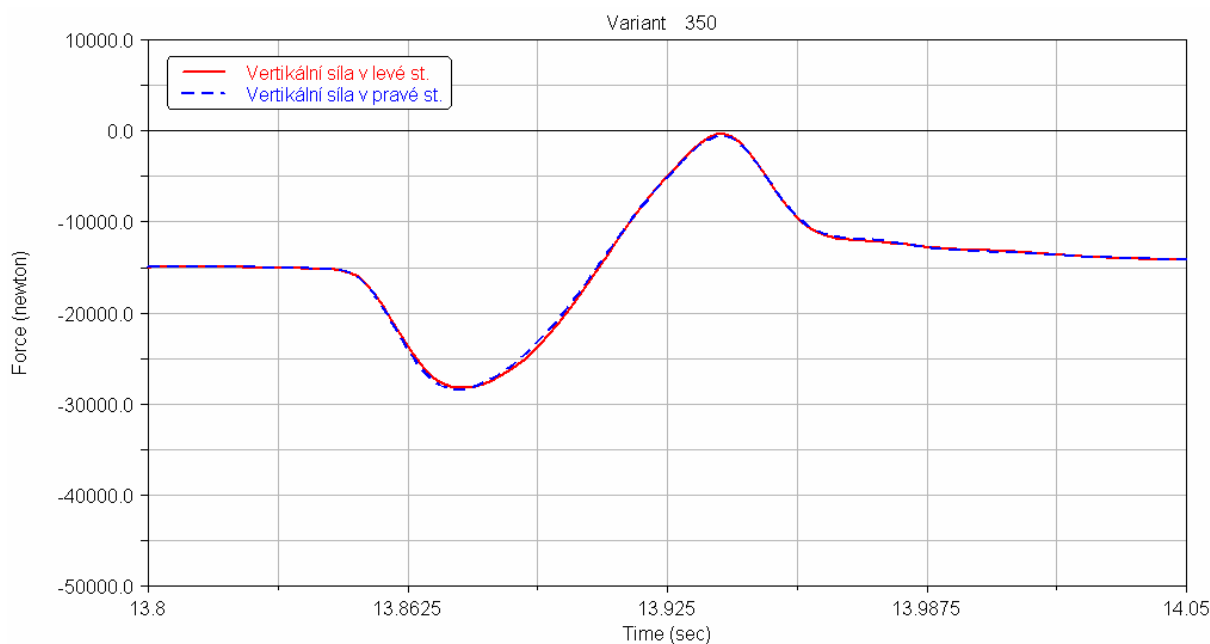
Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
3. Překážka	F_x	6,52
	F_y	32,76
	F_z	46,81

7.2.4 Odezva kabelového vleku - čtvrtá překážka

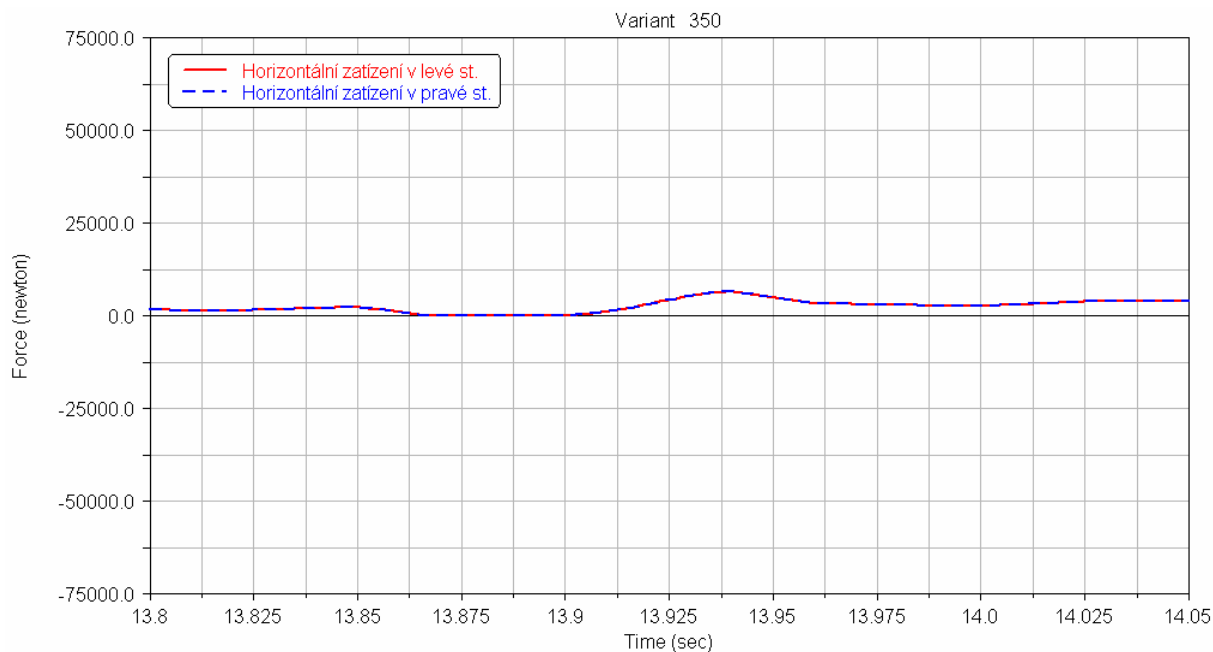
Čtvrtá překážka (viz obr. 44) je tvarována stejným způsobem, jako zpomalovací prahy, které se na vozkách běžně vyskytují. Oproti jiným překážkám se nejedná o překážku, na které by se předpokládala velká zatížení konstrukce, o čemž se lze následně přesvědčit, jak z výsledků dynamické simulace, tak i pevnostní analýzy. To je velmi podstatné z čistě praktického pohledu na věc. Graf průběhu zatížení F_x působícího v ose hřídele kabelového bubnu není u této překážky samostatně uváděn, jelikož zatížení v tomto směru je na celém úseku konstantní (viz obr. 47).



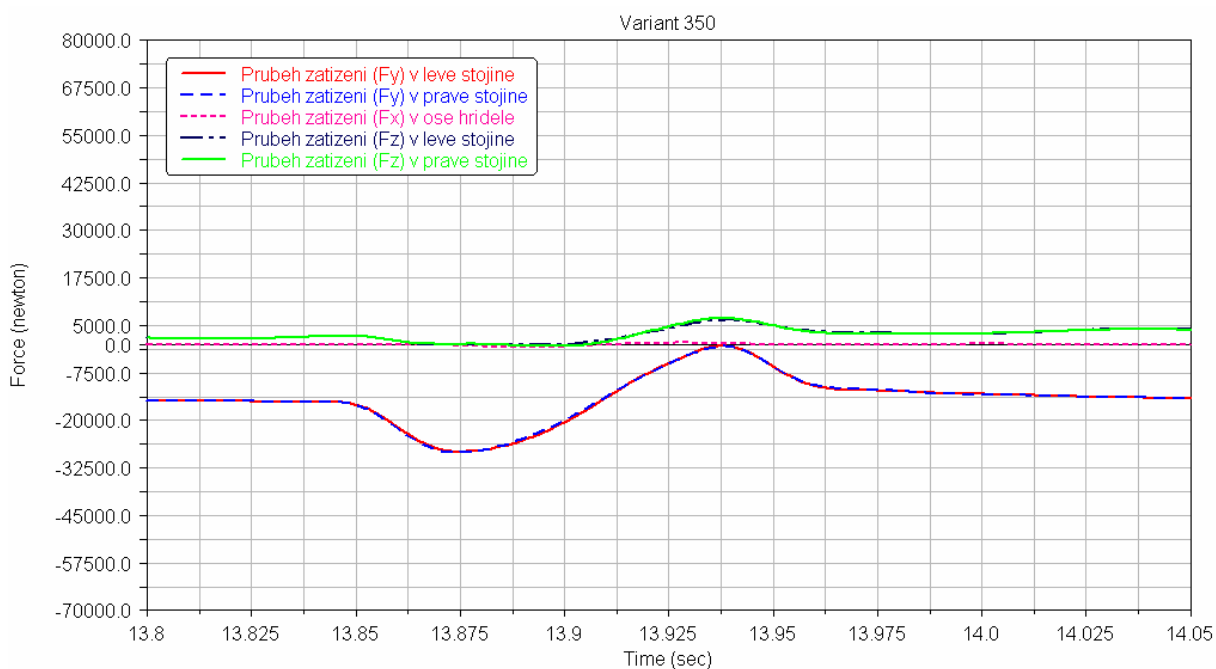
Obr. 44 – Průřez profilem čtvrté překážky



Obr. 45 – Průběh zatěžující síly F_y v době přejezdu čtvrté překážky



Obr. 46 – Průběh zatěžující síly F_z v době přejezdu čtvrté překážky



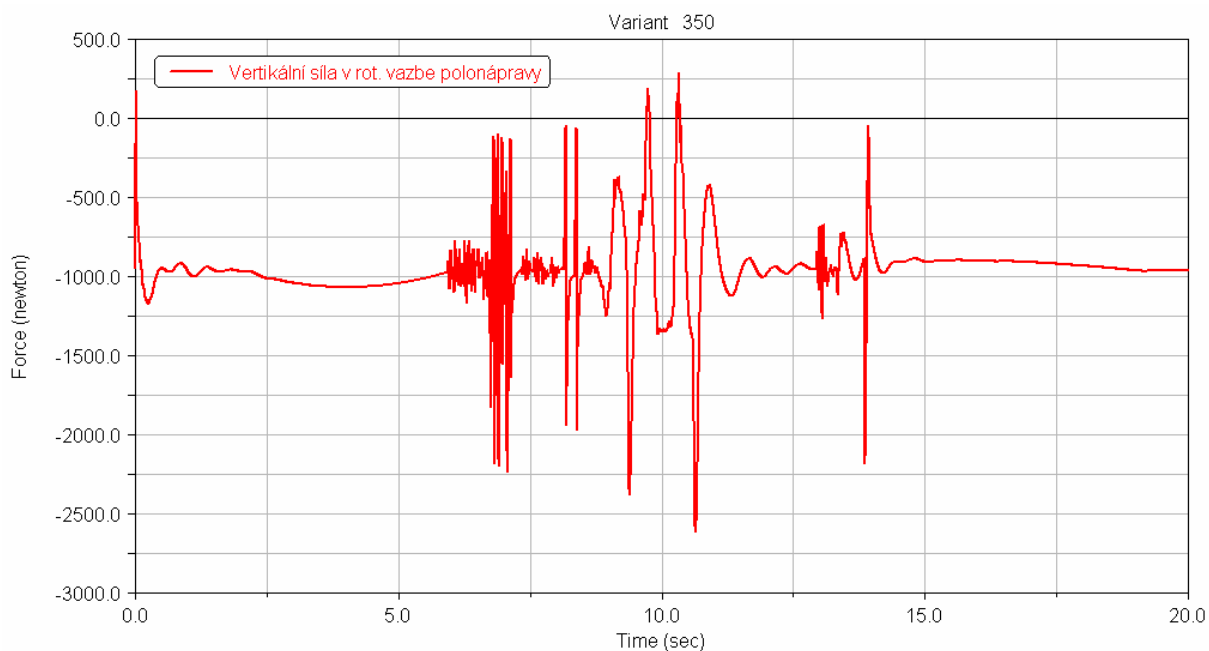
Obr. 47 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (13,8 ÷ 14,05 s)

Tab. 10 – Vyhodnocení výsledků při přejezdu čtvrté překážky - 13,8 ÷ 14,05 s

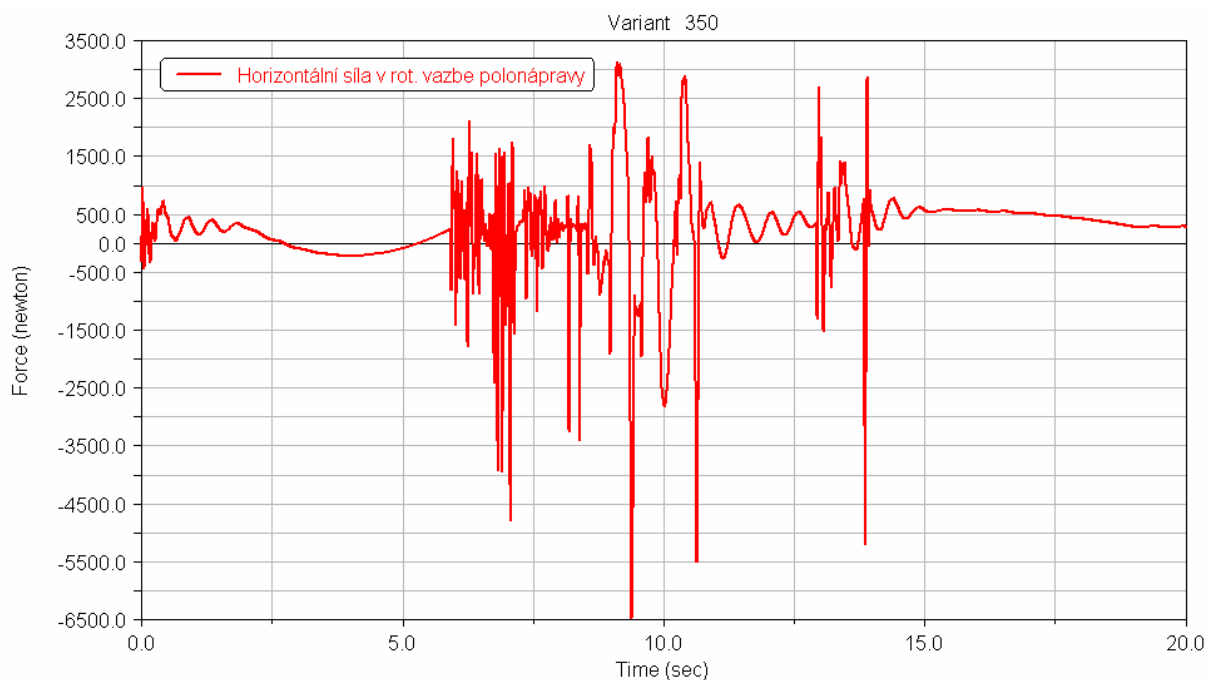
Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
4. Překážka	F_x	0,95
	F_y	28,21
	F_z	6,43

7.2.5 Síly působící na čepy polonáprav

Na následujících grafech je znázorněn průběh sil působících na čepy polonáprav ve vertikálním a horizontálním směru v celém průběhu simulace (viz obr. 48, 49). Tyto síly nejsou děleny na jednotlivé úseky a nebudou z nich tvořeny funkce, vždy odečtu jejich extrémní hodnotu v čase překážky.



Obr. 48 – Průběh zatěžující síly F_{py} po celou dobu simulace



Obr. 49 – Průběh zatěžující síly F_{pz} po celou dobu simulace

Maximální hodnoty zatížení:

$$F_{py} = 2,61 \text{ kN}$$

$$F_{pz} = 6,47 \text{ kN}$$

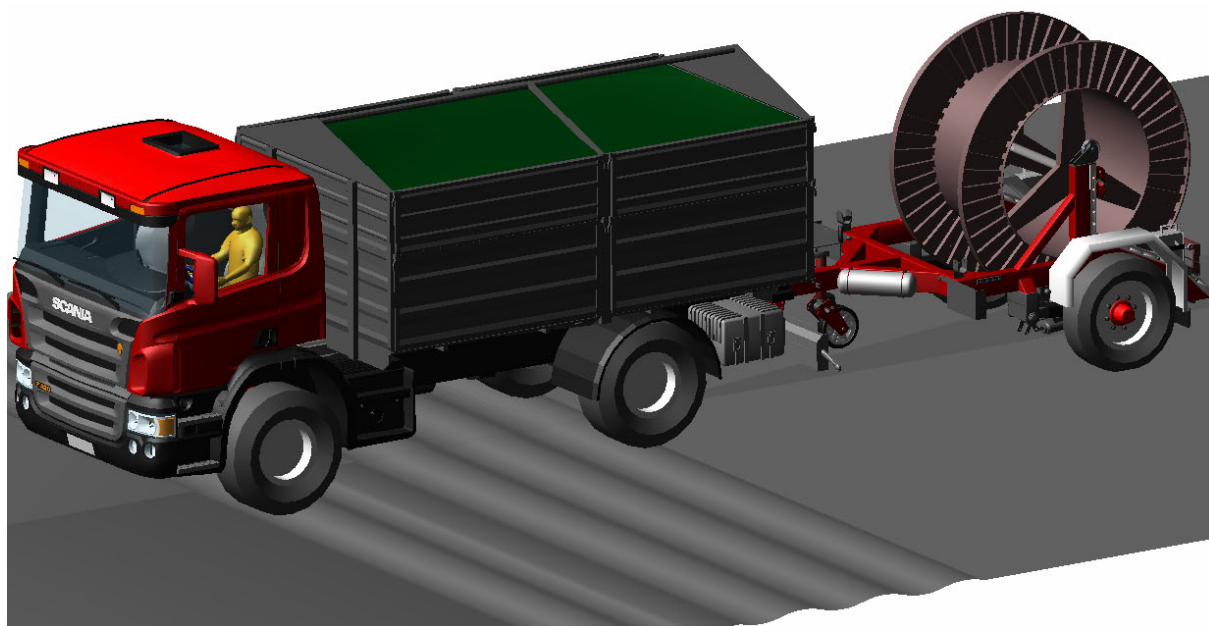
7.2.6 Kritická místa zatížení

V předchozích kapitolách jsou uvedeny výsledky zatížení, působících v době přejezdu kabelového vleku přes jednotlivé překážky. Je nutné si ale uvědomit, že konstrukce vleku nemusí vykazovat maximální zatížení právě při jejich přejezdu. Tento problém je způsoben reakcí kabelového vleku na přenos zatížení z tažného prostředku, který najíždí na překážku jako první. Vlivem vertikálního pohybu tažného zařízení dochází na horní části stojin, v místě držáků hřídele kabelového bubnu, k horizontálním výkyvům a tím i zvýšení zatížení v tomto směru.

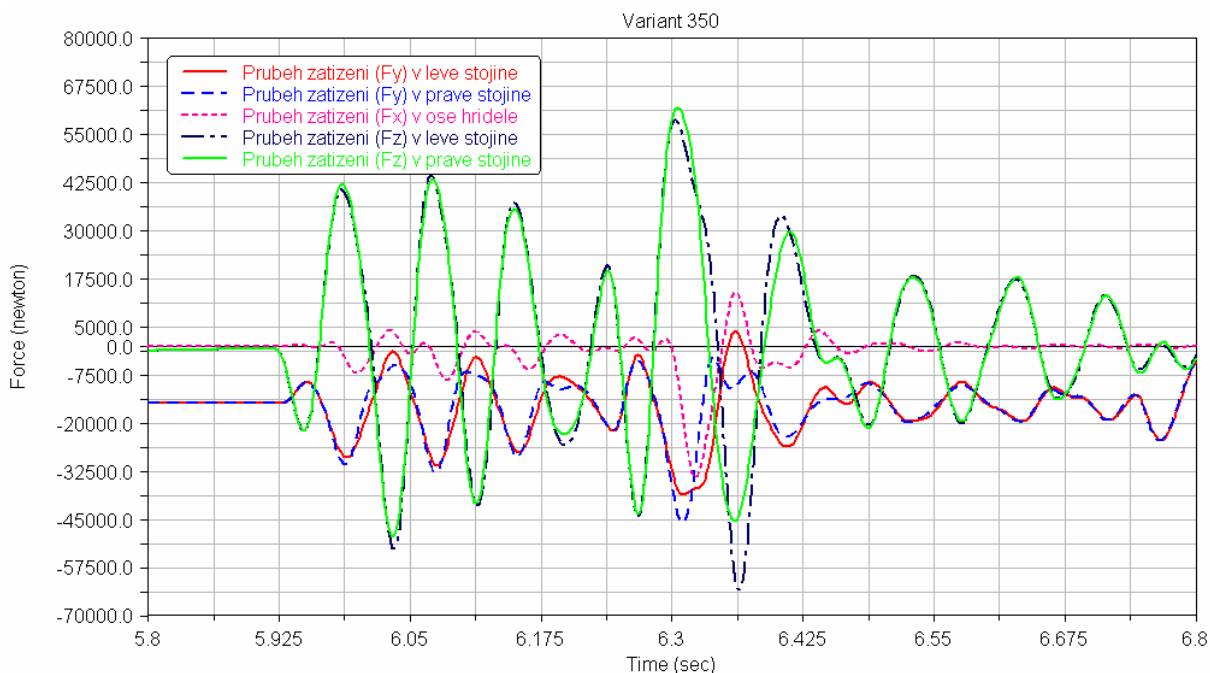
Těchto míst se na celé trati nachází několik. Dvě z těchto míst překračují maximální hodnoty zatížení, kterých bylo dosaženo na třetí překážce. Tato kritická místa jsou popsána v následujícím textu a označena jako A, B. Stejně jako v předchozích případech jsou měřena zatížení ve stojinách (F_x , F_y , F_z) a obě tato místa budou podrobena pevnostní analýze.

7.2.6.1 Kritické místo A

V prvním případě se jedná o časový úsek, ve kterém najede tažné zařízení na první překážku (viz obr. 50). Jelikož zde dochází k nesouměrným zatížením levé a pravé stojiny jsou uvedeny jednotlivé výsledky zvlášť. Princip vzniku zatížení ve stojinách je popsán v kap. 7.2.6. V tomto úseku vykazuje konstrukce kabelového vleku největší zatížení.



Obr. 50 – Scania P420 přejezd první překážky - (5,92 - 6,5 s)



Obr. 51 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (5,8 ÷ 6,8 s)

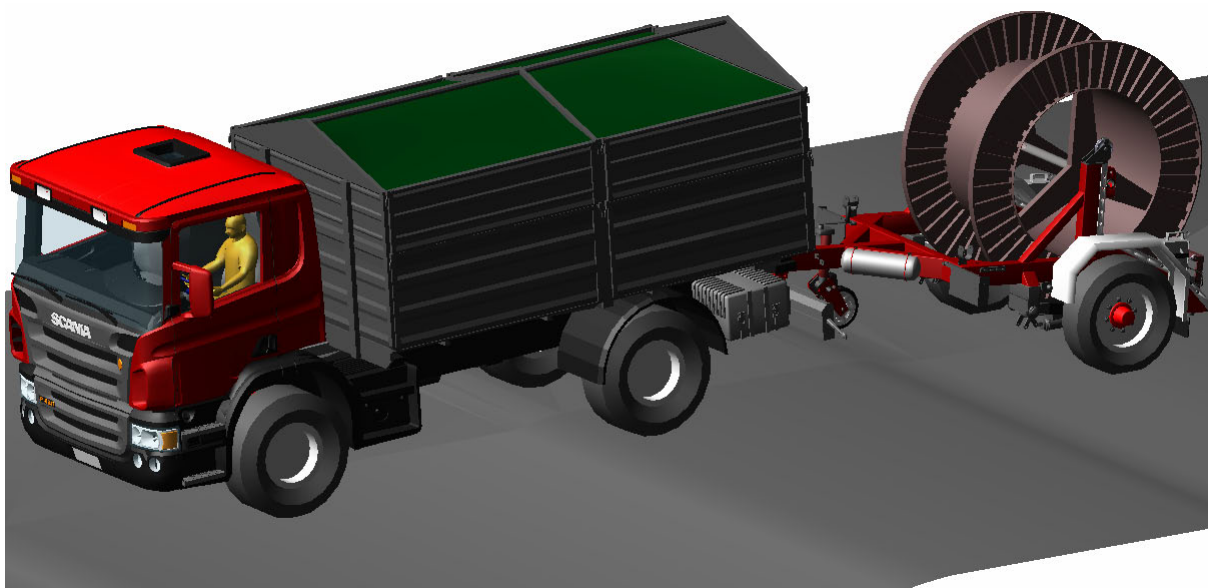
Tab. 11 – Vyhodnocení výsledků při přejezdu kritického místa A - (5,8 ÷ 6,8 s)

Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
Kritické místo A	F_x	32,59
	F_{yp}	45,11
	F_{yl}	38,17
	F_{zp}	63,46
	F_{zl}	64,21

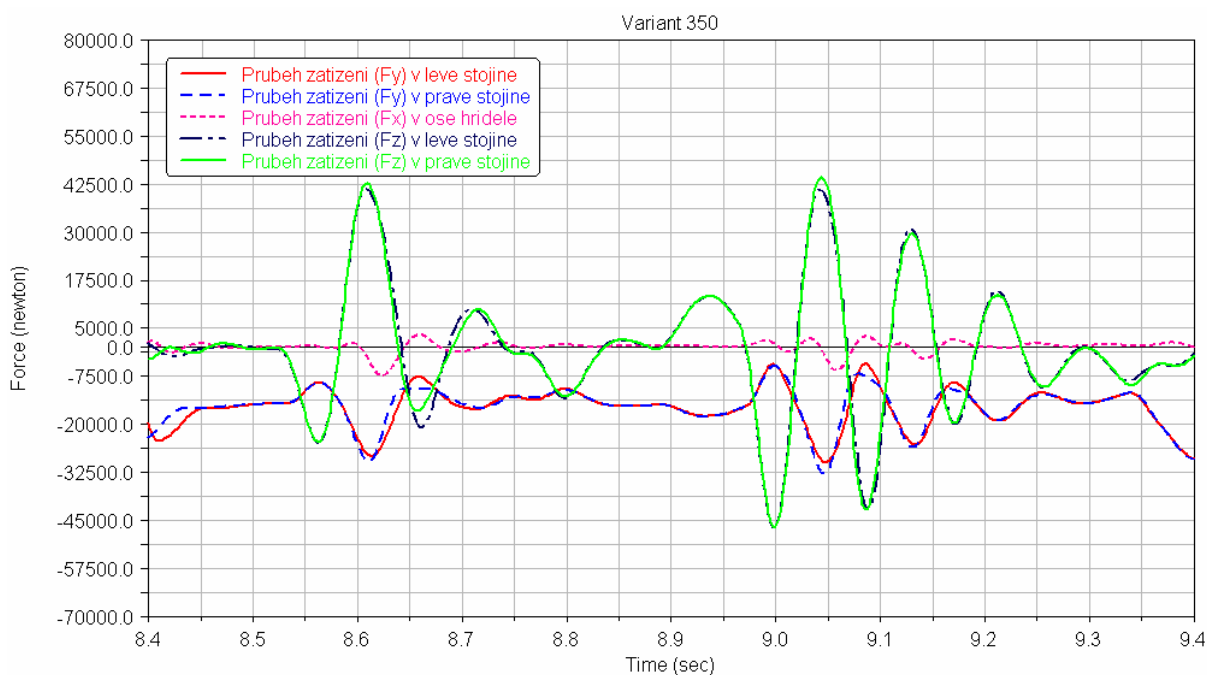
7.2.6.2 Kritické místo B

Druhým kritickým místem je okamžik vjezdu tažného zařízení na třetí překážku. V okamžiku nájezdu přední a zadní nápravy je možné v grafu zatěžujících sil (viz obr. 53) vyzorovat velké špičky horizontálních zatížení, která jsou opět vyvolána stejným způsobem, jako je popsáno v kapitole 7.2.6.

V tomto případě nedochází k tak velkým zatížením, jako v případě předchozím. Předchozí stav je vlivem zvýšené členitosti specifický pravidelným kmitáním zatěžujících sil a to hlavně v horizontálním směru, jehož příčinou je sinusovitý průběh zdvihu tažného zařízení. V případě kritického místa B dojde ke zvýšení tohoto zatížení zejména při nájezdu náprav Scanie P420 na překážku .



Obr. 52 – Scania P420 přejezd třetí překážky



Obr. 53 – Souhrn zatížení měřených v jednotlivých částech konstrukce (8,4 ÷ 9,4 s)

Tab. 12 – Vyhodnocení výsledků při přejezdu kritického místa A - (8,4 ÷ 9,4 s)

Místo	Síla	Max. velikost zatížení [kN]
Kritické místo A	F_x	7,52
	F_{yp}	33,61
	F_{yl}	27,84
	F_{zp}	47,73
	F_{zl}	47,73

7.2.8 Shrnutí výsledků simulace

V tab. 13 jsou uvedeny maximální hodnoty zatížení v jednotlivých místech na trati. Lze si povšimnout, že největší zatížení vykazují kabelový vlek v kritickém místě A.

Tab. 13 – Shrnutí výsledků simulace

Místo na trati	Působíště sil	Maximální velikost zatížení [kN]	Časový interval [s]
Ustálený (statický) stav			
Začátek trati	F_x	0	0 ÷ 2
	F_y	14,83	
	F_z	0	
	F_o	2,81	
	F_{py}	0,976	
Dynamické stavy			
Kritické místo A	F_x	32,59	5,8 ÷ 6,8
	F_{yp}	45,11	
	F_{yl}	38,17	
	F_{zp}	63,46	
	F_{zl}	64,21	
1. Překážka	F_x	0,81	6,6 ÷ 7,3
	F_y	29,03	
	F_z	20,5	
2. Překážka	F_x	7,41	8,0 ÷ 8,5
	F_y	29,03	
	F_z	37,49	
Kritické místo B	F_x	7,52	8,4 ÷ 9,4
	F_{yp}	33,61	
	F_{yl}	27,84	
	F_{zp}	47,73	
3. Překážka	F_x	6,52	8,8 ÷ 10,8
	F_y	32,76	
	F_z	46,81	
4. Překážka	F_x	0,95	13,8 ÷ 14,05
	F_y	28,21	
	F_z	6,43	

8. Pevnostní analýza rámu

Pevnostní analýza konstrukce rámu kabelového vleku je řešena pomocí metody konečných prvků, která se využívá zejména v některých oblastech inženýrské praxe. Jedná se o numerickou výpočtovou metodu, která slouží nejen ke zjištění největších napětí a deformací z hlediska pevnostní analýzy, ale také vlastních frekvencí konstrukce, proudění tekutin, přenosu tepla, některých elektromagnetických jevů atd.

Tato metoda spočívá v diskretizaci (rozdělení) spojitého modelu, který má nekonečný objem, na model s konečným počtem prvků (uzlových bodů). Každý tento diskretní bod je definován polem posuvů ve všech směrech souřadného systému a cílem je vypočítat pole deformací a napětí. V dnešní době existuje velké množství programů, které se specializují na výpočet různých fyzikálních problémů pomocí MKP.

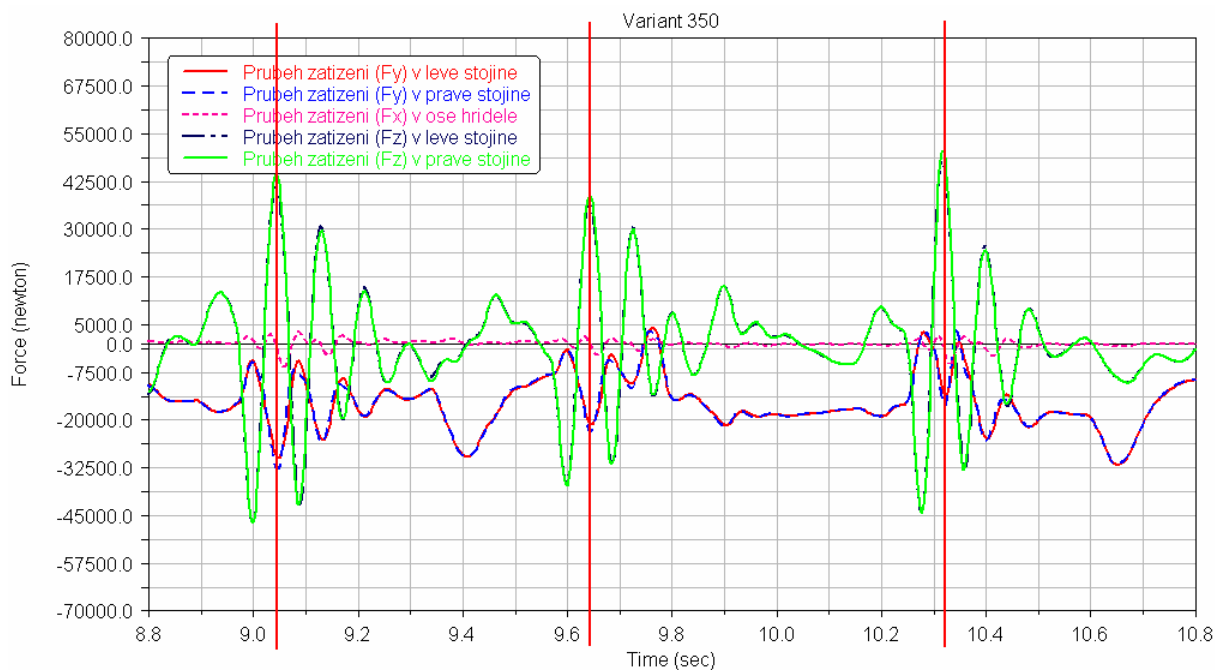
8.1 Obecný náhled na přístup k řešení pevnostní analýzy

Pro výpočet pevnostní analýzy, která je jedním z cílů této práce jsem zvolil software NX.I-Deas, ve kterém bude vytvořen model kabelového vleku a zatížen silami zjištěnými v MSC.Adams. Z hlediska zatěžovacích stavů se nabízejí dvě možnosti, kterými je možno přistupovat k řešení pevnostní analýzy. První možností je, že ze získaných grafů vždy odečteme maximální hodnoty působících sil a těmi konstrukci zatížíme v daných místech. Z výsledků simulace dynamických stavů je zřejmé, že velikost zatížení extrémně kolísá v krátkých časových intervalech. Tyto jevy nazýváme přechodovými stavy konstrukce. Druhou a dá se říci, že správnější možností je řešení pomocí transienční analýzy, která se hojně využívá právě pro řešení v oblasti přechodových stavů.

Software NX.I-Deas disponuje typem řešiče, na základě kterého lze vyhodnocovat a počítat s těmito přechodovými stavy. I přes veškerou snahu se ovšem nepodařilo zajistit správnou funkci tohoto řešiče (solveru) a to zejména v oblasti zadávání okrajových podmínek a následného vyhodnocování výsledků. Tyto problémy týkající se řešení transienční analýzy v softwaru NX.I-Deas nebudu již dále specifikovat a použiji následující řešení.

V oblasti dynamické simulace je částí řešení vždy určitý časový úsek, na kterém je specifikován průběh jednotlivých zatěžujících sil v každé z os souřadného systému. Každý z průběhu těchto sil lze vyjádřit matematickým předpisem funkce. K tomuto účelu jsem použil software Matlab a získal na základě importovaných tabulkových hodnot jednotlivých funkcí jejich matematický předpis. Obecně se jedná o polynomy n -tého řádu.

Při zadávání okrajových podmínek jsem pak hodnoty jednotlivých sil namísto vyjádření konstantními hodnotami (tj. maximálními zatíženími v celém časovém úseku) zadal pomocí dříve zjištěných předpisů. V tomto případě lze získávat výsledky vždy v námi zadaných časech, ve kterých dosahuje průběh pro nás maximálních hodnot (viz obr. 54). Tento postup je samozřejmě oproti přímému odečtení velikosti sil z grafů a jejich zadáním podstatně pomalejší, ale v případě potřeby většího množství výsledků se pak stává daleko kompaktnějším nástrojem.



Obr. 54 – Příklad několika časových hodnot ($F_{(x,y,z)}=f(t)$)

Pro tuto práci je volba tohoto postupu řešení zřejmě zbytečně složitá a pravděpodobně by stačilo odečtení maximálních hodnot z grafu a jejich konstantní zadání. Účelem příkladu bylo spíše nastínit další možné postupy, kterými lze dané problémy řešit. Tento postup je vhodný spíše pro případy, ve kterých není podstatné zjistit např. pouze hodnotu maximálního napětí pro celý úsek, ale větší množství hodnot napětí v celém úseku.

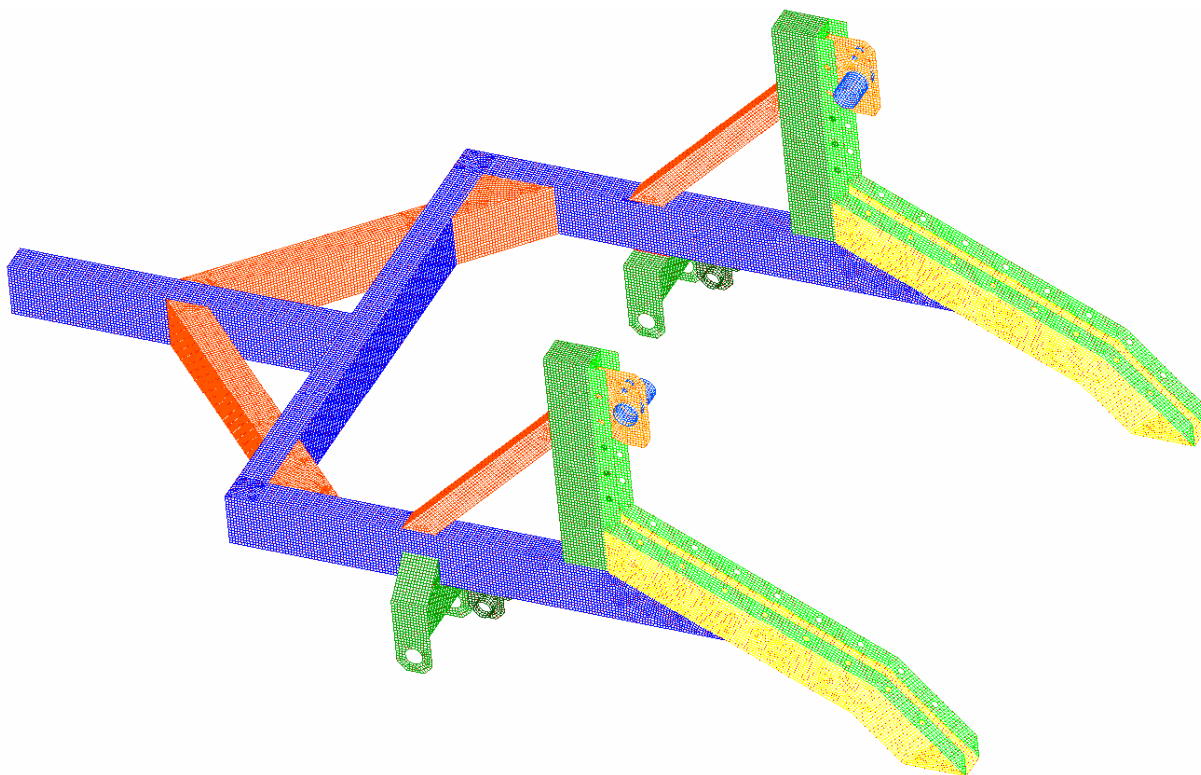
8.2 Tvorba modelu v prostředí NX.I-Deas (Preprocessing)

8.2.1 Tvorba modelu

První krok spočívá ve vytvoření modelu konstrukce, která bude předmětem pevnostní analýzy. V tomto případě se jedná o model rámu kabelového vleku (viz obr 4). Model lze vytvářet několika způsoby. Záleží především na složitosti zkoumané konstrukce. V tomto případě byl model vytvořen jako skořepinový model s tvarem střednicových ploch jednotlivých prvků konstrukce. U modelu zanedbáme zaoblené hrany jácklů z hlediska zjednodušení výpočtu.

8.3.1 Diskretizace modelu

Nyní je třeba model vytvořený v modulu „master modeler“ diskretizovat. Diskretizace modelu docílíme vytvořením sítě, která je tvořena skořepinovými, objemovými elementy, případně prutovými elementy. V tomto případě se jedná o skořepinový model tvořený dvou-dimenzionálními elementy vytvořený kombinací mapovaného a volného síťování (viz obr. 44). Jednotlivým částem sítě jsou pak přiděleny fyzikální vlastnosti (např. tloušťka stěny, materiál atd.).



Obr. 55 – Skořepinový model kabelového vleku

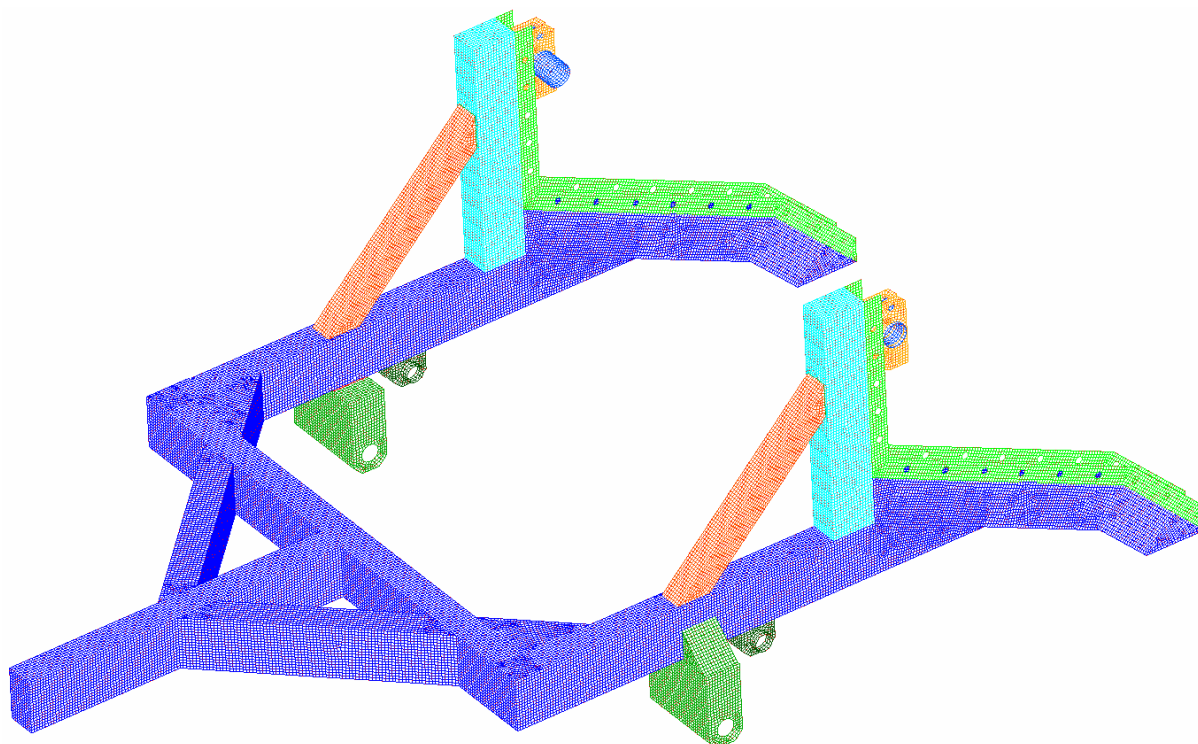
- Volné síťování** tento typ síťování bývá používán nejčastěji a to zejména proto, že není omezen tvarem povrchu. I přes využití algoritmu, který minimalizuje narušení prvku, není síť v některých případech pro naše potřeby ideální. Lze jí dodefinovat pomocí sítě mapované.
- Mapované síťování** pomocí tohoto duhu síťování lze vytvořit síť na sekci, která má tři nebo čtyři strany. Na jednotlivých stranách těchto sekcí lze definovat počet elementů (platí pro třístranné sekce, pro čtyřstranné musí mít protilehlé strany počet elementů totožný).

8.3.2 Typy použitých elementů

- Thin shell** je základní čtyřuzlový prvek, jehož konečný počet utváří skořepinový model. Každý uzel tohoto prvku má šest stupňů volnosti. Množinám těchto prvků jsou pak přiřazovány fyzikální vlastnosti materiálu dle potřeby konstrukce (tloušťka stěny, materiál atd.).
- Constrain** jedná se o nehmotný prvek s konečnou tuhostí, pomocí kterého lze spojit požadované uzly skořepinového modelu. Obvykle se využívá pro rozklad plošných sil působících na části konstrukce. Je možné vzájemné propojení pouze dvou uzlů, ale také jedné množiny uzlů s jedním.
- Rigid** je dokonale tuhý prvek, jehož použití je obdobné, jako u prvku constrain.
- Spring** tento prvek slouží jako náhrada pružin. Umísťujeme ho mezi dva uzly a definujeme jeho tuhost.
- Coupled DOF** podstata tohoto prvku spočívá v nadefinování stupňů volnosti mezi závislými a nezávislými prvky.

Tab. 14 – Typ a počty elementů obsažených v modelu kabelového vleku

Typ elementu	Počet el. obsažený v modelu
Thin shell (10mm)	88 383
Constraint	22
Spring	2
Rigid bar	4
Rigid element	7
Coupled DOF	2



Obr. 56 – Skořepinový model kabelového vleku - barevné rozlišení dle tloušťky stěn

Tab. 15 – Typ a počty elementů obsažených v modelu kabelového vleku

Barva	Tloušťka stěny [mm]
Dark green (tmavě zelená)	12
Green (zelená)	10
Dark olive (tmavě olivová)	10
Cyan (azurová)	8
Blue (modrá)	8
Golden oranže (zlatě oranžová)	6
Oranže (oranžová)	6

8.3.3 Materiál výpočtového modelu

Podstatnou vlastností výpočtového modelu je kromě nastavené tloušťky sítě a kvality síťování také jeho materiál. V tomto případě byla použita obecná izotropní ocel s následujícími parametry uvedenými v tab. 16.

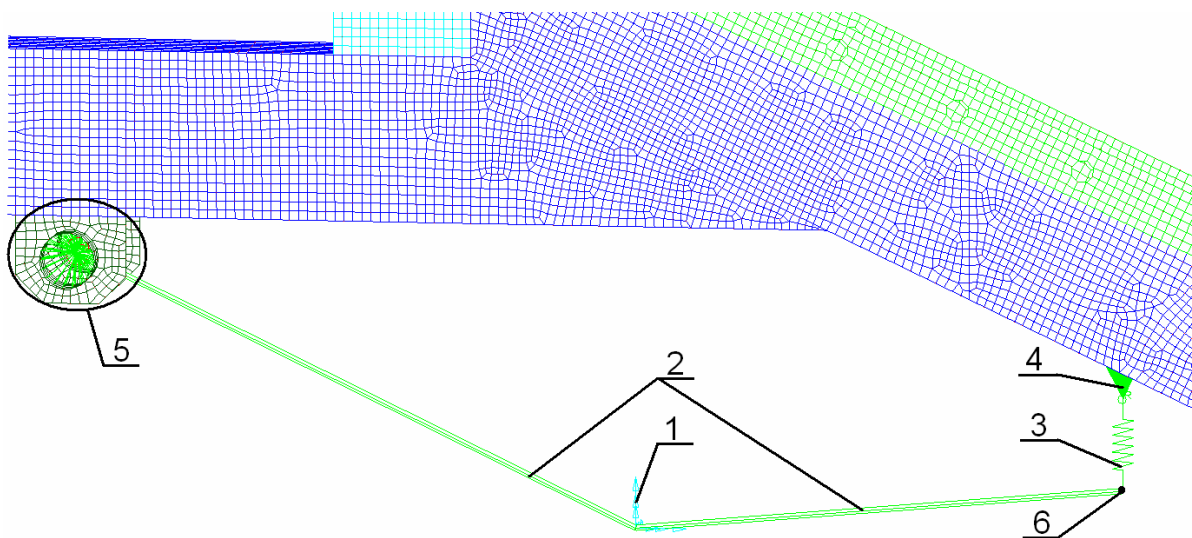
Tab. 16 – Vlastnosti materiálu (generic isotropic steel)

Vlastnost	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti	$2,068 \cdot 10^5$	[MPa]
Modul smyku	80155	[MPa]
Hustota	7820	[kg.m ⁻³]
Poissonova konstanta	0,29	[-]

8.3.4 Náhrada listové pružiny

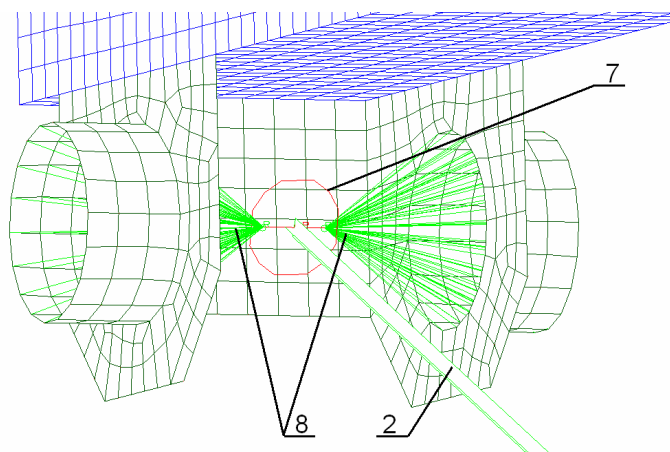
Listová pružina je z hlediska náhrady ve výpočetních systémech velice složitým celkem. Problémem není její tvar a případné připojení k částem konstrukce, ale zejména její chování při měnícím se zatížení. Do jisté míry zatížení se chová prakticky lineárně to ale neplatí stále (viz kap. 4.3.2).

Náhrada je tedy provedena tak, aby pokud možno co nejvíce odpovídala skutečnému chování. K tomuto účelu jsem využil elementy rigid, constrain, spring a coupled DOF. Celá náhrada je koncipována jako vahadlo. Ramena listové pružiny jsou tvořena dvěma prvky rigid (2) a jsou vzájemně spojena vazbou (1).

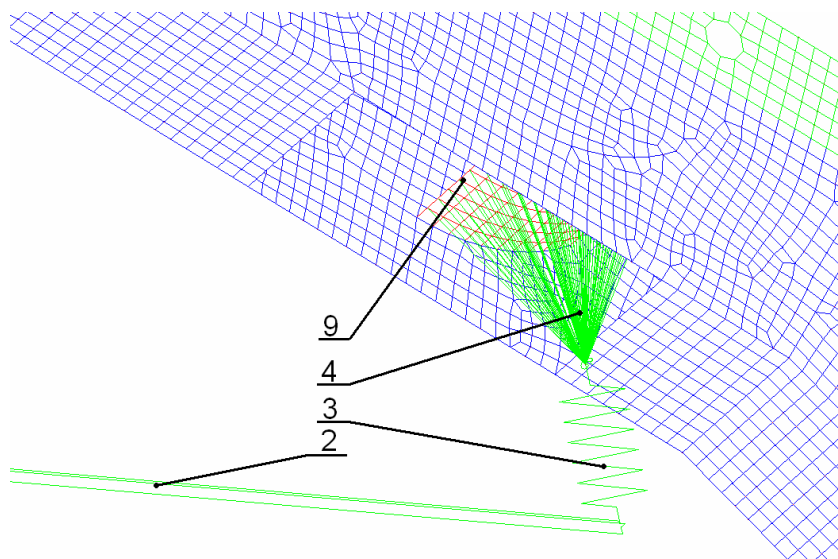


Obr. 57 – Náhrada listové pružiny; 1 – vazba; 2 – rigid; 3 – spring;
4 – constrain; 5 – náhrada čepu (viz. obr. 58); 6 – vazba

Na každé straně těchto ramen je pak provedena náhrada uchycení listové pružiny ke konstrukci, která vychází z původního návrhu konstrukce rámu. Náhrada čepů (5) je provedena pomocí dvou elementů rigid (8), které roznášejí zatížení na konzolu. Vrcholy kuželů těchto elementů jsou pak spojeny prvkem coupled DOF (7). Ten umožňuje rotaci kolem podélné osy čepu a vychází z něj právě jedno rameno tohoto „vahadla“.



Obr. 58 – Detail nahrazení čepu
listové pružiny; 1 – rigid; 2 – rigid;
3 – coupled DOF

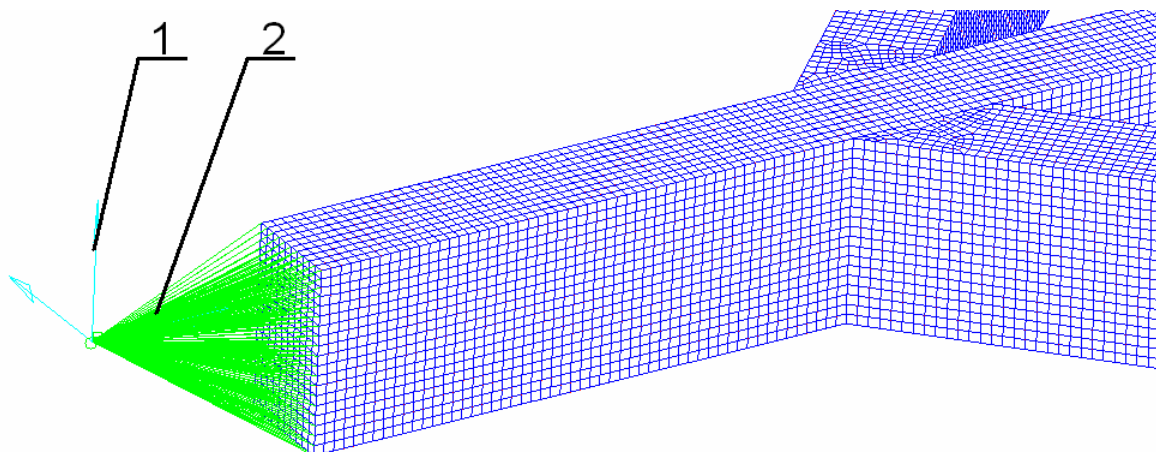


Obr. 59 – Detail uchycení náhrady listové pružiny; 2 – rigid; 3 – spring;
4 – constrain; 9 – opěrná plocha

Na opačné straně tohoto systému je zatížení působící na opěrnou plochu rozloženo pomocí elementu constrain (4) a s ramenem (2) spojeno pružinou (3), která simuluje odpružení a obsahuje informaci o tuhosti listové pružiny (viz kap. 4.3.2).

8.3.5 Nahrazení přípojného zařízení

Náhrada přípojného oka je provedena pouze jednoduchým způsobem pomocí prvku constrain (2), v jehož vrcholu je umístěna vazba (1), která umožňuje natočení ve všech směrech. Pokud by byla předmětem řešení pevnostní analýza oka, nebylo by možné přistupovat k řešení této součásti jako ke skořepinovému prvku.

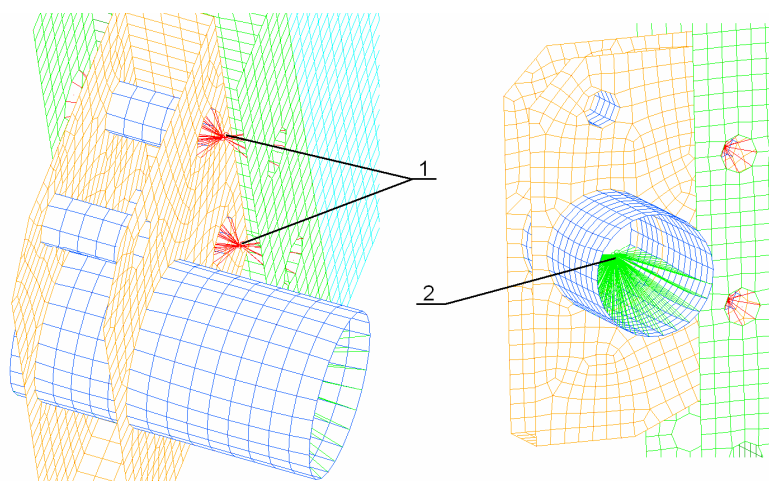


Obr. 60 – Náhrada přívěsného oka; 1 – vazba; 2 - constrain

8.3.6 Držák hřídele kabelového bubnu a konzola polonápravy

Držák hřídele kabelového bubnu:

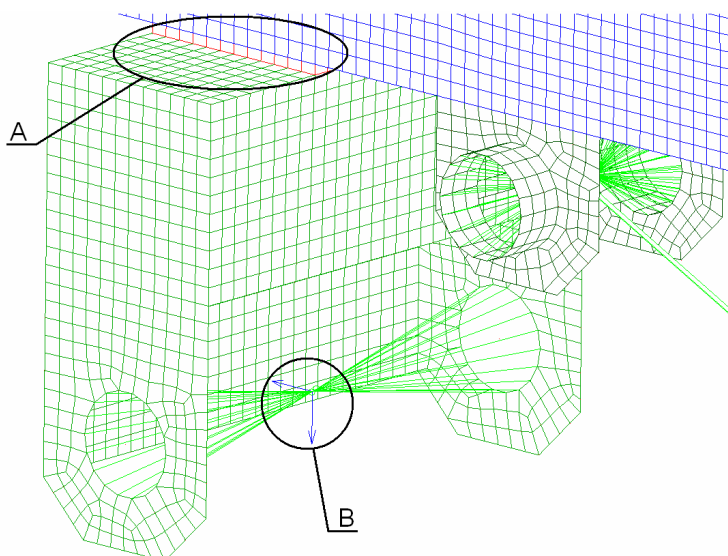
Pomocí tohoto konstrukčního prvku (viz obr. 61) je přenášena hmotnost kabelového bubnu a hřídele na rám. Je tedy zřejmé, že podléhá značnému zatížení. K vedení rámu je držák přichycen čepy, které jsem v tomto případě nahradil elementy rigid (1). Působíště sil získaných z dynamické simulace je umístěno v těžišti vložky držáku hřídele a zatížení je na její plochu rozloženo opět prvky rigid (2).



Obr. 61 – Náhrada čepů držáku hřídele kabelového bubnu; 1, 2- rigid

Konzola polonápravy:

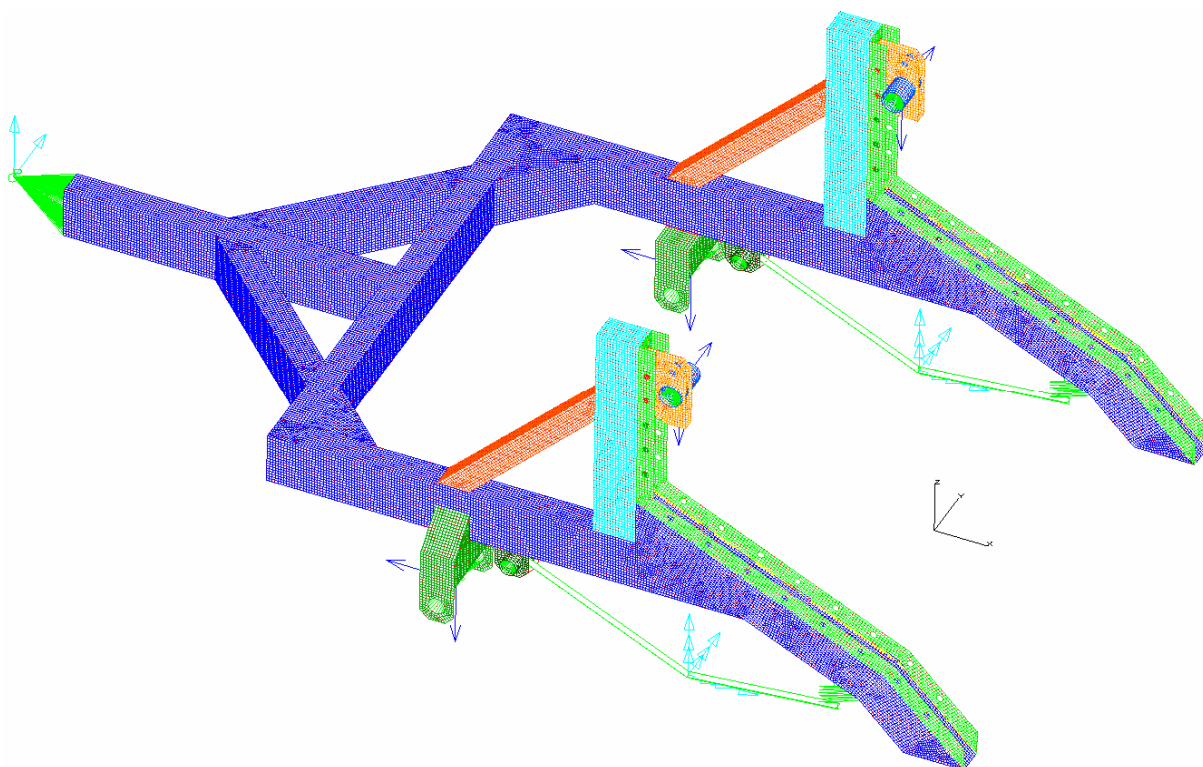
Na obr. 62 je znázorněna konzola polonápravy, která je přivařena na rám kabelového vleku. Náhradu svaru (A) je třeba v tomto případě provést vložením vrstvy odpovídající tloušťce svaru a nasíťováním jejích krajních ploch. Svar lze také nahradit pomocí prvků rigid, případně přímo vymodelovat svařované součásti, jako jeden celek. Dále je na tomto obrázku pozici B označeno působíště sil, které vznikají v čepu polonáprav (viz. kap.7.2.5).



Obr. 62 – Náhrada čepů
držáku hřídele kabelového
bubnu; A – náhrada svaru;
B - příklad zatížení

8.3.7 Výpočtový model

Na obr. 63 je znázorněn kompletní výpočtový model kabelového vleku vytvořený v softwaru NX.I-Deas. Tento model již obsahuje veškeré okrajové podmínky, náhrady jednotlivých funkčních prvků a také silová zatížení. Smysl působících sil má v tomto případě pouze orientační úlohu. Lze si je představit spíše jako jejich nositelky. Směr působení těchto sil se pro jednotlivé případy mění.



Obr. 63 – Kompletní výpočtový model s náhradami a vloženými okrajovými podmínkami

9. Vyhodnocení výsledků pevnostní analýzy

9.1 Výpočet mezních stavů únosnosti

Z pevnostní analýzy lze získat hodnoty napětí a deformací, které jsou vyvolány zatěžovacími stavy. Tyto hodnoty je nutno posoudit z hlediska mezních stavů.

9.1.1 Ocel 11 373

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [7]:

- dolní mez kluzu	$R_e = 235 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_m = 1,15$
- dynamický součinitel	$k_D = 1,50$
- návrhová pevnost oceli z meze kluzu	f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

hodnota návrhové pevnosti:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa} \quad (4)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel:

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{204}{1,5} = 136 \text{ MPa} \quad (5)$$

9.1.2 Ocel 11 431

Výpočet mezních stavů únosnosti dle ČSN 73 1401 [7]:

- dolní mez kluzu	$R_e = 284 \text{ MPa}$
- dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_m = 1,15$
- dynamický součinitel	$k_D = 1,50$
- návrhová pevnost oceli z meze kluzu	f_{yd}
- dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

hodnota návrhové pevnosti:

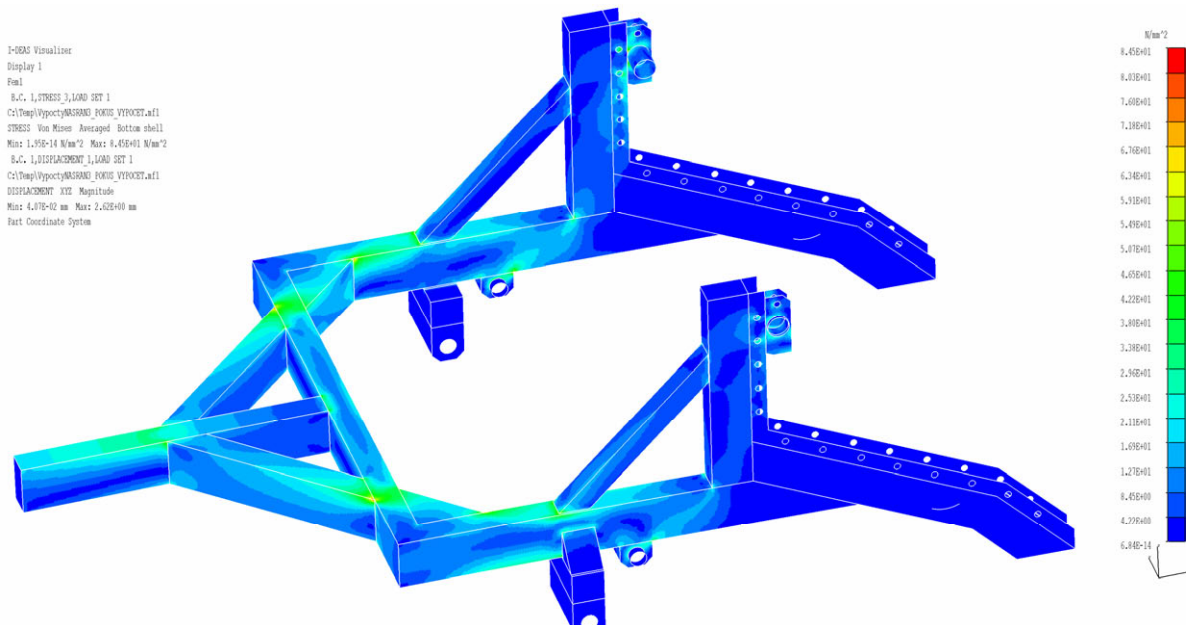
$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{284}{1,15} = 246 \text{ MPa} \quad (6)$$

dovolené napětí obsahující dynamický součinitel:

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} = \frac{246}{1,5} = 164 \text{ MPa} \quad (7)$$

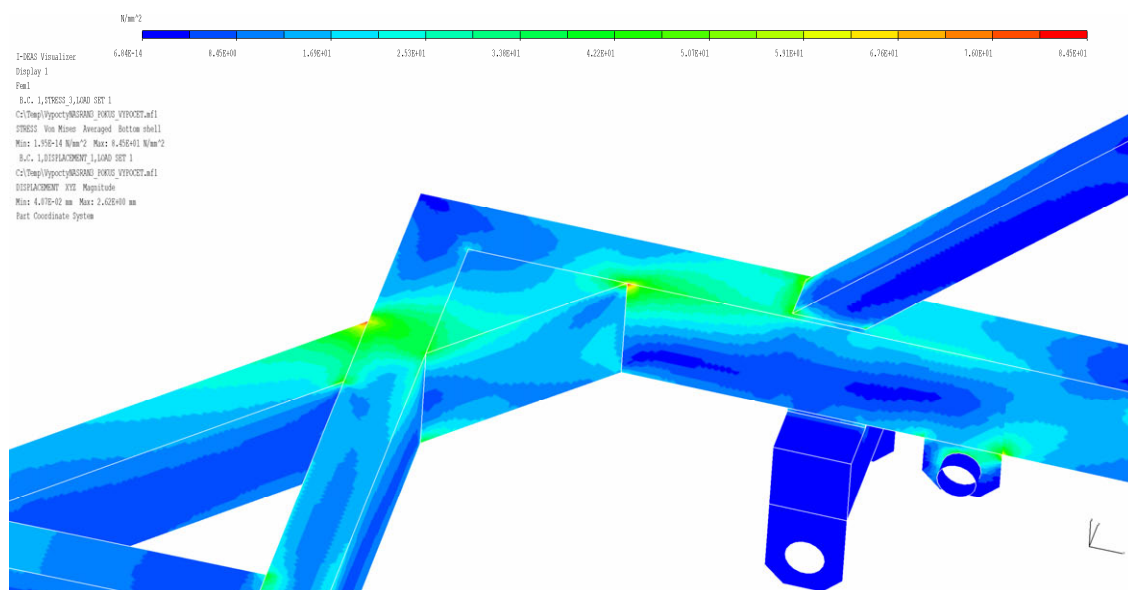
9.2 Statický (ustálený) stav

Statický stav je takový stav, kdy není kabelový vlek v pohybu a rám je tedy zatížen pouze vlivem vlastní hmotnosti, hmotností cívky a dalších jeho částí. Výpočtový model vykazuje pro zatížení odpovídající ustálenému stavu následující napěťové a deformační hodnoty. Obr. 64.1 je předmětem zobrazení v příloze 1.



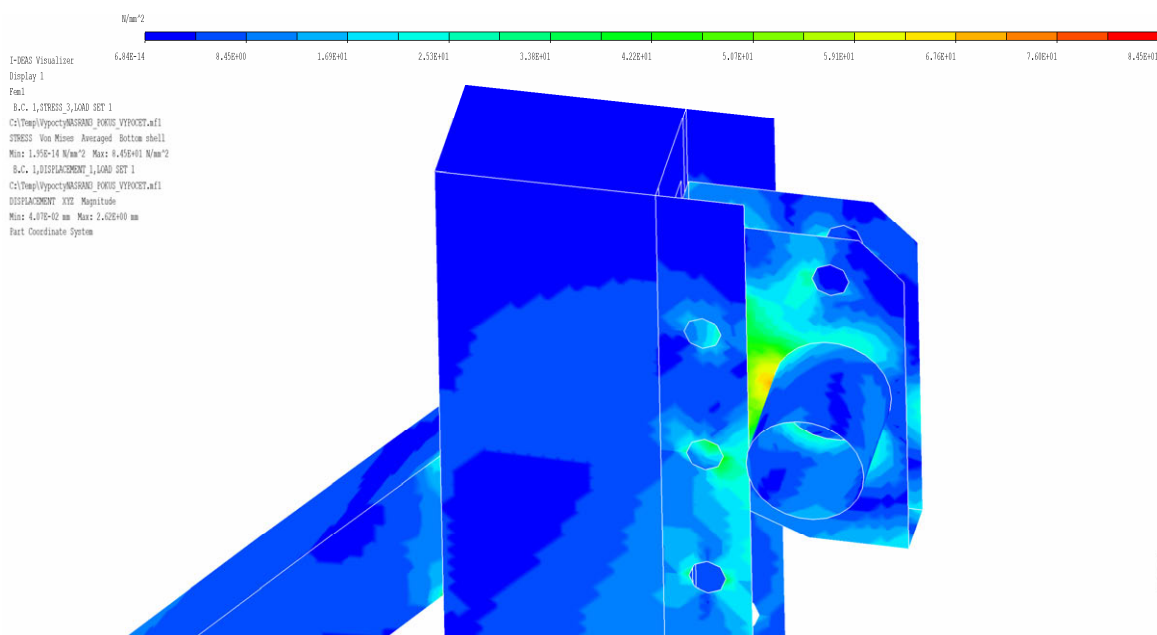
Obr. 64.1 – Stav napjatosti rámu v ustáleném stavu; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 84,5 \text{ MPa}$; max. deformace 2,62 mm; rozsah legendy 0 ÷ 84,5 MPa

Na obr. 64.1 lze pozorovat symetrické rozložení napětí, které je příčinou symetrického zatížení a podélné symetrie rámu. Největší koncentrace napětí vzniká v místech, kde dochází ke změně tuhosti konstrukce (tj. zejména v místech výztuh, rozích).



Obr. 64.2 – Stav napjatosti rámu v ustáleném stavu – detail max. napětí; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 84,5 \text{ MPa}$; max. deformace 2,62 mm; rozsah legendy 0 ÷ 84,5 MPa

Při pevnostní analýze rámu ve statickém stavu vzniknou v konstrukci dvě oblasti, které vykazují hodnoty blízké maximálnímu napětí. V prvním případě se jedná o vnitřní stranu podélného nosníku rámu v místě napojení rohové výztuhy, kde dosahuje napětí maximální hodnoty 84,5 MPa (obr. 64.2). V dalším případě o spojení příčného nosníku rámu s výztuhou oje (obr. 64.2), kde je dosaženo hodnoty 71,6 MPa. Větší hodnoty napětí dále vykazuje okolí vložky hřídele kabelového bubnu, kde je dosaženo hodnoty 63,1 MPa (obr. 64.3).



Obr. 64.3 – Stav napjatosti rámu v ustáleném stavu – detail max. napětí; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 84,5 \text{ MPa}$; max. deformace 2,62 mm; rozsah legendy 0 ÷ 84,5 MPa

Maximální hodnoty napětí, které konstrukce vykazuje, nejsou z hlediska své velikosti nikterak nebezpečné. Povšimněme si spíše napěťového toku v konstrukci rámu. Lze předpokládat, že smysl napěťového toku bude podobný i v případě dynamických stavů a to z důvodu neměnicího se působiště zatěžujících sil, ale pouze jejich velikosti.

Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Maximální hodnota deformace	2,62 mm	
Maximální hodnota napětí	84,5 MPa	=> VYHOVUJE

Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti (viz kap. 9.1.2) a konstrukce rámu kabelového vleku vykazuje pouze malé deformace. V ustáleném stavu tedy tento rám splňuje pevnostní podmínku a tím i bezproblémový provoz kabelového vleku v rámci tohoto stavu.

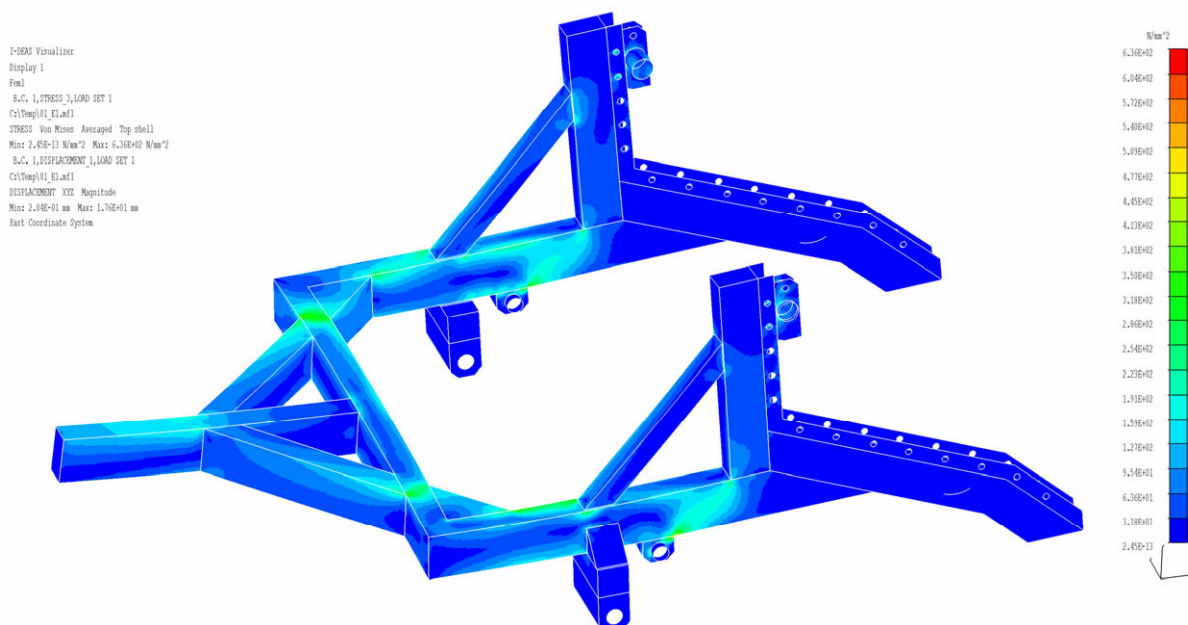
9.3 Dynamické stavy

Tato část práce se věnuje vyhodnocením výsledků pevnostní analýzy, při níž jsou do výpočtového modelu zahrnuta zatížení získaná z dynamické simulace jízdy vozíku po trati. Postupně, v časovém sledu, jsou rozebrány výsledky celkem šesti zatěžujících stavů (4 překážky, 2 extrémní zatížení). U každého stavu je vyobrazen celkový pohled na vyřešený výpočtový model, postupně rozebrány detaily, které se věnují oblastem vykazující největší napětí. Na závěr je uvedeno zhodnocení výsledků a jejich posouzení z hlediska pevnostní podmínky.

(Pozn.: Měřítko zobrazení deformace modelu jsou u výsledků všech stavů nastavena na desetinásobek => scale factor = 10:1).

9.3.1 Extrémní místo A

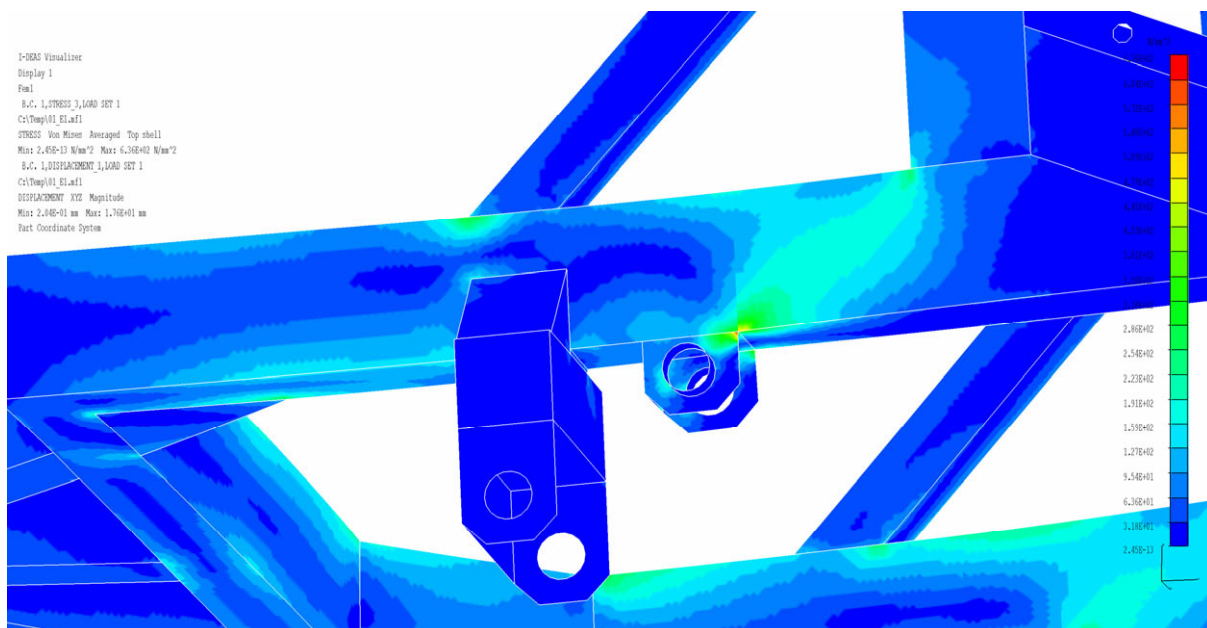
Jedná se o časový úsek, ve kterém přejíždí tažný prostředek přes profil první překážky a přenáší tak vzniklé zatížení na konstrukci kabelového vleku přes přívěsné zařízení. Podrobně je tento stav popsán v kapitole 7.2.6.1. Zatěžující síly dosahují největších hodnot, což se projeví na výsledném napětí, které je oproti ustálenému stavu několikanásobně vyšší. Obr. 65.1 je předmětem zobrazení v příloze 6.



Obr. 65.1 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo A; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 636 \text{ MPa}$; max. deformace 17,6 mm; legenda, rozsah legendy 0 ÷ 636 MPa

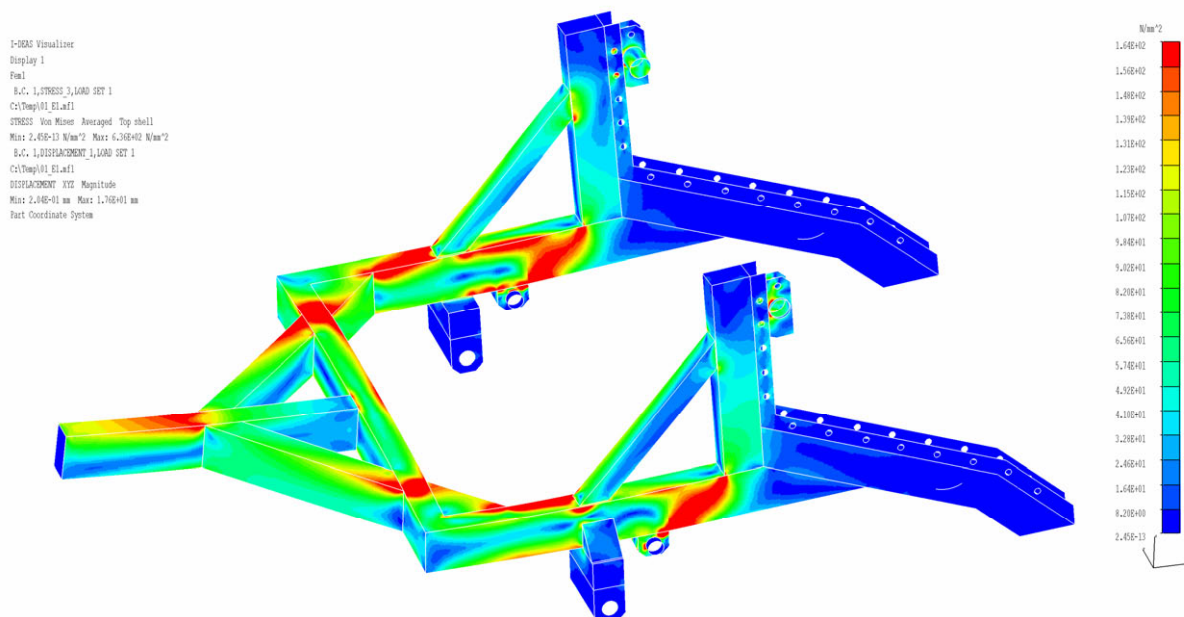
Na obr. 65.1 je znázorněn celkový pohled na konstrukci rámu podrobené zatěžujícím silám odpovídajícím tomuto stavu. Tok napětí je dle dřívějšího předpokladu velmi podobný toku napětí v ustáleném stavu. Maximální hodnota napětí činí 636 MPa což výrazně

překračuje hodnotu návrhové pevnosti. Vznik tohoto napětí je podmíněn skokovou změnou tuhosti konstrukce. V tomto případě se jedná o místo uchycení listové pružiny na podélném nosníku (obr. 65.2).



Obr. 65.2 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo A – detail max. napětí; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 636 \text{ MPa}$; max. deformace 17,6 mm; rozsah legendy 0 ÷ 636 MPa

Na obr. 65.3 je znázorněn celkový pohled na konstrukci. Červeně zbarvené oblasti vyjadřují místa, ve kterých je překročena hodnota napětí 164 MPa, což je hodnota maximálního dovoleného napětí se zohledněným dynamickým součinitelem.



Obr. 65.3 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo A- změna zobrazení; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 636 \text{ MPa}$; max. deformace 17,6 mm; rozsah legendy 0 ÷ 164 MPa

Zhodnocení výsledků:

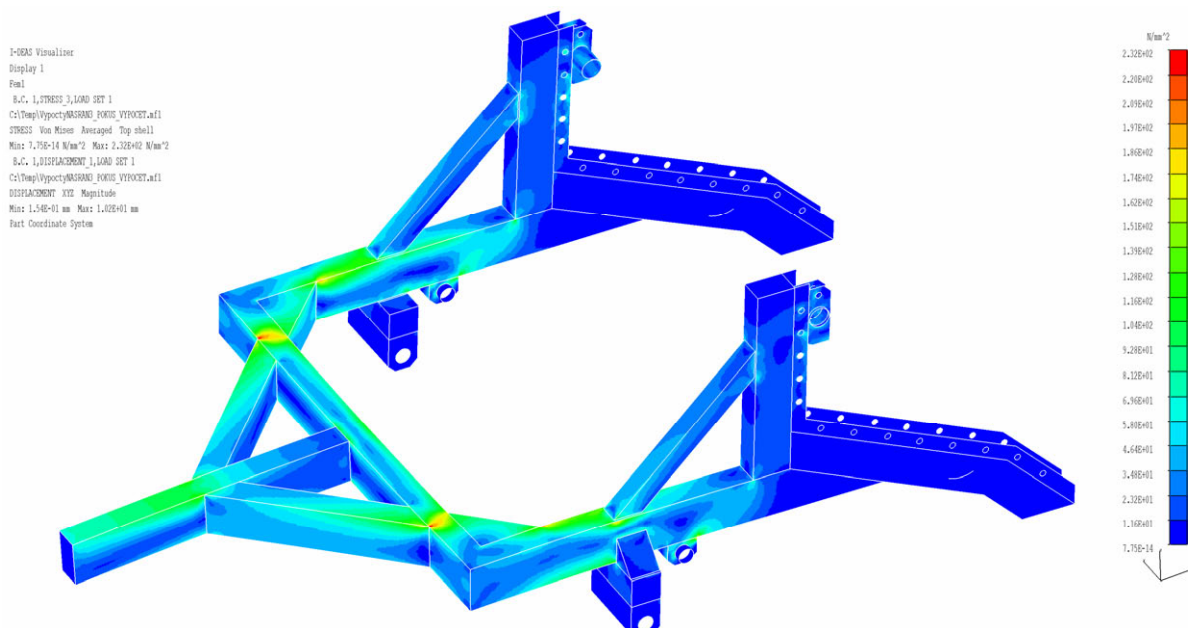
Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	17,6 mm	
Maximální hodnota napětí	636 MPa	=> NEVYHOVUJE

Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy výrazně **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti (viz kap. 9.1.2). Pevnostní podmínka není splněna a dochází ke vzniku mezních stavů souvisejících s porušením soudržnosti konstrukce.

(Pozn.: V některých případech zatížení konstrukcí dochází k vyšší koncentraci napětí v místech s velkou skokovou změnou tuhosti, rozích. S ohledem na průběh numerických výpočtových nepřesností v místech s kolmým stykem ploch skořepin lze tyto hodnoty napětí označit za nekorektní. V případě extrémního místa A maximální hodnota napětí čtyřnásobně překračuje hodnotu dovoleného napětí a to ve velkých částech konstrukce. Z těchto důvodů nelze toto zatížení konstrukce zanedbat.)

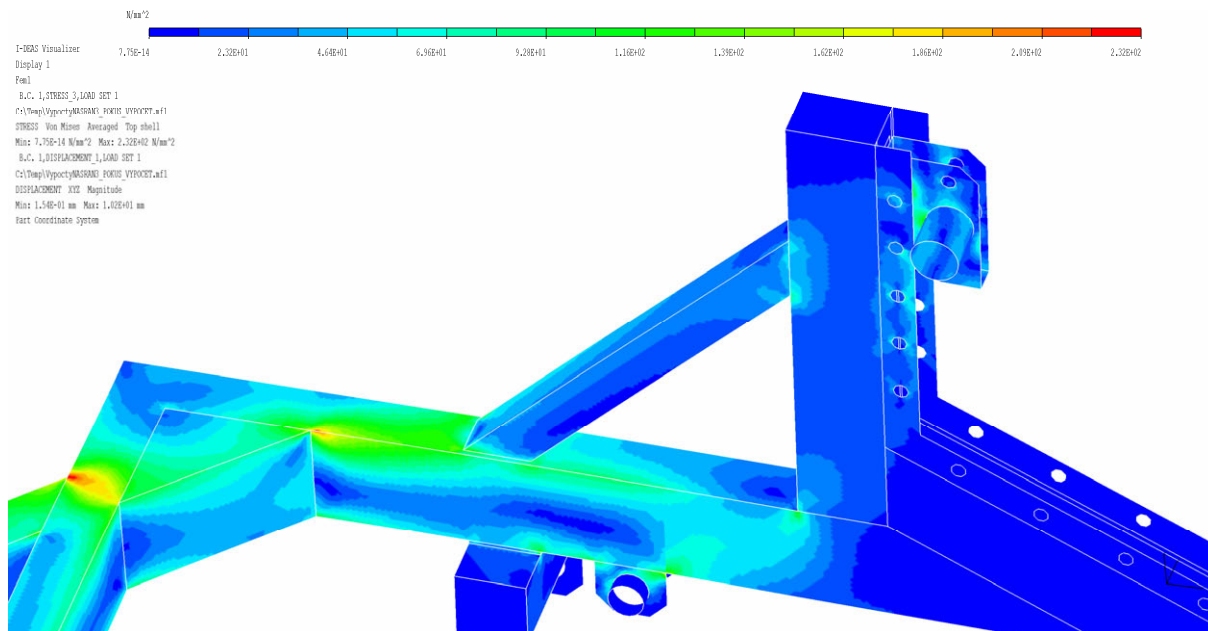
9.3.2 Oblast první překážky

Průběhy zatížení a funkční předpisy odpovídají hodnotám přejezdu přes profil první překážky (viz kap. 7.2.1). Největší napětí dosahuje hodnoty 232 MPa (viz obr. 66.1). Obr. 66.1 je předmětem zobrazení v příloze 2.



Obr. 66.1 – Stav napjatosti rámu – první překážka-celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 232 \text{ MPa}$; max. deformace 10,2 mm; rozsah legendy 0 ÷ 232 MPa

Na obr. 66.2 je znázorněn detailní pohled na část konstrukce kabelového vleku. Stejně jako v předchozích případech jsou problematická místa totožná. Jedná se o spojení výztuhy oje a příčného nosníku, kde je dosaženo maximálního napětí 232 MPa. Ve spojení podélného nosníku a rohové výztuhy se nachází napěťová špička o velikosti 219 MPa.



Obr. 66.2 – Stav napjatosti rámu – první překážka-celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 232 \text{ MPa}$; max. deformace 10,2 mm; rozsah legendy 0 ÷ 232 MPa

Z obr. 66.2 je patrné, že na vzniku maximálního napětí v oblasti příčného nosníku rámu se nejvíce podílí návaznost rohové výztuhy podélného nosníku a výztuhy oje. V této oblasti dochází k velkému zvýšení tuhosti, což se projeví vysokou koncentrací napětí v nespojitých oblastech konstrukce. Z tohoto obrázku je také dobře patrný tok napětí v oblasti držáku hřídele kabelového bubnu na vedení a dále na stojinu.

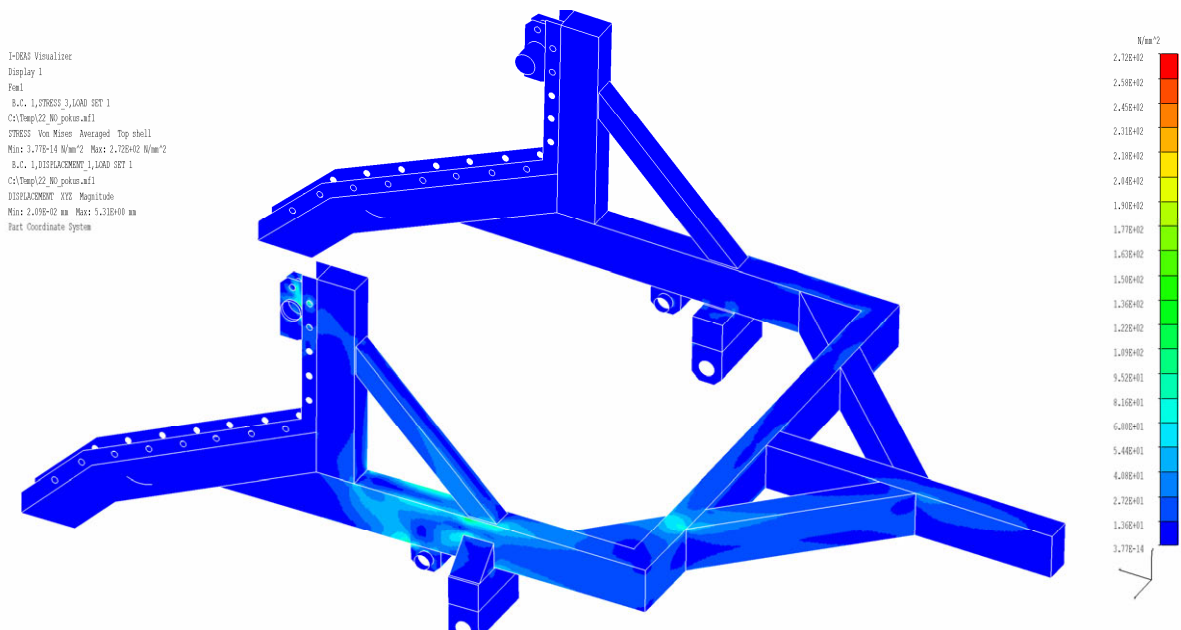
Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	10,2 mm	
Maximální hodnota napětí	232 MPa	=> NEVYHOVUJE

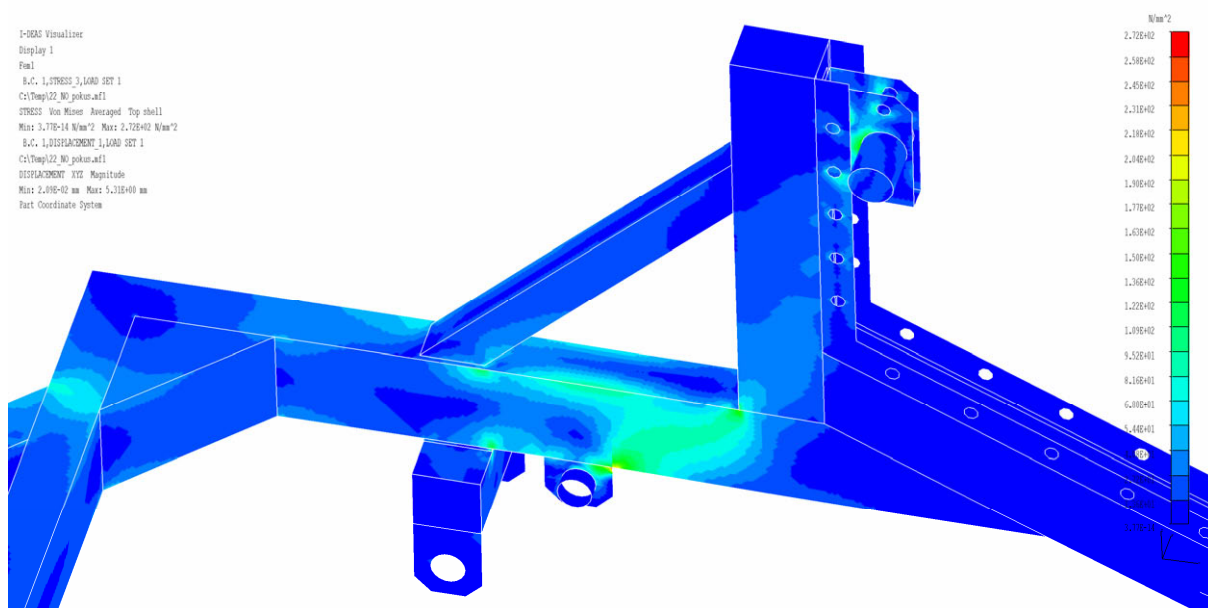
Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti, ale **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Jelikož se jedná o zatížení způsobené dynamickým provozem, kdy je nutné zohlednit dynamický součinitel, je nutno konstatovat, že není splněna pevnostní podmínka a vlek nemůže být při těchto zatíženích provozován.

9.3.3 Oblast druhé překážky

Při přejezdu druhé překážky dochází k nerovnoměrnému zatížení konstrukce vlivem rozdílného časového zatížení. To je tvarovým uspořádáním překážky, kdy profil překážky není rovnoběžný s příčným průřezem tratě. Jedna z polonáprav tedy zdolává překážku, zatímco druhá přejíždí po rovné vozovce. Zatížení jsou díky symetrii rámu stejná, což platí i o výsledcích pevnostní analýzy. Výpočet je proveden pro zatížení pravé části rámu. Obr. 67.1 je předmětem zobrazení v příloze 3.

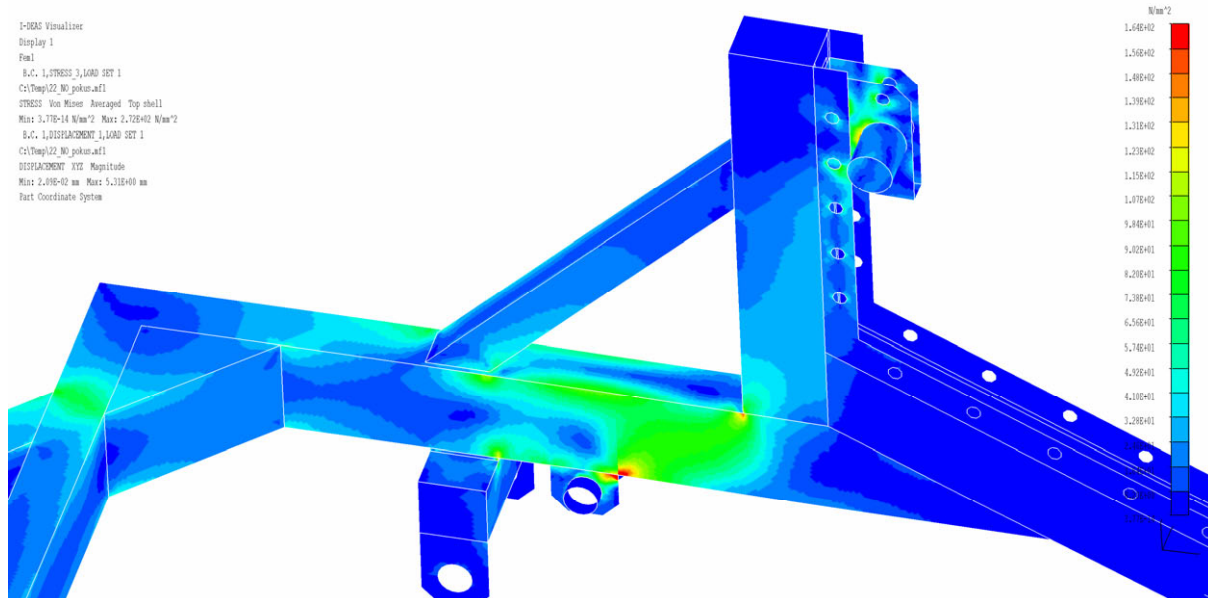


Obr. 67.1 – Stav napjatosti rámu – druhá překážka – celkový náhled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max}=272$ MPa; max. deformace 5,31 mm; rozsah legendy 0 ÷ 272 MPa



Obr. 67.2 – Stav napjatosti rámu – druhá překážka – detail; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max}=272$ MPa; max. deformace 5,31 mm; rozsah legendy 0 ÷ 272 MPa

Na obr. 67.1 a 67.2 můžeme pozorovat nesouměrné zatížení rámu, které je přenášeno z jeho pravé stojiny na ostatní části konstrukce. Maximální napětí dosahuje hodnoty 272 MPa a je koncentrováno na spodní ploše podélného nosníku v místě připojení konzoly čepu listové pružiny.



Obr. 67.3 – Stav napjatosti rámu – druhá překážka – změna zobrazeného napětí; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 272 \text{ MPa}$; max. deformace 5,31 mm; rozsah legendy 0 ÷ 164 MPa

Na obr. 67.3 je znázorněn detail zatížení pravé části konstrukce. Napětí překračující hodnotu 164 MPa (hodnota návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem) je znázorněno červeně. Špička tohoto napětí je rozložena na velmi malé ploše. Z těchto důvodů a z důvodu numerických výpočtových nepřesností usuzují, že nedojde ke vzniku mezních stavů souvisejících s porušením soudržnosti konstrukce. Přesto je třeba provést negativní vyhodnocení výsledků.

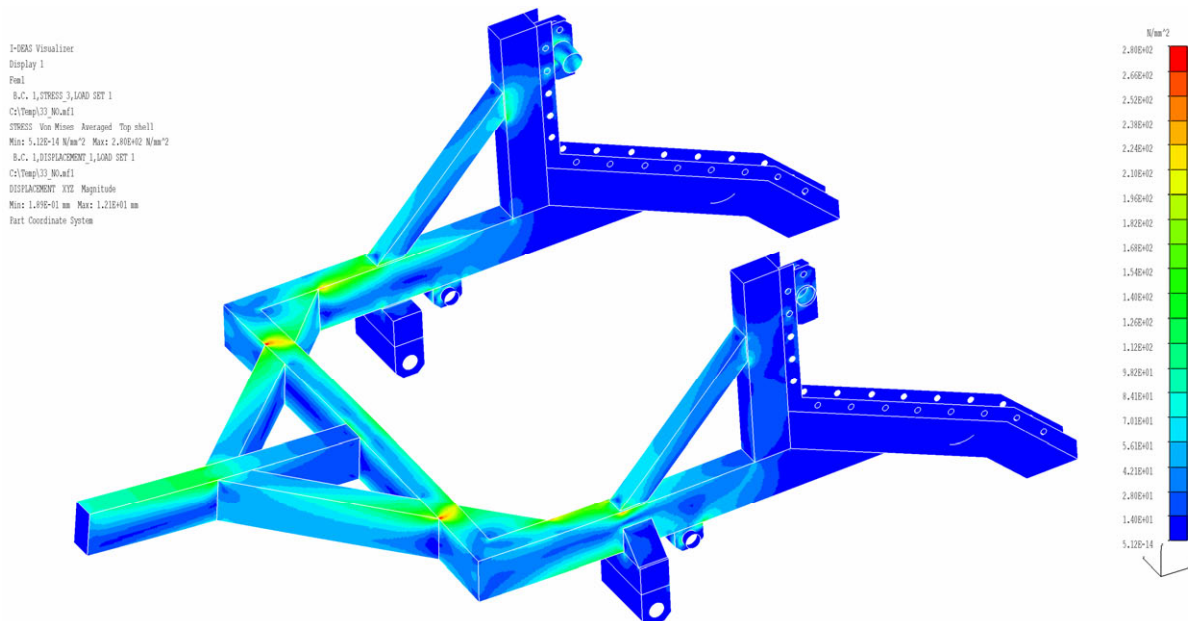
Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	5,31 mm	
Maximální hodnota napětí	272 MPa	=> NEVYHOVUJE

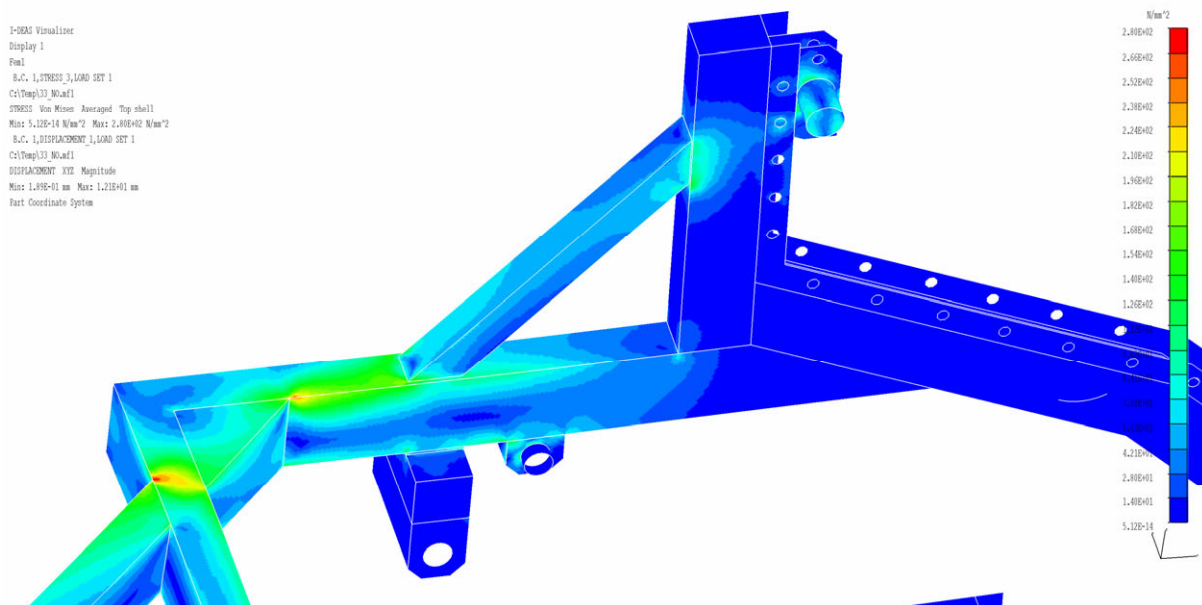
Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **přesahuje** jak hodnotu návrhové pevnosti, tak i hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Jelikož se jedná o zatížení způsobené dynamickým provozem, kdy je nutné zohlednit dynamický součinitel, je nutno konstatovat, že není splněna pevnostní podmínka a vlek nemůže být při takovýchto zatíženích provozován.

9.3.4 Oblast třetí překážky

V tomto případě se jedná o pevnostní analýzu rámu, při které je výpočtový model zatížen silami vzniklými v důsledku přejezdu třetí překážky. Dá se říci, že tato překážka je vzhledem k vzniklým zatížením konstrukce nejagresivnější, což se samozřejmě negativním způsobem projeví i na velikosti vzniklých napětí. Obr. 68.1 je předmětem zobrazení v příloze 4.

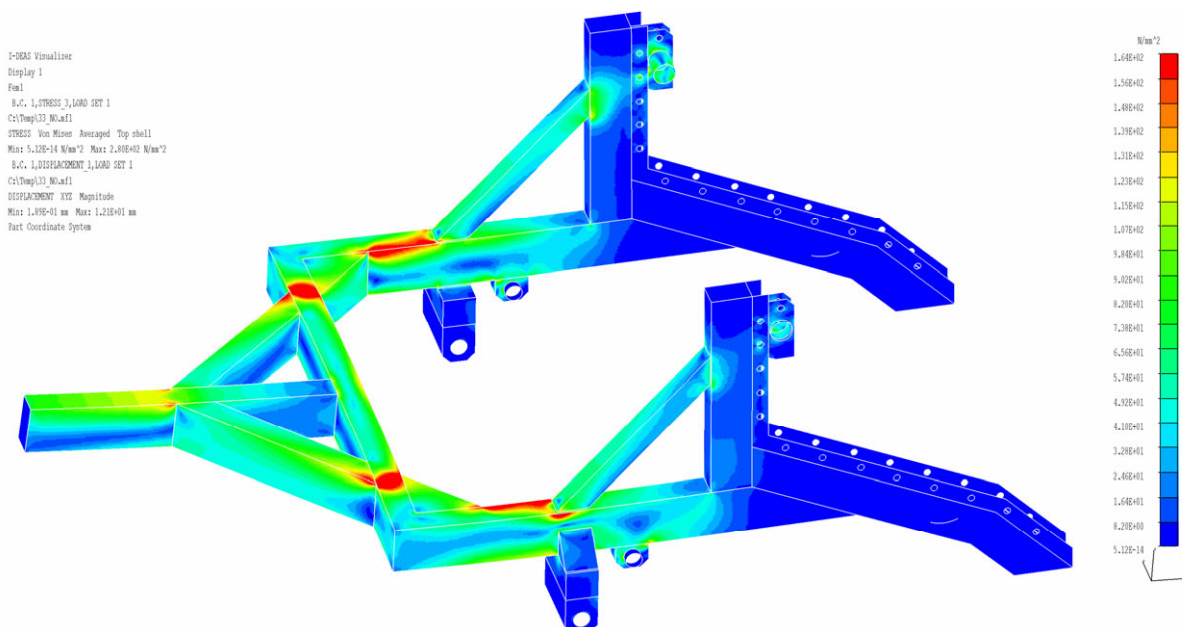


Obr. 68.1 – Stav napjatosti rámu – třetí překážka -celkový pohled; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 280 \text{ MPa}$; max. deformace 12,1 mm; rozsah legendy 0 ÷ 280 MPa

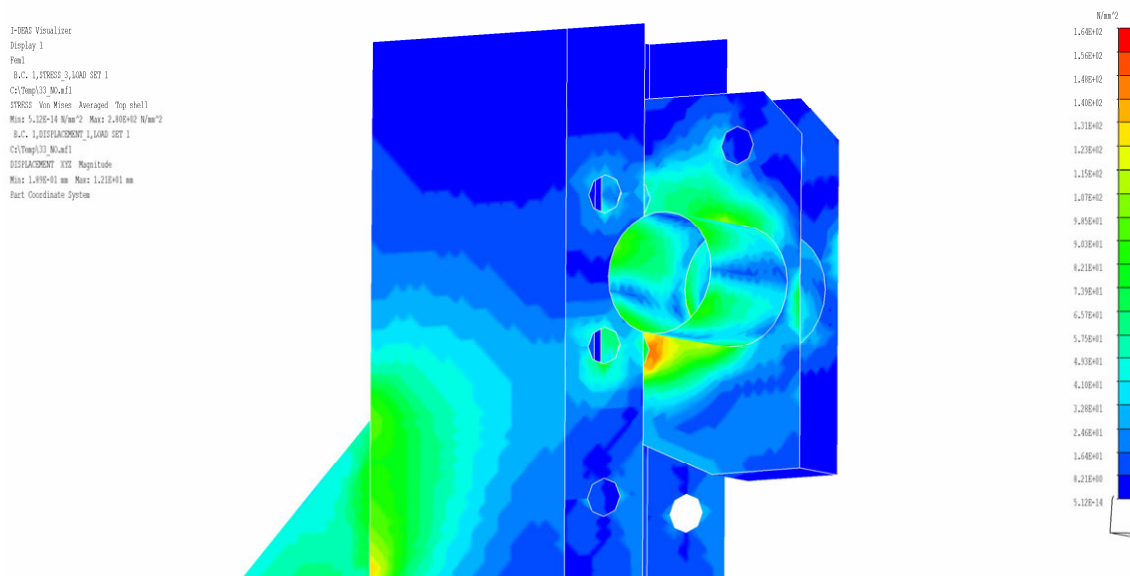


Obr. 68.2 – Stav napjatosti rámu – třetí překážka – detail max. napětí; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 280 \text{ MPa}$; max. deformace 12,1 mm; rozsah legendy 0 ÷ 280 MPa

Z výsledků pevnostní analýzy (viz obr. 68.1 a 68.2) jsou dobře patrné oblasti se zvýšenou hodnotou napětí, které se táhnou od vzpěry stojiny, přes rohovou výztuhu na výztuhu oje. Napětí dosahuje maximální hodnoty 280 MPa a v popsané oblasti je jeho velikost v rozmezí 132 ÷ 280 MPa. Dále lze vyhodnotit zvětšenou oblast toku napětí v místech přechodu z držáku hřídele kabelového bubnu na vedení a stojinu.



Obr. 68.3 – Stav napjatosti rámu – třetí překážka - celkový pohled; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 280 \text{ MPa}$; max. deformace 12,1 mm; rozsah legendy 0 ÷ 164 MPa



Obr. 68.4 – Stav napjatosti rámu – třetí překážka – detail držáku; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 280 \text{ MPa}$; max. deformace 12,1 mm; rozsah legendy 0 ÷ 164 MPa

Aby bylo jasně viditelné, ve kterých místech je překročena dovolená hodnota napětí, upravil jsem rozsah zobrazovaného napětí tak, že místa překračující tuto hodnotu jsou zobrazena červeně. Toto nastavení jsem aplikoval na výsledky pevnostní analýzy (viz obr.

68.3 a 68.4). I když je rozdíl mezi hodnotami maximálních napětí druhé a třetí překážky minimální, můžeme u výsledků třetí překážky pozorovat značné oblasti překračující dovolené hodnoty napětí. V tomto případě není pochyb o destruktivním dopadu těchto napětí. V případě druhé překážky je tato oblast naprosto minimální. V oblasti držáku kabelového vleku dosahuje napětí maximální hodnoty 141 MPa, což i přes značná zatížení svědčí o dobré konstrukci této části.

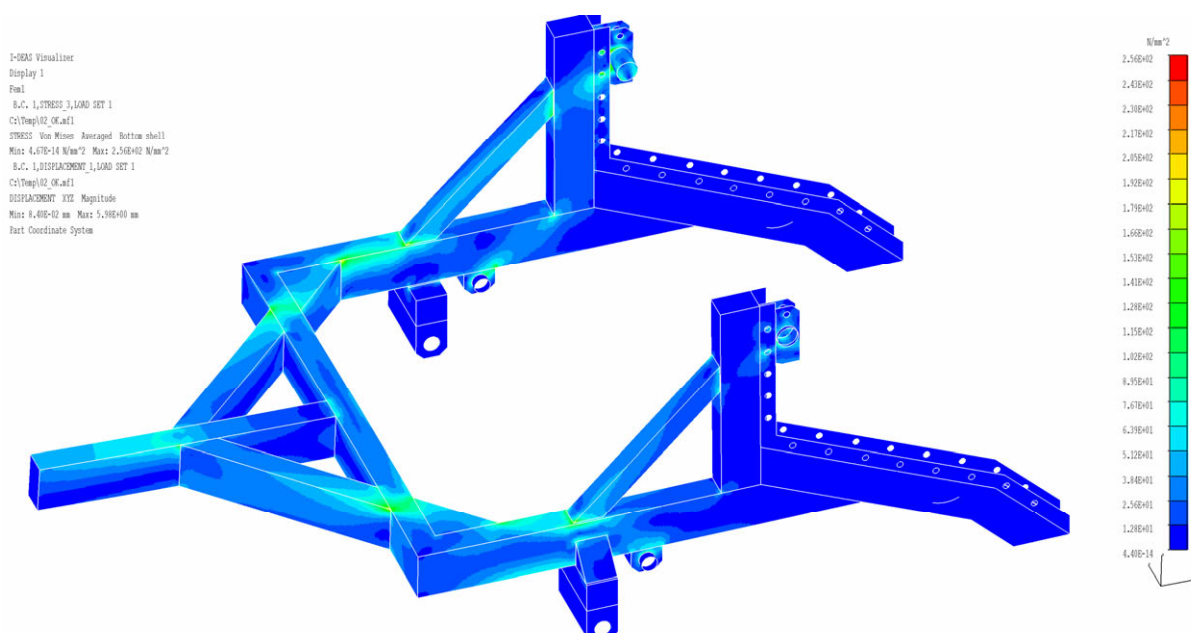
Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	12,1 mm	
Maximální hodnota napětí	280 MPa	=> NEVYHOVUJE

Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **přesahuje** jak hodnotu návrhové pevnosti, tak i hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Jelikož se jedná o zatížení způsobené dynamickým provozem, kdy je nutné zohlednit dynamický součinitel, je nutno konstatovat, že není splněna pevnostní podmínka a vlek nemůže být při těchto zatíženích provozován.

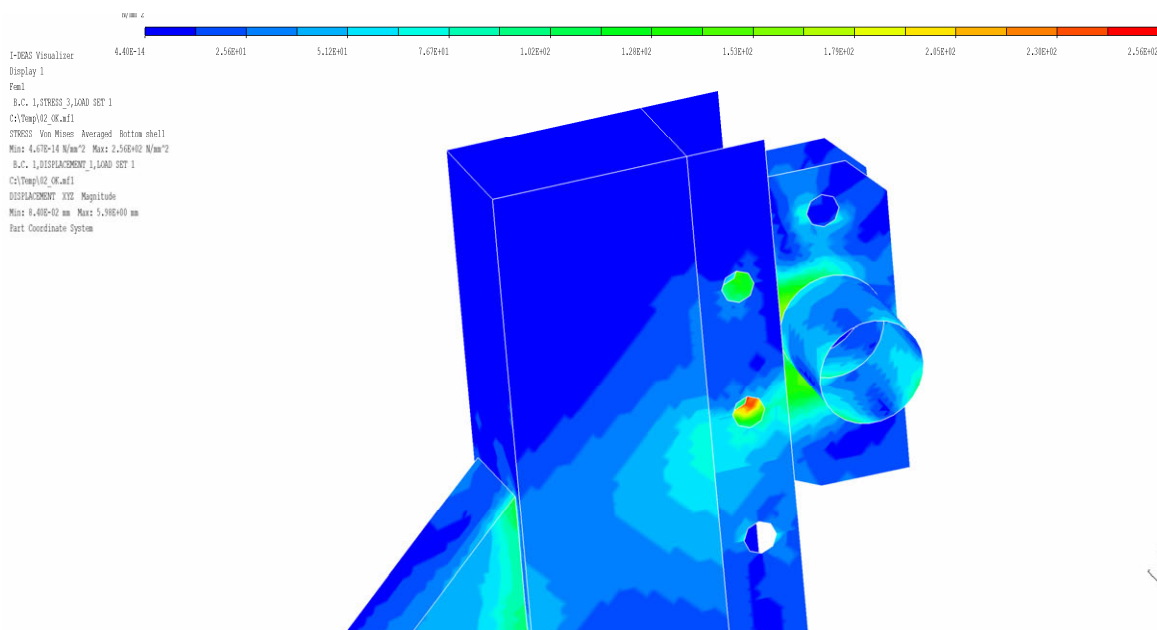
9.3.5 Extrémní místo B

Tento časový úsek je součástí třetí překážky. Jeho poloha a důvody pro jeho zařazení do pevnostní analýzy byly zdůvodněny v kapitole 7.2.6.2 . Obr. 69.1 je předmětem zobrazení v příloze 7.

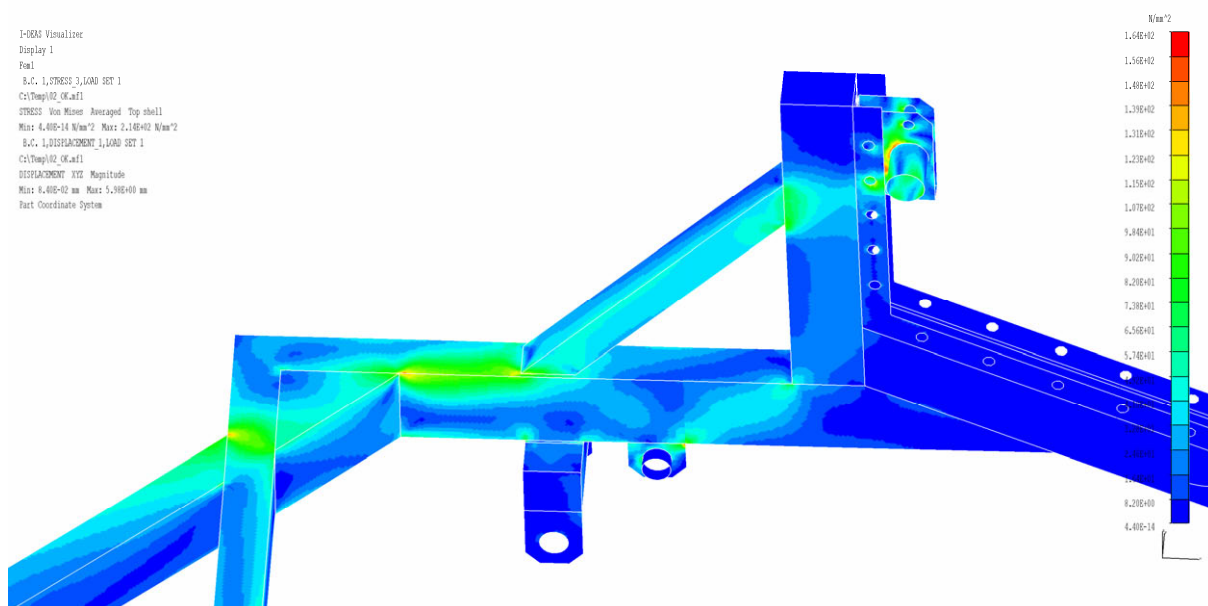


Obr. 69.1 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo B - celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 256 \text{ MPa}$; max. deformace 5,98 mm; rozsah legendy 0 ÷ 256 MPa

Z obr. 69.1 je zřejmé, že místa, která v předchozích případech disponovala největší mírou napětí, jsou v tuto chvíli odlehčená a hlavní část napětí je přesunuta do držáku hřídele kabelového bubnu (viz obr. 69.2). Oblast maximálního napětí o velikosti 256 MPa se nachází v místě druhého čepu.



Obr. 69.2 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo B - detail držáku; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 256 \text{ MPa}$; max. deformace 5,98 mm; rozsah legendy $0 \div 256 \text{ MPa}$



Obr. 69.3 – Stav napjatosti rámu – extrémní místo B - částečný detail; napětí dle teorie HMH;
 $\sigma_{max} = 256 \text{ MPa}$; max. deformace 5,98 mm; rozsah legendy $0 \div 164 \text{ MPa}$

Na obr. 69.3 je viditelný tok napětí v konstrukci a je zřejmý přesun části napěťového toku do oblasti stojiny rámu. V oblastech rohové výztuhy podélného nosníku a výztuhy příčného nosníku se koncentrace napětí pohybuje v rozmezí 115 ÷ 148 MPa. Tato situace se podobá situaci vzniklé při výpočtu pevnostní analýzy u druhé překážky a případná funkčnost či nefunkčnost v případě vzniku tohoto stavu je značně diskutabilní.

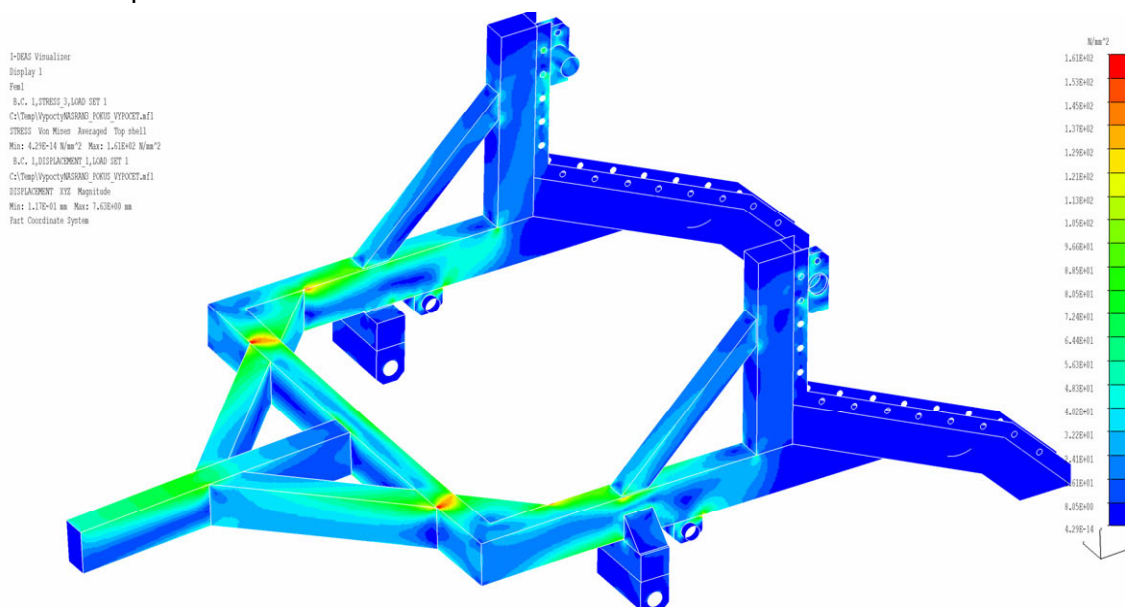
Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	5,98 mm	
Maximální hodnota napětí	256 MPa	=> NEVYHOVUJE

Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **přesahuje** jak hodnotu návrhové pevnosti, tak i hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Jelikož se jedná o zatížení způsobené dynamickým provozem, kdy je nutné zohlednit dynamický součinitel, je nutno konstatovat, že není splněna pevnostní podmínka a vlek nemůže být při těchto zatíženích provozován.

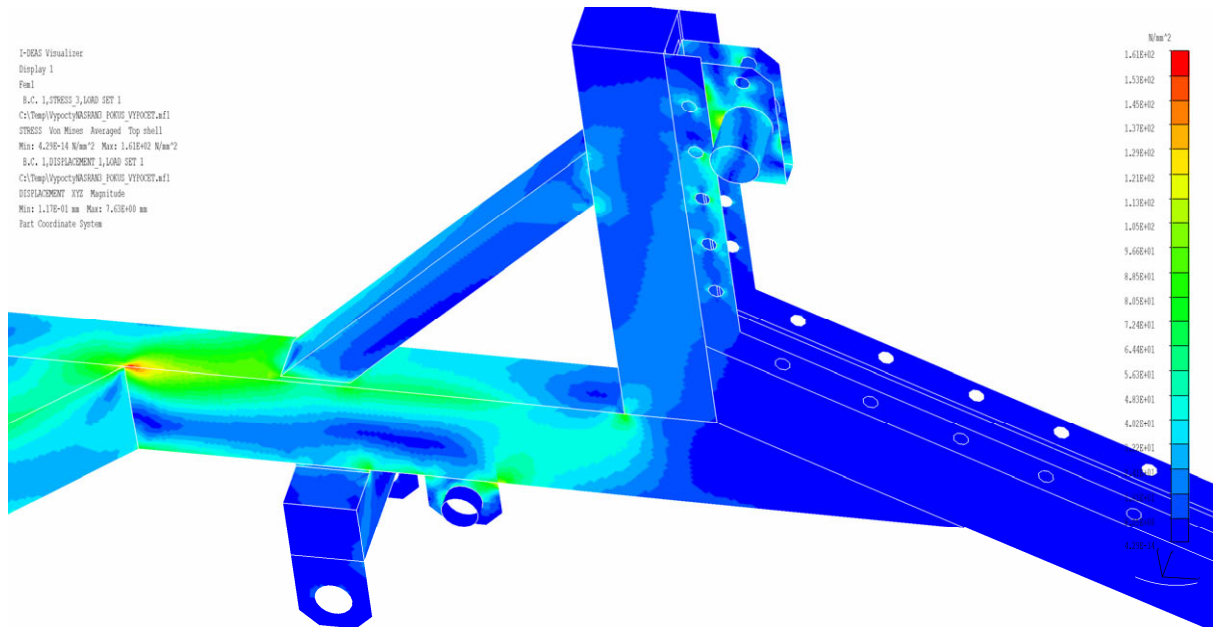
9.3.6 Oblast čtvrté překážky

Tato překážka tvarově i rozměrově souhlasí s rozměry běžně používaných zpomalovacích prahů. Může dojít k dopravní situaci, ve které nebude řidič schopen zpomalit na přiměřenou rychlost a dojde k přejezdu přes zpomalovací práh ve vyšší rychlosti. Na základě této úvahy by měla konstrukce splňovat pevnostní podmínku i při rychlosti 36 km.h⁻¹, které odpovídají velikost sil působících v tomto zatěžovacím stavu. Obr. 70.1 je předmětem zobrazení v příloze 5.



Obr. 70.1 – Stav napjatosti rámu – čtvrtá překážka - celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 161 \text{ MPa}$; max. deformace 7,63 mm; rozsah legendy 0 ÷ 161 MPa

Na obr. 70.1 se nabízí celkový pohled na výsledek pevnostní analýzy. Maximální koncentrace napětí dosahuje hodnoty 161 MPa a nachází se podobně jako v několika předešlých stavech v místě napojení výztuhy oje na příčný nosník rámu. Zatížení rámu je z hlediska souměrnosti symetrické.



Obr. 70.2 – Stav napjatosti rámu – čtvrtá překážka - částečný detail; napětí dle teorie HMM; $\sigma_{max} = 161 \text{ MPa}$; max. deformace 7,63 mm; rozsah legendy 0 ÷ 161 MPa

Tok napětí disponující většími hodnotami se nachází převážně na podélném nosníku rámu. Jeho průběh začíná v oblasti zakončení stojiny a dále probíhá přes svar výztuhy stojiny do rohové výztuhy (viz obr. 70.2).

Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	7,63 mm	
Maximální hodnota napětí	161 MPa	=> VYHOVUJE

Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy **nepřesahuje** jak hodnotu návrhové pevnosti, tak i hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Pevnostní podmínka je tedy splněna. Pokud tedy dojde k přejezdu kabelového vleku přes zpomalovací práh v rychlosti 10 m.s⁻¹ konstrukce rámu vzniklým zatížením odolá a nedojde ke vzniku mezních stavů souvisejících s porušením soudržnosti konstrukce.

10. Návrh konstrukčních úprav

V předchozí kapitole jsou uvedeny výsledky pevnostní analýzy pro jednotlivé zatěžovací stavy a jejich následné zhodnocení. V mnoha případech není splněna pevnostní podmínka a dochází tedy ke vzniku mezních stavů souvisejících s porušením soudržnosti konstrukce. V této kapitole se pokusím vhodnou konstrukční úpravou rámu maximální hodnoty napětí co nejvíce snížit a to pokud možno do té míry, aby nepřesahovaly hodnoty dovoleného napětí. Pevnostní analýza nového koncepčního návrhu bude prováděna se zatěžujícími silami, které vyvolá přejezd přes extrémní místo A.

Bylo vytvořeno několik příkladů konstrukčních úprav, které jsou tvarově a rozměrově odlišné. Po provedení pevnostní analýzy konstrukce s těmito úpravami dojdeme ke zjištění, že pro všechny typy úprav je splněna pevnostní podmínka a kabelový vlek je tudíž možné provozovat i v případě takovýchto zatížení.

10.1 Úpravy konstrukce

V následujícím textu je uveden přehled několika vytvořených úprav konstrukce rámu. Jedná se o rohové výztuhy různých tvarů a uspořádání. Díky těmto výztuhám klesne celková hodnota maximálních napětí pod hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem.

Byly vytvořeny celkem 4 úpravy, na jejichž základě je splněna pevnostní podmínka konstrukce. Všechny tyto úpravy byly konzultovány s vedoucím diplomové práce Ing. Jaroslavem Kašpárkem, Ph.D. Jako finální byla zvolena úprava č. 1 a to zejména z důvodu jednoduchého provedení a s tím i spojených nízkých výrobních nákladů a technologických nároků. Tato úprava je kompletně popsána v následující kapitole. U dalších vybraných úprav jsou uvedeny pouze výsledky pevnostní analýzy.

10.1.1 Úprava 1

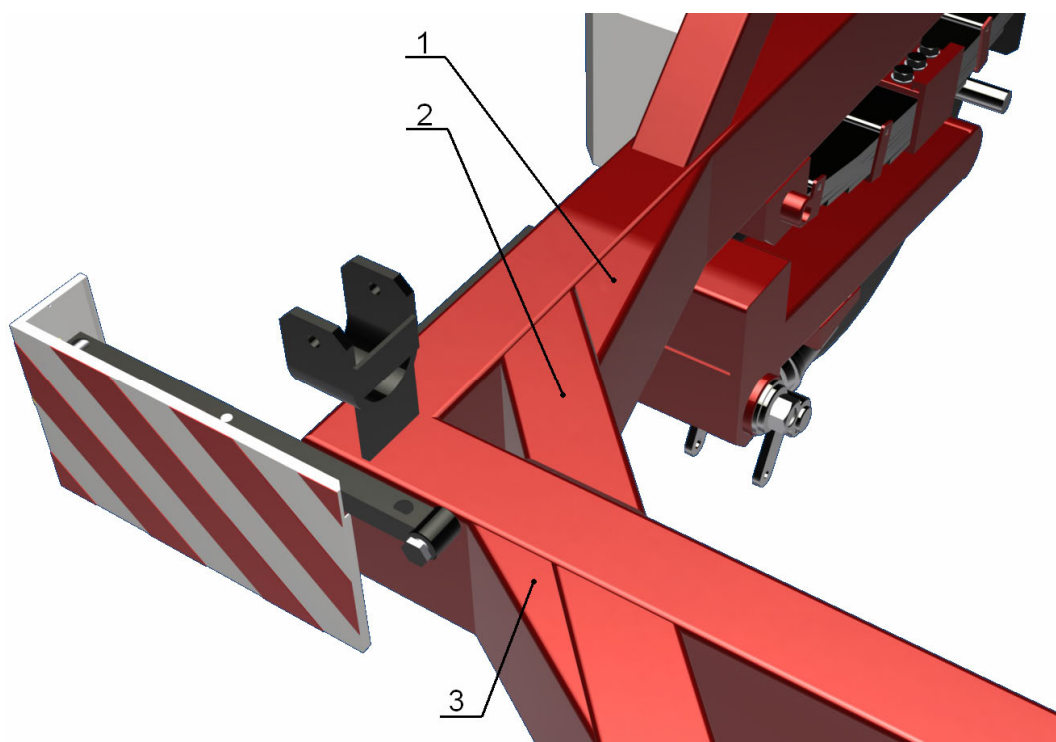
Tato úprava se skládá celkem ze tří prvků. Ve všech případech se jedná o jáckly s rozměry 180 x 100 x 8 mm, u kterých je technologickými úpravami dosaženo požadovaného tvaru a rozměru (viz obr. 72). Původní rohová výztuha je nahrazena plnostěnným jácklem (2), který nezasahuje do rohového spoje podélného a příčného nosníku. Do míst největší koncentrace napětí jsou pak umístěny zkosené výztuhy (1,2), které zmenšují velikost skokové tuhosti původní rohové výztuhy a rozprostírají maximální hodnoty napětí na větší ploše.

Na obr. 71 je znázorněn kabelový vlek s následujícími úpravami. Jednotlivé profily jsou navrženy takovým způsobem, aby nebyla ovlivněna funkce přídatných zařízení kabelového vleku (např. odvíjecího zařízení kabelu) a nebylo tedy nutné měnit konstrukční

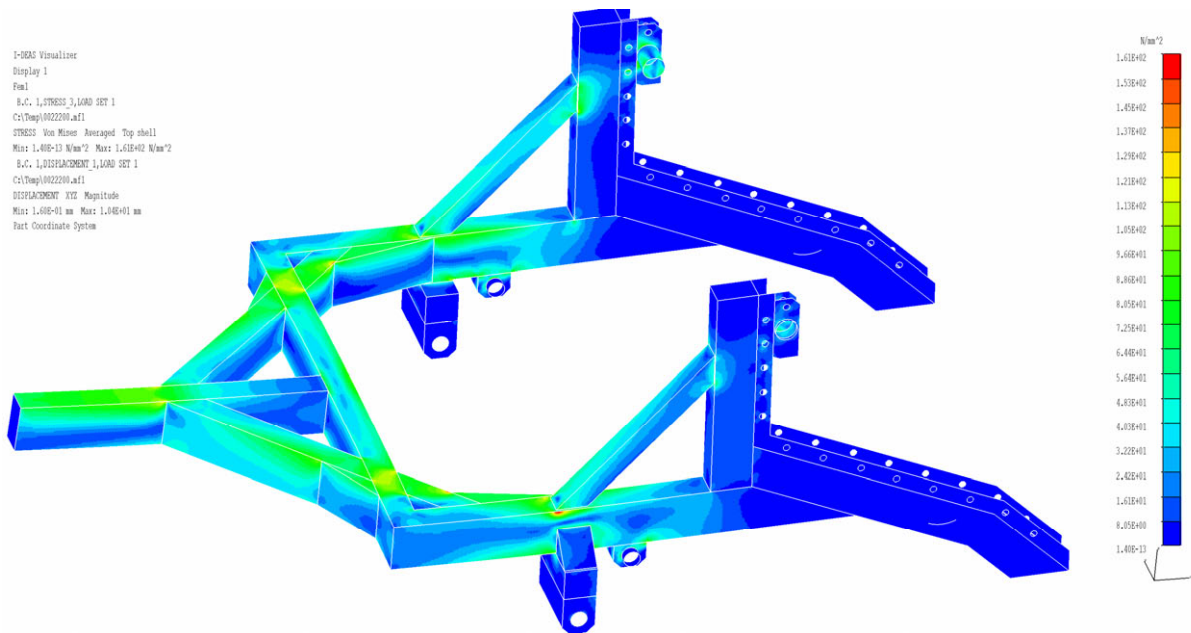
uspořádání těchto prvků. Výkresy jednotlivých výztuh společně s výkresy sestavení jsou jedním z cílů této práce a tvoří příloženou výkresovou dokumentaci.



Obr. 71 – Kabelový vlek Variant 350 s navrženou konstrukční úpravou

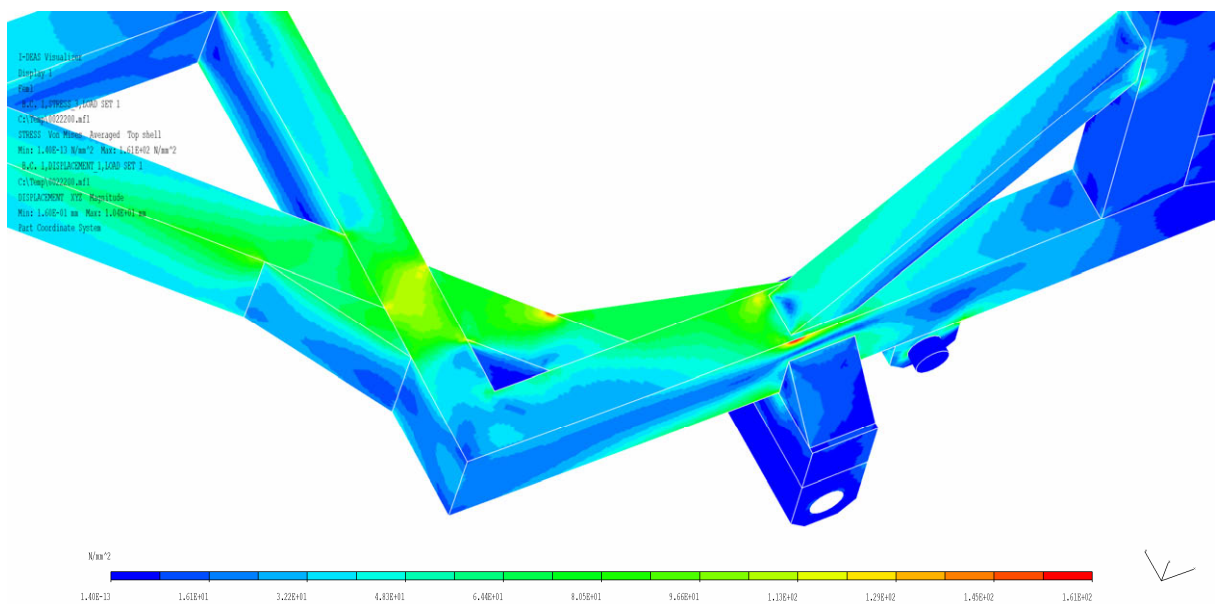


Obr. 72 – Kabelový vlek Variant 350 s navrženou konstrukční úpravou – detail úpravy;
1 – výztuha A; 2 – rohová výztuha; 3 – výztuha B

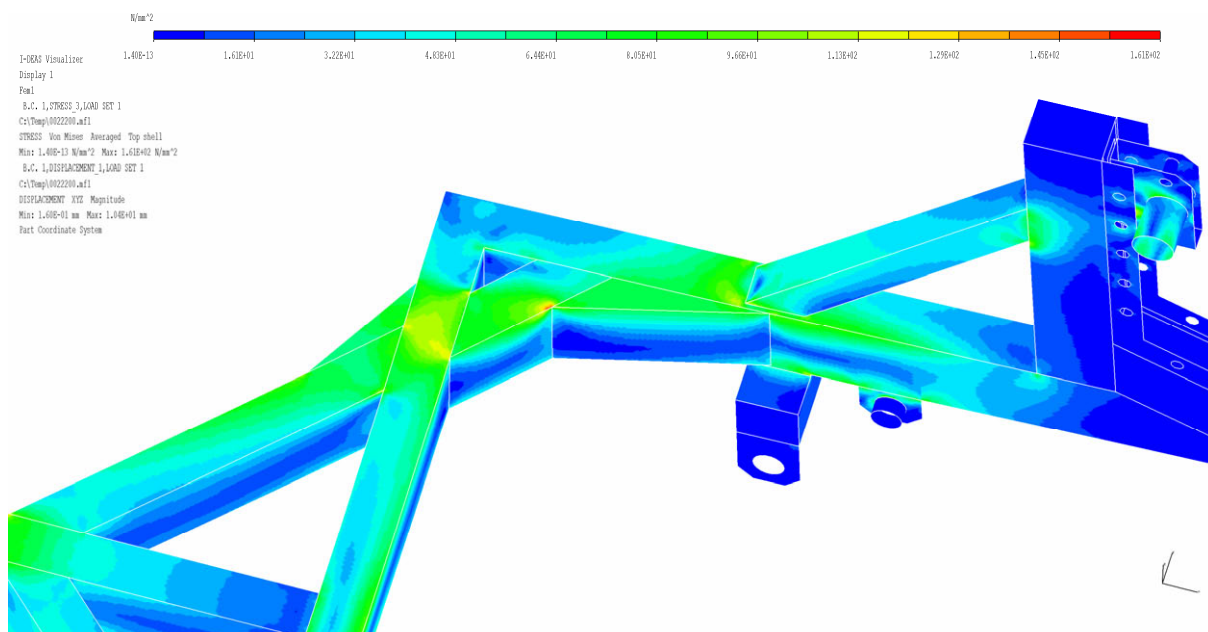


Obr.73 – Stav napjatosti rámu – úprava 1 -celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 161 \text{ MPa}$; max. deformace 10,4 mm; rozsah legendy 0 ÷ 161 MPa

Výsledky pevnostní analýzy konstrukce rámu, který je zatížen silami vzniklými v případě extrémního místa A, jsou znázorněny na obr. 73. Maximální velikost napětí dosahuje hodnot 161 MPa a nachází se na vnější straně podélného nosníku v místě připojení výztuhy stojiny (viz obr. 74). Jedna z větších koncentrací napětí se dále objevuje ve spoji rohové výztuhy podélného nosníku rámu s výztuhou A. Maximální hodnota deformace (posunutí) je 10,4 mm a nachází se na konci konstrukce rámu v místě končícího vedení. Obr. 73 je předmětem zobrazení v příloze 8.



Obr.74 – Stav napjatosti rámu – úprava 1 - detail výztuh; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 161 \text{ MPa}$; max. deformace 10,4 mm; rozsah legendy 0 ÷ 161 MPa



Obr.75 – Stav napjatosti rámu – úprava 1 - detail výztuh; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 161 \text{ MPa}$; max. deformace 10,4 mm; rozsah legendy 0 ÷ 161 MPa

Na obr. 75 si lze povšimnout rozložení napěťového toku v konstrukci s přidávanými výztuhami. Hlavní část toku s hodnotami o velikosti v rozmezí 75 ÷ 135 MPa (neuvažujeme-li místa maximálních hodnot napětí) se rozprostírá od stojiny, přes podélný a příčný nosník a jejich výztuhy do oje rámu.

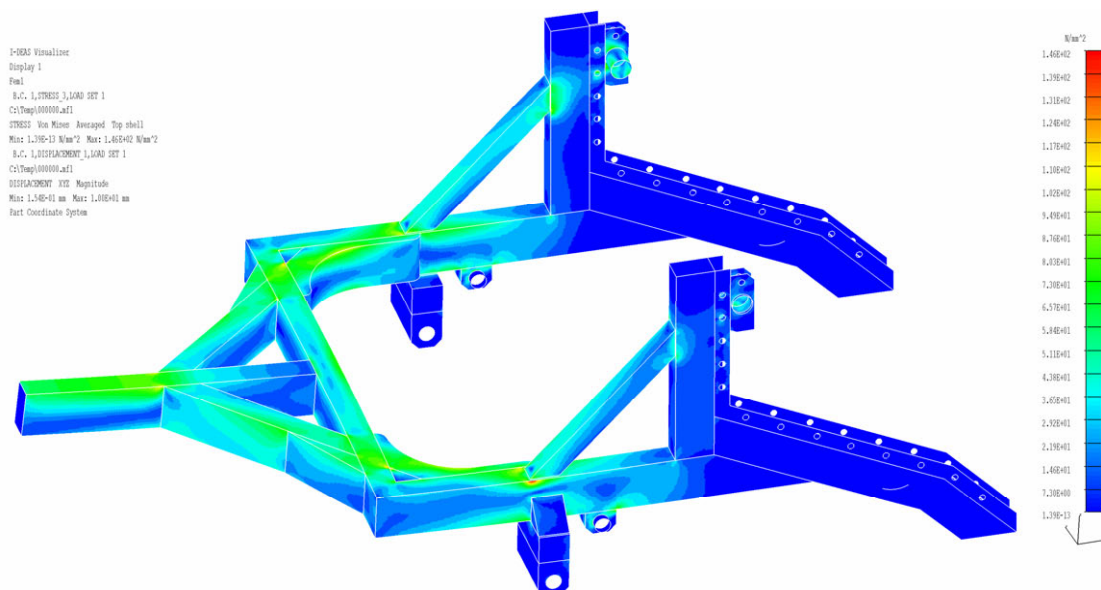
Zhodnocení výsledků:

Hodnota návrhové pevnosti	246 MPa	
Hodnota návrhové pevnosti (+ dyn. souč.)	164 MPa	
Maximální hodnota deformace	10,4 mm	
Maximální hodnota napětí	161 MPa	=> VYHOVUJE

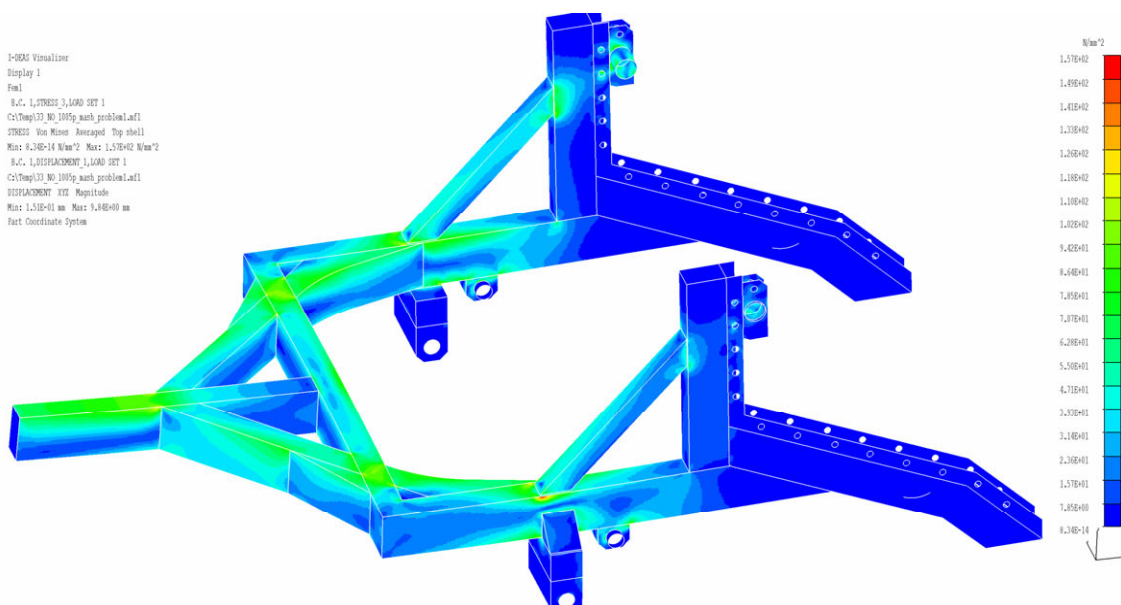
Maximální hodnota napětí, získaná z výsledků pevnostní analýzy, **nepřesahuje** jak hodnotu návrhové pevnosti, tak i hodnotu návrhové pevnosti se zohledněným dynamickým součinitelem (viz kap. 9.1.2). Pevnostní podmínka je tedy splněna. Z těchto údajů lze vyvodit, že díky těmto jednoduchým úpravám, je možné kabelový vlek provozovat i v situacích, kdy vznikají zatížení obdobných velikostí, jako v případě kritického místa A.

10.1.2 Příklady dalších úprav

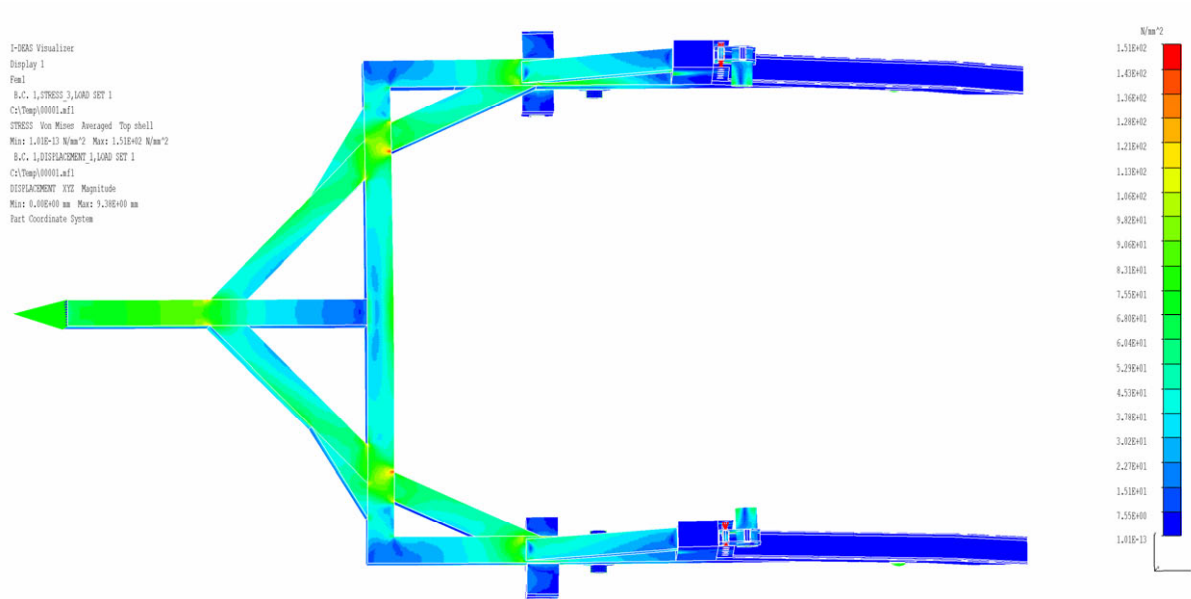
Další uvedené úpravy mají pouze informační význam a nejsou ve výkresové dokumentaci zahrnuty. Všechny tyto úpravy se liší pouze tvarově a s první úpravou mají společnou výztuhu příčného nosníku (3) (viz obr. 72). Tyto úpravy nejsou blíže popisovány, jejich charakter je zřejmý z výsledků pevnostní analýzy. Ve všech případech je splněna pevnostní podmínka. Hodnoty maximálních napětí a deformací jsou uvedeny v legendě pod příslušnými obrázky.



Obr.76 – Stav napjatosti rámu – úprava 2 - celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 146 \text{ MPa}$; max. deformace 10 mm; rozsah legendy 0 ÷ 146 MPa



Obr.77 – Stav napjatosti rámu – úprava 3 - celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 157 \text{ MPa}$; max. deformace 9,84 mm; rozsah legendy 0 ÷ 157 MPa



Obr.78 – Stav napjatosti rámu – úprava 4 - celkový pohled; napětí dle teorie HMM;
 $\sigma_{max} = 151 \text{ MPa}$; max. deformace 9,38 mm; rozsah legendy 0 ÷ 151 MPa

Z konstrukčního hlediska se jako nejvýhodnější jeví úprava pomocí prodloužené rohové výztuhy podélného nosníku (viz obr. 78), která vykazuje nejmenší deformace a střední velikost hodnoty maximálního napětí.

Předchozí varianty (viz obr. 76, 77) jsou tvořeny oblouky, které zvyšují náročnost výrobního procesu a v nemalé míře také náklady. Tyto negativa by bylo možné zanedbat při ohledu na design konstrukce, který má samozřejmě velký vliv na prodej. V těchto případech však navrhované úpravy působí zvláštním dojmem a ke konstrukci rámu se příliš nehodí.

11. Závěr

Hlavním cílem této práce bylo provést pevnostní analýzu rámu kabelového vleku Variant 350 na základě zatěžujících sil stanovených při rozboru zatěžných stavů. V případě překročení návrhových hodnot pevnosti provést konstrukční úpravy, jimiž bude docíleno optimálních napěťových a deformačních hodnot.

Tato práce sestává z několika hlavních částí, které jsou postupně řešeny v náležitém časovém sledu. Jedná se zejména o tvorbu 3D modelu, simulaci jízdy a vyhodnocení zatěžných stavů a v neposlední řadě také o pevnostní analýzu.

Jedním z prvních kroků je tvorba 3D modelu kabelového vleku z přidělené výkresové dokumentace. V této části práce jsem se setkal s drobnými rozměrovými nesrovnalostmi mezi výkresy sestavy a výrobními výkresy, které zřejmě vznikly postupnými úpravami rámu a při komunikaci mezi konstruktéry a výrobou. Z tohoto důvodu je tedy nutné vytvořit nové výkresy sestav původní konstrukce rámu kabelového vleku.

Model kabelového vleku společně s cívkou a tažným zařízením tvoří sestavu, která je podrobena simulaci jízdy po trati. Na trati se nacházejí různě profilované překážky, které jsou navrženy takovým způsobem, aby co nejvíce odpovídaly překážkám reálným. V tomto případě se objevuje jistá úměrnost. Přesnost výsledků, které získáme pomocí této simulace, se odvíjí od schopnosti popisu simulované situace. Pokud se jedná o reálnou situaci, kdy je znám přesný tvar překážky, rychlost vleku a mnoho dalších parametrů, pak je možno získat hodnoty zatížení s velkou přesností. V případě této práce je spíše snahou získat hodnoty zatížení pro situace, ke kterým při provozu kabelového vleku může dojít a v mnohých případech se může jednat až o hodnoty mezní (extrémní).

Hodnoty zatěžujících sil zjištěné na základě vyhodnocení výsledků simulace jízdy jsou dále použity jako vstupní parametry pevnostní analýzy, která je provedena metodou konečných prvků v softwaru I-Deas. Při pevnostní analýze statického stavu jsou hodnoty zatěžujících sil zadány jako konstanty. V případě pevnostní analýzy dynamických stavů jsou zatěžující síly zadávány jako funkce času. Místa, ve kterých dochází k maximální koncentraci napětí lze vyzorovat již z výsledků pro ustálený stav. V naprosté většině případů odpovídá rozložení napěťového toku a maximální velikosti napětí velikosti zatěžujících sil. V případě výpočtu pevnostní analýzy druhé překážky, kdy se jedná o nesouměrné zatížení, však dojde ke vzniku vysoké koncentrace napětí, která je rozložena na velmi malé ploše. V místech s velkou skokovou změnou tuhosti lze vznik vyšších koncentrací napětí předpokládat, to ale v tomto případě neplatí. Důkazem je i velký propad (119 MPa) mezi hodnotou maximálního napětí v tomto bodě a následující největší hodnotou napěťového toku. Z výše uvedených důvodů považuji výsledek pevnostní analýzy druhé překážky za nekorektní.

Z výsledků pevnostní analýzy je zřejmé, že pro některé zatěžující stavy není splněna pevnostní podmínka a je tedy nutné provést konstrukční úpravy, jejichž přehled je uveden v poslední kapitole této práce. Jedním z posledních cílů této práce bylo vytvořit výkresovou dokumentaci původní a upravené konstrukce rámu.

Z celkového pohledu tato práce pojednává o koncepčním řešení a návrhu konstrukcí, které prochází změnami zatížení v závislosti na čase. Velikost a charakter zatěžujících sil, které vznikají jako dynamické odezvy konstrukce na okolní podněty, ovlivňuje velké množství faktorů. Pro dosažení výsledků, které do velké míry odpovídají skutečnosti, je třeba výpočtový model popsat co největším množstvím známých parametrů jednotlivých částí modelu a vnějších podnětů, které vzniklé zatížení vyvolávají. Jako názorný příklad lze v tomto případě uvést nedokonalý způsob nahrazení listové pružiny, jejíž chování je ve skutečnosti mnohem problematičtější. Na základě těchto zjednodušení dochází ke zkreslení výsledků, které je nutné zohlednit. Tento problém se samozřejmě nevztahuje pouze na problematiku dynamických simulací, ale i na pevnostní analýzu. Právě tyto chyby vzniklé při dynamické simulaci nebo již v dřívějším časovém sledu např. v 3D modelu, jsou dále zanášeny do pevnostní analýzy a jejich velikost a charakter se nadále rozrůstá. Otázka spočívá v tom, do jaké míry a zejména v jakých případech je možno velikost těchto chyb tolerovat.

12. Seznam použité literatury

Literatura

- [1] JURÁŠEK, O.: Nosné konstrukce stavebních strojů, skripta VUT v Brně, 1986
- [2] PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERM, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2.
- [3] KOLÁŘ, V. a kol: FEM Principy a praxe metody konečných prvků, vyd. Computer Press, c 1997, Praha, ISBN 80-7226-021-9.
- [4] SVOBODA, P; BRANDEJS, J; DVOŘÁČEK, J. *Základy konstruování*. 3. Vydání. Brno : CERM, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [5] ŘASA, J., LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, 3. Vydání, Praha 1999, ISBN 80-7183-164-6.
- [6] MSC SOFTWARE: ADAMS 2003 User manual, 2003.
- [7] Česká technická norma – Číselné označování a rozdělení ocelí ke tváření ČSN 420002, Český normalizační institut, Praha 1994.

Webové stránky

- [8] VYHLÁŠKA 341/2002 Sb. [online]. [11. července 2002], o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Dostupné z WWW: <<http://www.sagit.cz/pages/sbirkatxt.asp?cd=76&typ=r&zdroj=sb02341>>.
- [9] MICHAL, H. *Pomocný text k proniknutí do základů práce se systémem ADAMS* [online]. Text verze 1.1. [s.l.]. Dostupné z WWW: <http://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/adams_zaklad.pdf>.
- [10] *Landwirtschafts simulator 2009* [online]. Dostupné z WWW: <<http://zdbudiskovice.nolimit.cz/landwirtschafts-simulator-2009>>.

13. Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
b	[mm]	šířka listu pružiny
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	zatížení pružiny
F _o	[N]	vertikální zatížení přívěsného oka
F _{py}	[N]	vertikální zatížení v místě čepu polonápravy
F _{pz}	[N]	horizontální zatížení v místě čepu polonápravy
F _x	[N]	síla působící v ose hřídele kabelového bubnu
F _{yp}	[N]	síla působící ve vertikálním směru v místě pravé stojiny
F _{yl}	[N]	síla působící ve vertikálním směru v místě levé stojiny
F _{zp}	[N]	síla působící v horizontálním směru v místě pravé stojiny
F _{zl}	[N]	síla působící v horizontálním směru v místě levé stojiny
f _{yd}	[MPa]	návrhová pevnost oceli z meze kluzu
f _D	[MPa]	dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
k	[N.mm ⁻¹]	tuhost listové pružiny
k _D	[-]	dynamický součinitel
L	[mm]	funkční délka pružiny
n	[-]	celkový počet listů
n'	[-]	počet extra přidaných listů plné délky
Re	[MPa]	dolní mez kluzu
s	[mm]	deformace pružiny
t	[mm]	tloušťka listu pružiny
ψ	[-]	tvarový součinitel
Y _m	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
σ _{max}	[MPa]	hodnota maximálního napětí v daných částech konstrukce

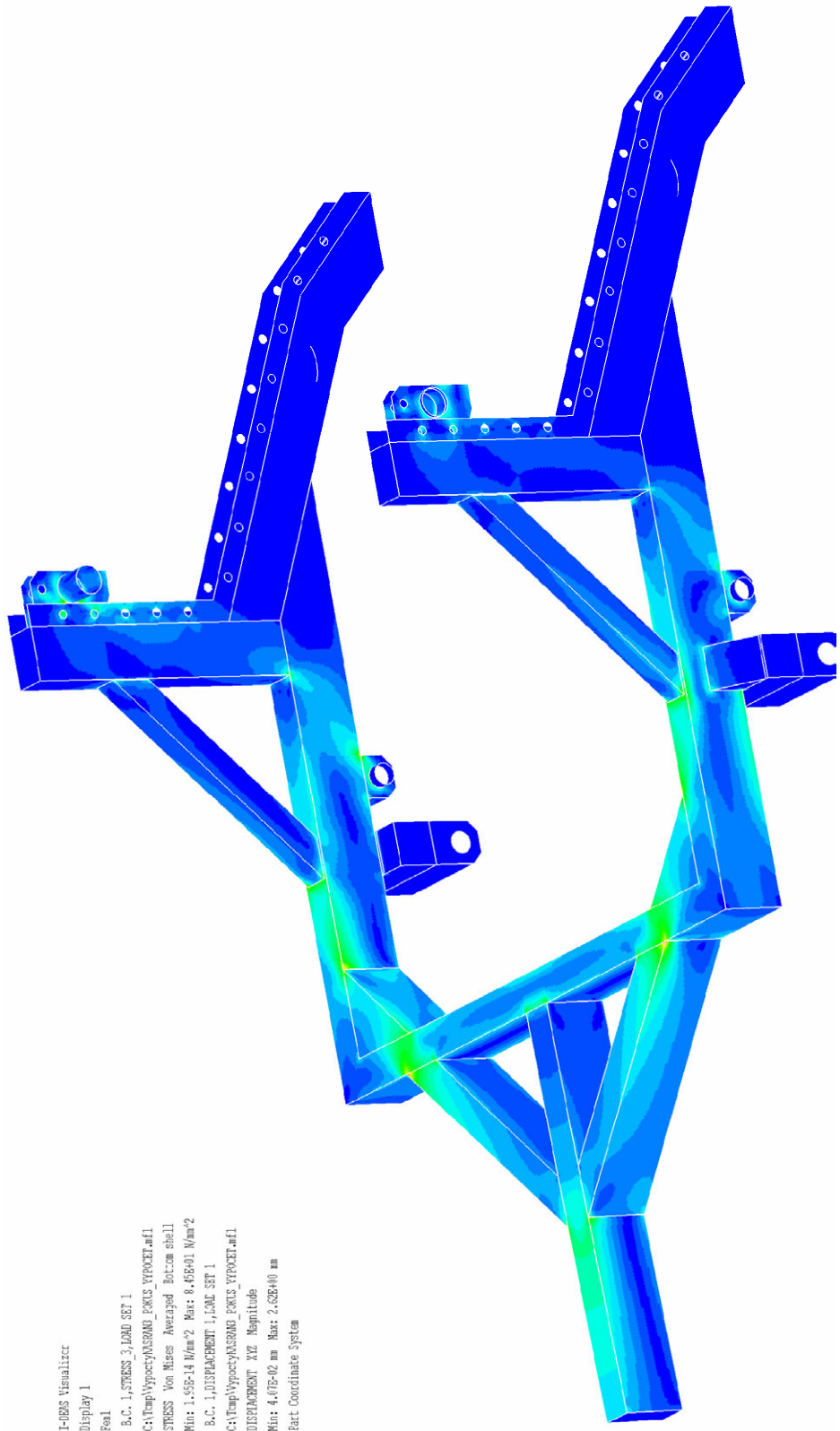
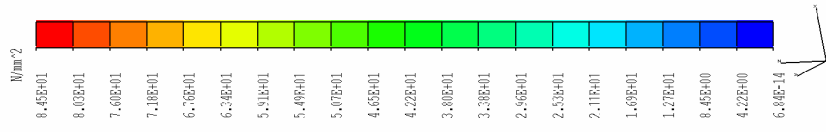
14. Seznam příloh

- Příloha 1** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – ustálený stav
- Příloha 2** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd první překážky
- Příloha 3** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd druhé překážky
- Příloha 4** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd třetí překážky
- Příloha 5** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd čtvrté překážky
- Příloha 6** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – kritické místo A
- Příloha 7** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – kritické místo B
- Příloha 8** Stav napjatosti rámu kabelového vleku – úprava konstrukce

15. Seznam výkresové dokumentace

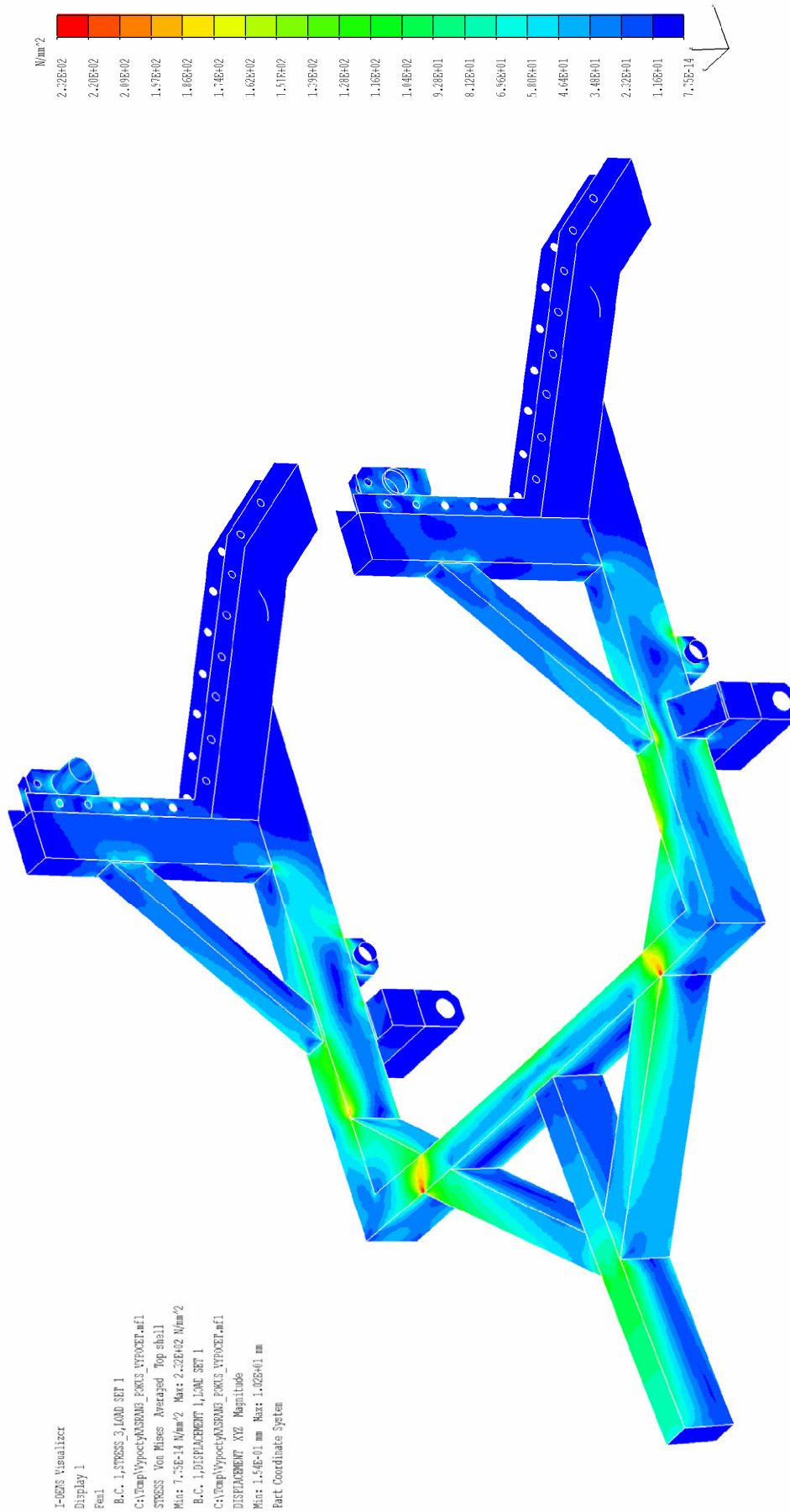
Číslo výkresu	Název
0 - 107 00 – 001 (a)	Variant 350
0 - 107 01 – 002 (a)	Rám
0 - 107 00 – 001 (b)	Variant 350
0 - 107 01 – 002 (b)	Rám
4 - 107 00 – 145	Rohová výztuha
4 - 107 00 – 146	Výztuha oje
4 - 107 00 – 147	Výztuha nosníku

Příloha 1 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – ustálený stav

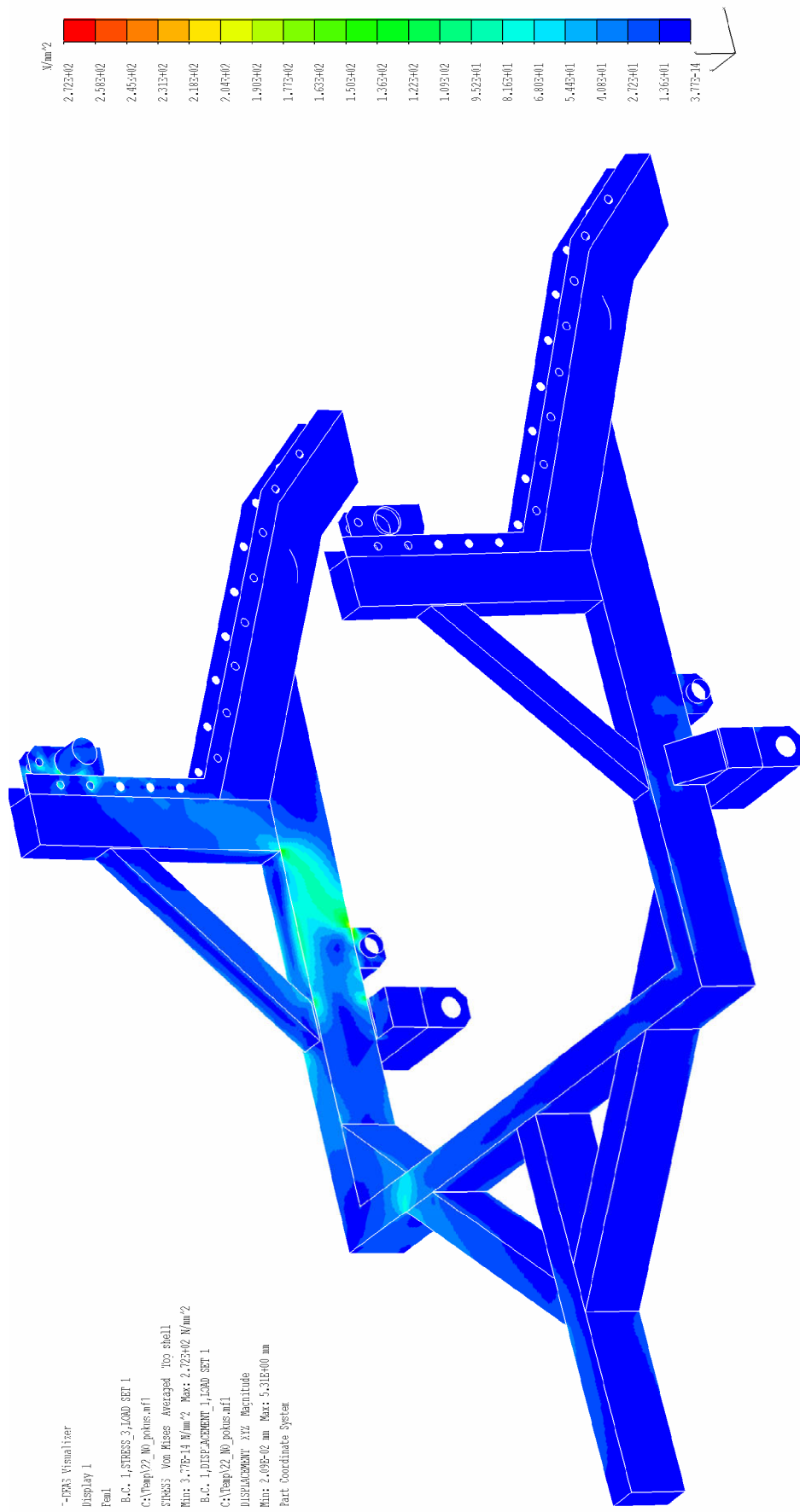


I-CES Visualizer
Display 1
Feat1
B.C. 1, STRESS_3_LOAD SET 1
C:\Temp\psecty\ANSRAG_FEMUS_VPROCT.mfl
STRESS_Von Mises Averaged Bottom shell
Min: 1.55E-14 N/mm² Max: 8.45E+01 N/mm²
B.C. 1, DISPLACEMENT 1_LOAD SET 1
C:\Temp\psecty\ANSRAG_FEMUS_VPROCT.mfl
DISPLACEMENT XYZ Magnitude
Min: 4.07E-02 mm Max: 2.52E+00 mm
Part Coordinate System

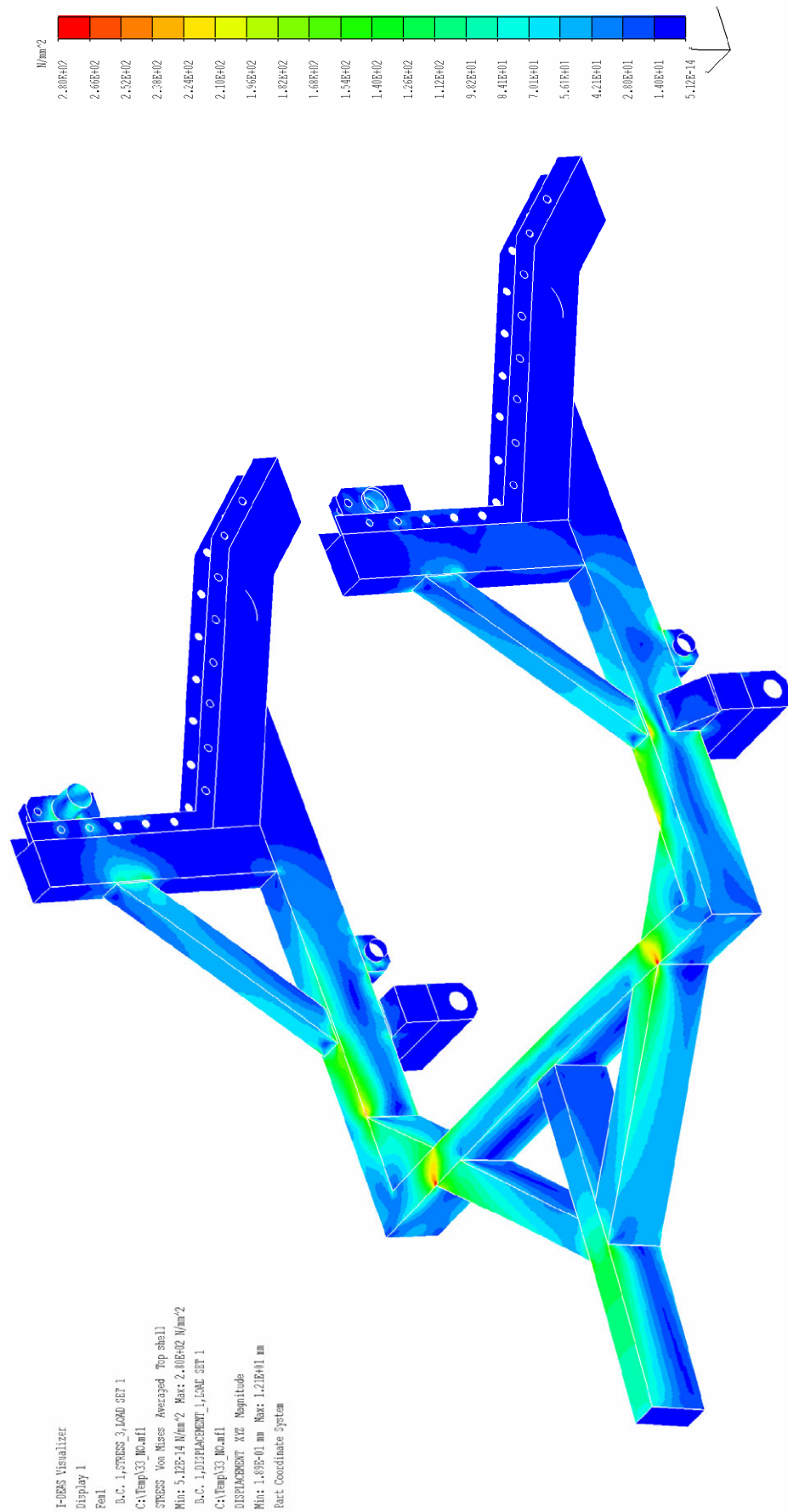
Příloha 2 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd první překážky



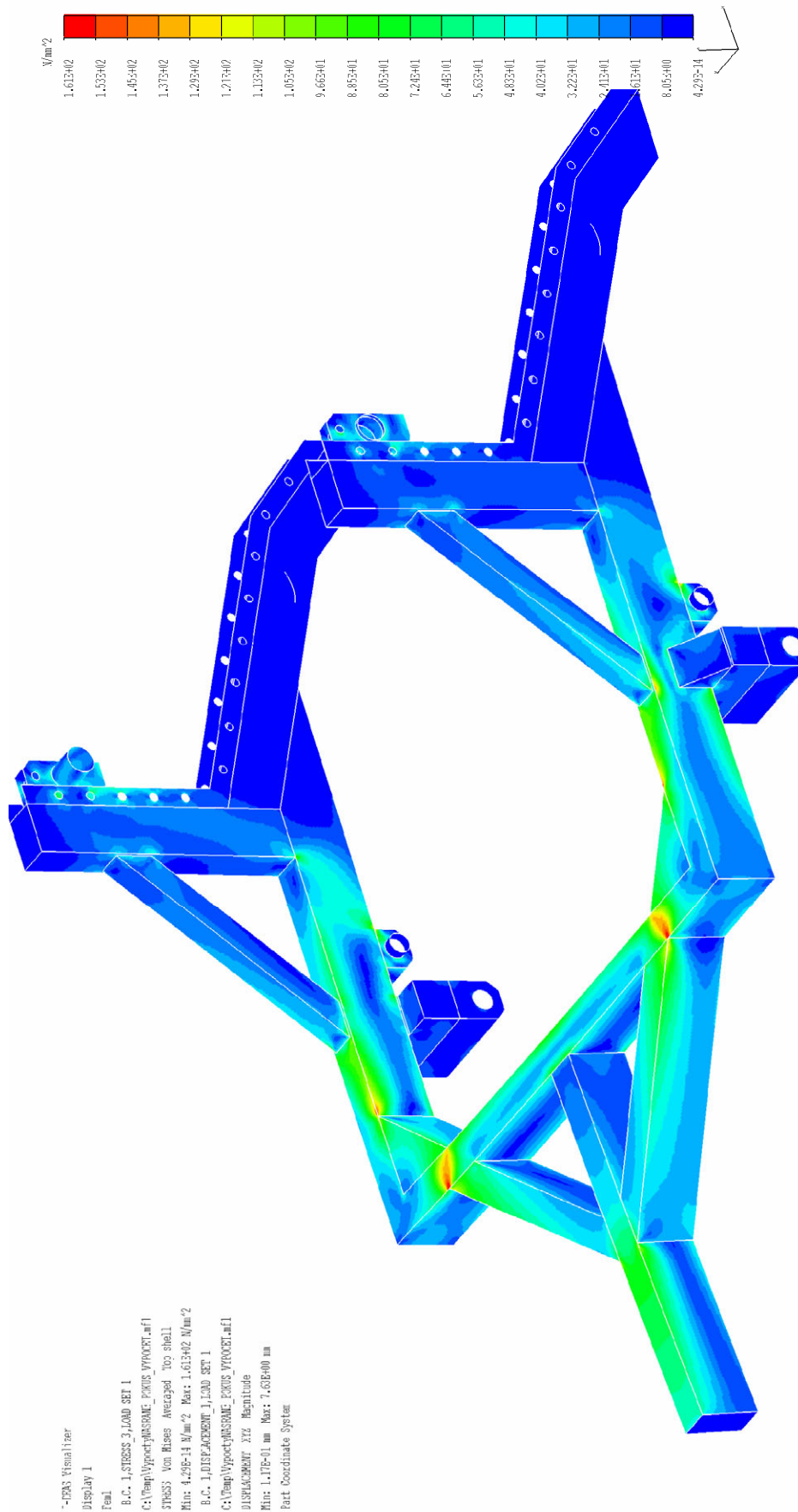
Příloha 3 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd druhé překážky



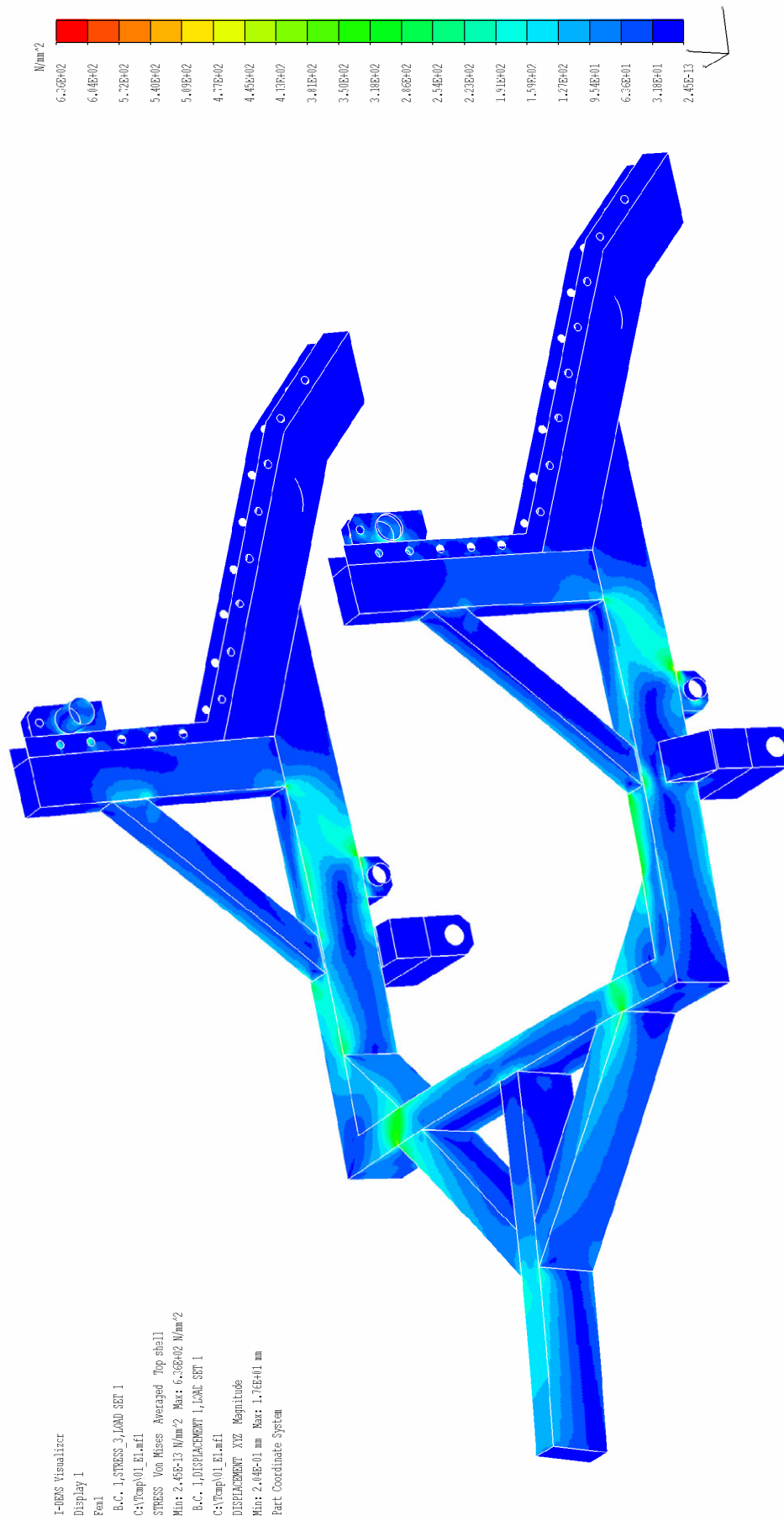
Příloha 4 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd třetí překážky



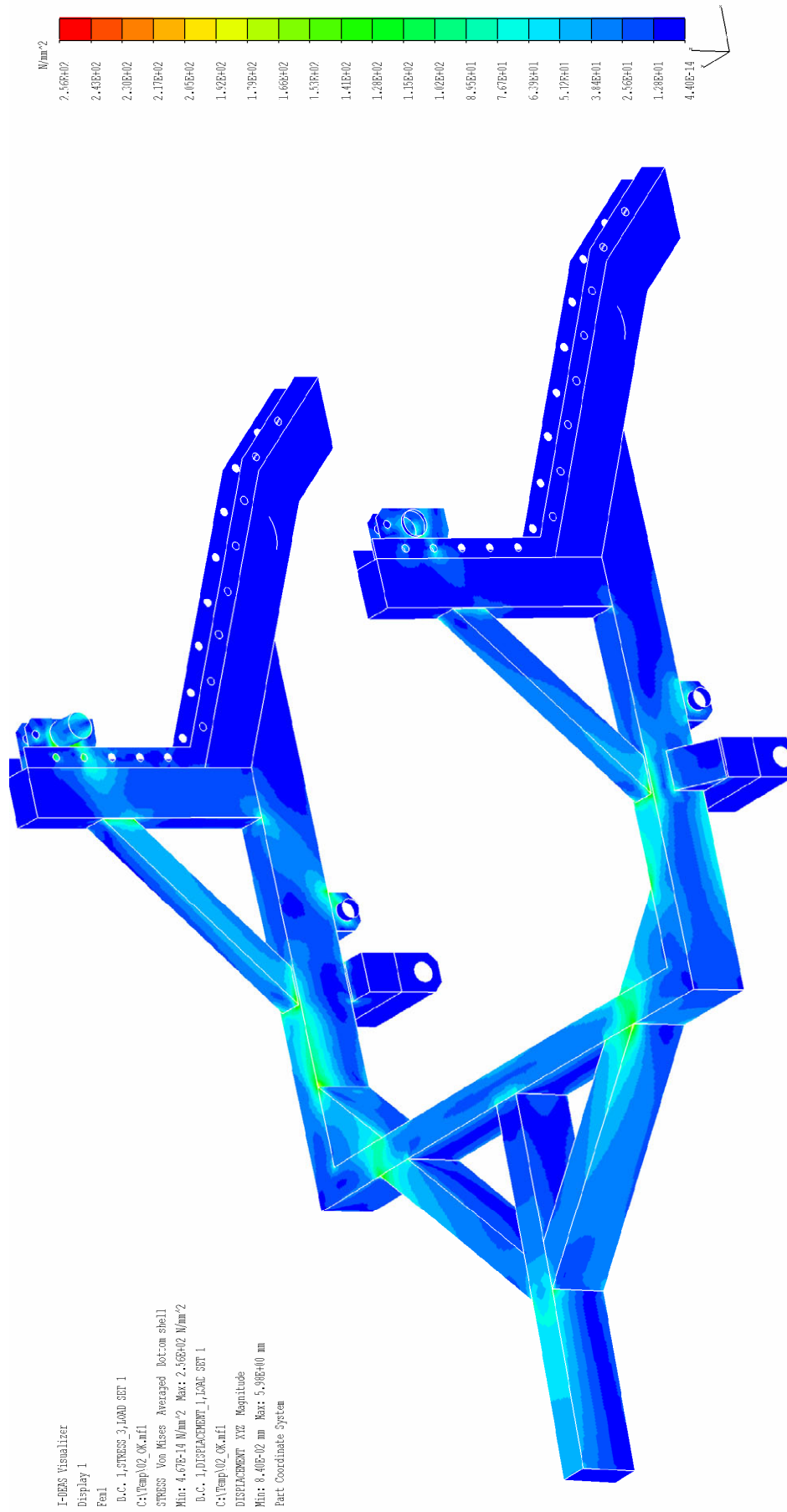
Příloha 5 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – přejezd čtvrté překážky



Příloha 6 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – kritické místo A



Příloha 7 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – kritické místo B



Příloha 8 Stav napjatosti rámu kabelového vleku – úprava konstrukce

