

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2010

Bc. Pavel Funk

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh koncepce nosné plošiny pro elektromobil

Bc. Pavel Funk

Diplomová práce

2010

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA
KATEDRA DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY

Návrh koncepce nosné plošiny pro elektromobil

DIPLOMOVÁ PRÁCE

AUTOR PRÁCE: Bc. Pavel Funk

VEDOUCÍ PRÁCE: Doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

2010

UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS

**The conception project of supporting platform
for electromobility**

DIPLOMA THESIS

AUTHOR: Bc. Pavel Funk

SUPERVISOR: Doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

2010

Dopravní fakulta Jana Pernera
Katedra dopravních prostředků
Akademický rok : 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Bc. Pavel FUNK
Studijní program: N3708 Dopravní inženýrství a spoje
Studijní obor: Dopravní prostředky-Silniční vozidla
Název tématu: Návrh koncepce nosné plošiny pro elektromobil
Zadávatel katedra: Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Zásady pro vypracování:

- 1) Rozbor požadavků na rám
- 2) Vlastní návrh podvozkového rámu
- 3) Tvorba výpočtového modelu s využitím vhodného programu (SolidWorks, ProE)
- 4) Základní optimalizace rámu z hlediska tuhosti
- 5) Analýza výsledků a závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] VALA, M., TESAŘ, M.. Teorie a konstrukce silničních vozidel I. 1. Pardubice: UPce, 2003. 230 s. ISBN 80-7194-503-X.

[2] VLK, F.. Automobilová technická příručka. 1. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství 2003. 791 s. ISBN 80-238-9681-4.

[3] Pasivní bezpečnost. [online]. c1999, [cit. 2003-11-05].

Dostupné z: < <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=419> > [4] Lithium baterie. [online]. c2007, [cit. 2007-01-01].

Dostupné z: < <http://www.thunder-sky.com/pdf/200964145219.pdf> >

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **26. února 2010**


Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2010**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 24. května 2010.

Bc. Pavel Funk

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Doc. Ing Miroslavu Tesařovi, CSc. za jeho pomoc, připomínky a poznámky, které vznášel za účelem dosažení co nejlepšího výsledku této práce. Zároveň děkuji i rodičům za podporu v průběhu studia.

ABSTRAKT

Diplomová práce pojednává o návrhu a řešení deformačních zón automobilů. Práce je rozčleněna do čtyř částí:

První část popisuje význam a účel deformačních zón automobilů požadavky, které musí zajistit a umožnit.

Druhá část se zabývá vlastním návrhem podvozkového rámu a tvorbou výpočtového modelu.

Třetí část popisuje základní optimalizaci a tvorbu ránu z hlediska tuhosti.

Čtvrtá část nám analyzuje dané výsledky

Klíčová slova:

elektromobil, deformační zóna, koncepce plošinového rámu, výpočtové modelování

ABSTRACT

The diploma thesis deals with designing and solutions of crumple zone of vehicles. The work is divided into four parts.

The first part describes the meaning and the purpose of crumple zones of vehicles and shows requirements which must be ensured.

The second part is concentrated on particular design of bogie frame and on computational model.

The third part describes main optimalization and design of bogie frame in consideration of rigidity.

The last part analyzes the results.

Keywords

electromobiles, crumple zone, coneption pltfom frame, computerized simulation

OBSAH

Úvod	6
Cíl diplomové práce	6
1. Teoretická část	7
1.1. Struktura karoserie	7
1.1.1. Deformační vlastnosti struktury	7
1.1.2. Přední deformační zóna	8
1.1.3. Boční deformační zóna	8
1.1.4. Výpočet modelu karoserie	9
1.2. Biomechanická kritéria člověka	9
1.3. Hodnocení vozidel	11
2. Vlastní návrh plošinového rámu	12
2.1. Konstrukce jednotlivých podvozkových částí	12
2.1.1. Tuhá nedeformovaná část	12
2.1.2. Deformační zóna	14
3. Tvorba výpočtového modelu	18
3.1. Pracovní prostředí programu SolidWorks	18
3.2. Výhody programu cosmosworks	19
4. Základní optimalizace plošiny	21
4.1. Analytický výpočet zatěžující síly	22
4.2. Statická analýza	25
4.2.1. I Etapa výpočtu	25
4.2.2. II Etapa výpočtu	27
4.2.2.1. Deformační prvek	27
4.2.2.2. Analýza výsledků	32
4.2.3. III Etapa výpočtu	39
4.2.3.1. Model č. 1	40
4.2.3.2. Model č. 2	42
5. Závěr	47
Seznam informačních zdrojů	49

Úvod

Při současné rychlosti vývoje dopravní techniky je kladen nemalý důraz na ochranu životního prostředí, tj. ekologičnost provozu a snižování závislosti na fosilních palivech. Vlivem spalování ropných produktů v motorech vozidel se vytvářejí plyny jedovaté pro živočišný organismus, které mají i nemalý vliv na životní prostředí. A nesmíme opomenout ani fakt, že celosvětové zásoby ropy ubývají.

V dnešním moderním životě si málokdo dokáže představit život bez automobilu nebo jiného dopravního prostředku využívajícího fosilní paliva. Z těch nejběžnějších můžeme jmenovat benzín a naftu. Jako jedno z možných řešení snižující spotřebu fosilních paliv, se nabízí alternativní pohony. V dnešní době je to dost medializované a aktuální téma. Mezi alternativní pohony řadíme propan-butan, zemní plyn, bionaftu, elektromobily, hybridní pohon a vodíkový pohon [2].

V současné době je nejvíc pozornosti věnováno vývoji elektromobilů a automobilů s vodíkovým pohonem. Vodík se nyní považuje za palivo budoucnosti a je největším konkurentem elektromobilů. Do této kategorie řadíme i palivové články. Palivové články převádějí energii ukrytou v atomech vodíku přímo na energii elektrickou. Elektrickou energii z baterií využívají elektromobily. Jsou vyvíjeny už delší dobu a v posledních letech je jim věnována vyšší pozornost. Hlavní příčinou jejich malého rozšíření jsou těžké baterie, složité umístění baterií ve vozidle, pomalé nabíjení a krátká dojezdová vzdálenost.

Cíl diplomové práce

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout plošinový rám pro elektromobil s možností využití a zakomponování baterií přímo do podvozkové části vozidla. To může napomoci řešení jedné z hlavních nevýhod elektromobilů, která brání v jejich rozvoji. Dalším návazným cílem mé diplomové práce byla předběžná optimalizace boční deformační zóny navrženého podvozkového rámu, do kterého jsem baterie umístil.

1. Teoretická část

1.1 Struktura karosérie

Ochrana cestujících při dopravních nehodách závisí na struktuře karosérie, vnitřním vybavení karosérie, vlastnostech zadržovacích systémů a zabránění vzniku požáru. Při návrhu karosérie se zohledňuje kompatibilita vozidla ve vztahu k chodci, cyklistovi a ve vztahu k jiným vozidlům.

Karosérie vozidla musí při kolizi zajišťovat dvě základní podmínky:

- (1) podle druhu namáhání umožňovat dostatečnou schopnost absorpce energie;
- (2) deformace karosérie vozidla nesmí způsobit narušení vnitřního prostoru pro posádku.

Zároveň nesmíme opomenout biomechanické toleranční limity. Karosérie vozu musí mít při své deformaci takovou silovou charakteristiku, aby přetížení působící na člověka ve vozidle nepřekročilo mezní hodnoty.

V současné době má prostor pro cestující při nehodě minimálně 3 bezpečnostní zóny k zachycení vznikajících deformačních sil (přední, zadní a boční). U předního nárazu slouží jako hlavní bezpečnostní zóna přední část vozu. V přední části deformační zóny je zatížení přenášeno k přednímu sloupku výztuhami blatníků, které sahají až ke světlometům. Při nárazu ze zadu do vozidla slouží k pohlcení vzniklé energie zadní deformační zóna. Při působení nárazové energie pouze z jedné strany do deformační boční zóny, přenáší příčný člen sílu i na druhý bok vozidla, který se začne účastnit deformačního procesu [2].

1.1.1 Deformační vlastnosti struktury karosérie

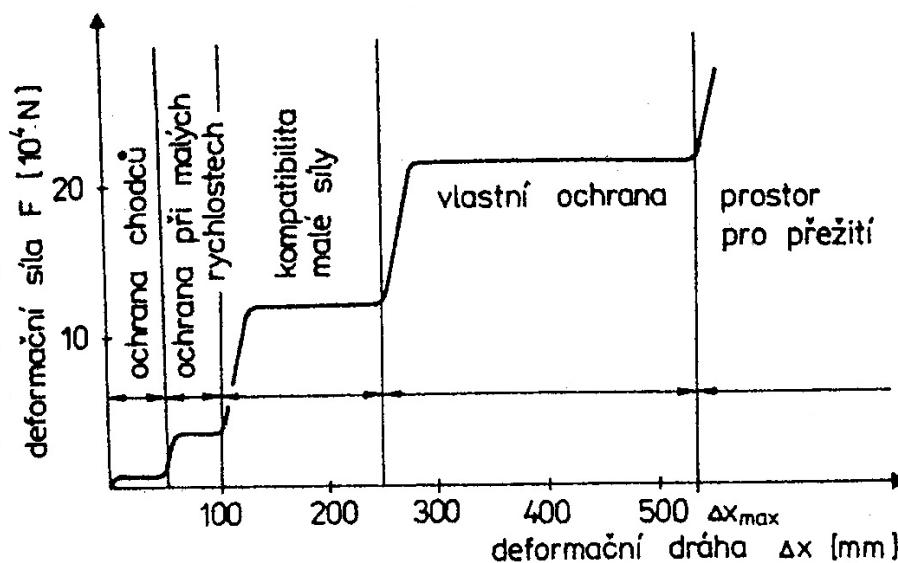
Při nárazu vozidla do jiného objektu vzniká velké množství energie. Pro ochranu cestujících musí být značná část této energie přeměněna v deformační práci bezpečnostními zónami obklopujícími cestující. Tato energie závisí na intenzitě a směru srážky. K absorpci nárazové energie jsou zapotřebí přední, boční a zadní části vozidla. Čím je jejich délka větší, tím jsou pro ochranu cestujících lepší. Přední a zadní deformační zóna vozidla má délku dostatečnou. U boční deformační zóny je délka struktury malá, proto i množství absorbované energie je zde malé. Zvláště problematické se při deformaci

ukazují tuhé díly (např. motor), které musí být upevněny tak, aby byl při nárazu zmenšen jejich průnik do vnitřního prostoru karosérie.

Absorpce energie nárazu lze dosáhnout elasticko-plastickou deformací, zlomením strukturálně tuhých látek nebo vnitřním třením v kapalně nebo plynné látce, popř. vnějším třením tuhých těles. Principiálně může tedy být nárazová energie absorbována:

- elasticko-plastickou deformací struktury vozidla (prodlužování, lámání, rozšiřování apod.);
- třením;
- vytlačováním plynných, kapalných a tuhých látek (komprese apod.).

Správné funkce a velikost tuhosti deformační zóny můžeme znázornit graficky. Na osu x vyneseme možnou deformační dráhu Δx a na osu y vyneseme deformační sílu F . Výsledná křivka závislosti přírůstku dráhy na deformační síle znázorňuje energii spotřebovávanou deformační zónou (Obr. 1).



Obr. 1. Ideální progresivní stupňovitá deformační charakteristika přední části vozidla.

1.2.1.1 Přední deformační zóna

Z hlediska ochrany cestujících musí mít deformační charakteristika přední části vozidla progresivní průběh se 4 stupni (Obr. 1).

- (1) ochrana při nízkých rychlostech;
- (2) kompatibilita malé síly;

(3) vlastní ochrana;

(4) prostor pro přežití.

Bezpečnost vozidla při čelním nárazu je dnes zajištěna poměrně velkým množstvím různých opatření. V centru pozornosti nyní stojí náraz boční, který je z hlediska četnosti nehod také velmi závažný.

1.2.1.2 Boční deformační zóna

Ke zvýšení ochrany cestujících při bočním nárazu slouží vhodně tvarovaná sedadla. Na rozdíl od přední a zadní struktury, u kterých je deformační zóna 300 až 800 mm, je boční struktura karosérie schopná vzhledem k malým deformačním zónám (cca 100 až 150 mm) pohltit jen malé množství energie vznikající nárazem. Při bočním nárazu jsou vnější díly struktury v oblasti prostoru pro cestující namáhány zejména ve směru příčné osy vozidla, tzn. na ohyb.

1.2.2 Výpočet modelu karosérie

Karosérie vozidel se z hlediska pevnosti navrhují výpočtem a ověřují experimentálně. Experiment může být proveden až po vyrobení první karosérie, proto je zapotřebí provést výpočet ještě ve stádiu vývoje.

K výpočtu modelu karosérie můžeme použít různé metody s rozdílnou náročností a přesností, které vycházejí ze známých metod technické mechaniky. V současné době se k optimálnímu tvarování konstrukčních dílů karosérie z hlediska pevnosti a tuhosti používá metoda konečných prvků (MKP). Struktura karosérie (tvar a elastické vlastnosti) je nahrazena matematickým modelem.

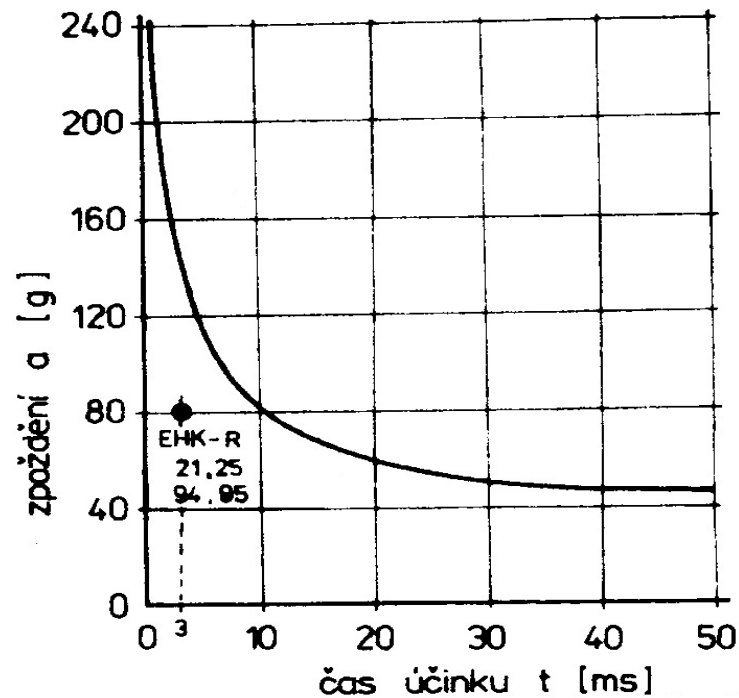
1.2.3 Biomechanická kritéria člověka

Biomechanika je vědní obor, který popisuje mechanismus poranění a zkoumá mechanickou odolnost lidského těla. Zjišťuje také všechny mezní hodnoty odolnosti člověka vůči různým formám dynamického zatížení.

Při srážce vozidla s jiným objektem rozhodují o přežití cestujících 2 kritéria:

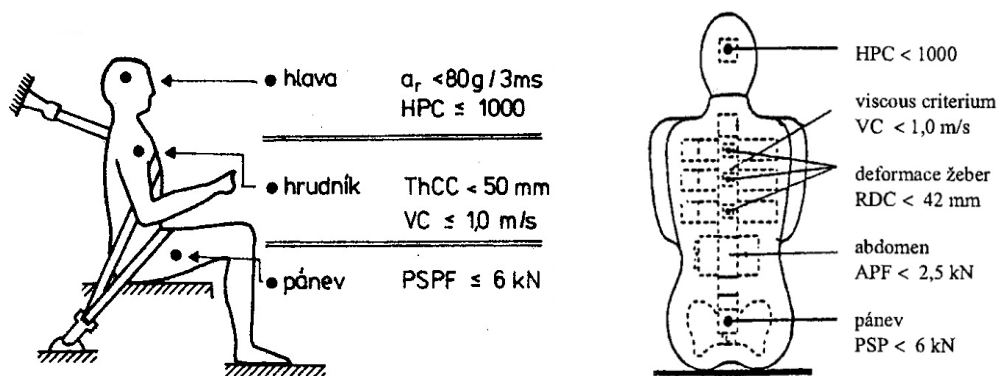
- velikost prostoru pro přežití;
- velikost přetížení lidského organismu.

K nejčastějším úrazům při dopravních nehodách patří poranění hlavy [2]. Proto byly stanoveny limity pro zatížení hlavy na základě Wayne State University-křivky (WSU-křivka), která udává zpoždění hlavy v závislosti na době účinku (Obr. 2). Hodnoty nad WSU-křivkou se považují za životu nebezpečné, hodnoty pod křivkou za únosné. Na základě této křivky Evropská hospodářská komise (EHK) OSN stanovila hraniční limit pro zpoždění hlavy ve výši 80 g po dobu trvání 3 ms.



Obr. 2. WSU – křivka.

Základní biomechanická kritéria pasivní bezpečnosti silničních vozidel (Obr. 3) uvádějí předpisy EHK-R 94 (čelní náraz vozidla) a EHK-R 95 (boční náraz vozidla).



Obr. 3. Limitní hodnoty pro lidské tělo při čelním a bočním nárazu.

Kde **HPC** (head performance criterion) – kritérium hlavy, **ThCC** – kritérium stlačení hrudníku, **VC** (vision criterion) – kritérium měkké tkáně hrudníku, **PSPF** (pubic symphysis peak force) – kritérium maximálního zatížení pánve (stydkých kostí), **RDC** (rib deflection criterion) – kritérium deformace žebra, **APF** (abdomen peak force) – kritérium maximálního zatížení břicha.

1.2.4 Hodnocení vozidel z hlediska ochrany cestujících

V současnosti je nemalá pozornost věnována otázce bezpečnosti cestujících ve vozidle. Pro provoz vozidla je nutné splnit veškeré potřebné homologační testy, předpisů a směrnic stanovených EHK OSN a Evropským společenstvím (ES).

Testování odolnosti karosérie proti různým druhům nárazů a funkčnost bezpečnostních systémů se provádí pomocí nárazových zkoušek – tzv. „crash testů“. Jednotlivé zkoušky jsou uskutečňovány při různých rychlostech, různých směrech a různě deformovatelných bariér včetně srážky s chodcem.

Crash testy provádí několik nezávislých organizací. V Evropě je to např. Euro-NCAP (New Car Assessment Programme), v USA NHTSA, v Austrálii ANCAP. Každá z organizací má jinou metodiku testů (např. rychlost vozu při nárazu), z tohoto důvodu si nemusí výsledky testů mezi organizacemi přesně odpovídat. Pro svoji diplomovou práci jsem si zvolil podmínky nezávislé organizace Euro-NCAP, která je v Evropě nejznámější a zahrnuje celkem čtyři nárazové zkoušky.

Po dokončení testu se vyhodnocují naměřené hodnoty z jednotlivých snímačů zrychlení a stanovují se biomechanické zatížení testovací figuríny. Zároveň na vozidle se zkouší možnost otevření dveří za pomoci táhla s pružinou. Vynaložená síla k otevření dveří by neměla přesáhnout 500 N. Dveře by měli jít otevřít do úhlu 45°. Mezi hlavní kritéria úspěšného splnění zkoušky je nutné splnit: hodnotu zatížení hlavy HPC < 1000, výsledné zrychlení hlavy nesmí překročit hodnotu 80 g po dobu delší než 3 ms a nesmí nastat žádný přímý kontakt hlavy se sloupem karosérie [6].

2. Vlastní návrh plošinového rámu

Jedním ze základních kroků při návrhu plošinového rámu bylo určení základních rozměrů vozidla. S ohledem na současný stav nejvíce prodávaných vozidel v kategorii nižší střední třída pocházejí zvolené rozměry vozidla z automobilu Škoda Fabie. U těchto vozidel je prostor na deformační zóny jeden z nejmenších.

Při návrhu nosného plošinového rámu pro elektromobil jsem využil boxu pro baterie jako součásti plošinového rámu. Boxy s baterií umístěné v plošinovém rámu se docílí zisku prostoru pro cestující a také dostatečná tuhost celého plošinového rámu.

Z výše uvedené problematiky deformačních zón vozidla (viz Teoretická část) jsem se soustředil především na zvýšení bezpečnosti vozidla při bočním nárazu (tudíž boční deformační zóny). Deformační zóna je zde asi 100 – 150 mm, což je na pohlcení energie vznikající nárazem prostor poměrně malý.

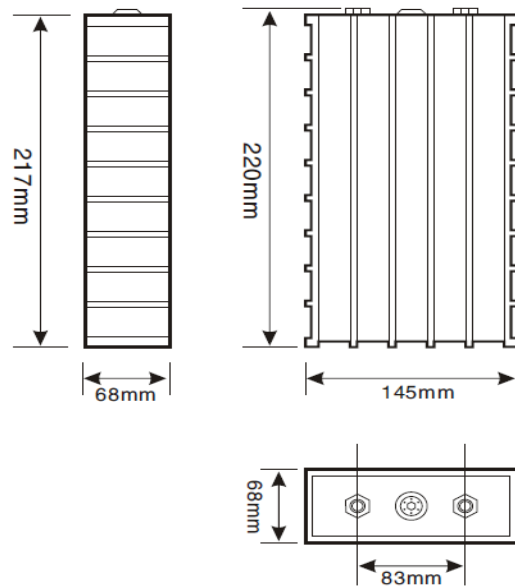
Ke stanovení energie vznikající při nárazu vycházím z testovacích údajů nezávislé organizace Euro-NCAP. Testy této organizace volím z důvodů přísnějších zkoušek na vozidlech v porovnání s homologačními předpisy. Při provádění bočního nárazového testu organizace Euro-NCAP naráží vozík o hmotnosti 950 kg s deformačním členem do boku stojícího vozidla na stranu řidiče rychlostí 50 km/h.

2.1. Konstrukce jednotlivých částí plošinového rámu

Mnou navržený plošinový rám se skládá ze dvou hlavních částí: (1) tuhá nedeformovatelná část, která má při nárazu zajistit minimální prostor pro přežití a převést působící síly do deformačních zón a (2) deformační zóny – přední, zadní a boční, které musí při střetu s bariérou zachytit v ideálním případě veškerou deformační potenciální energii vzniklou při nárazu.

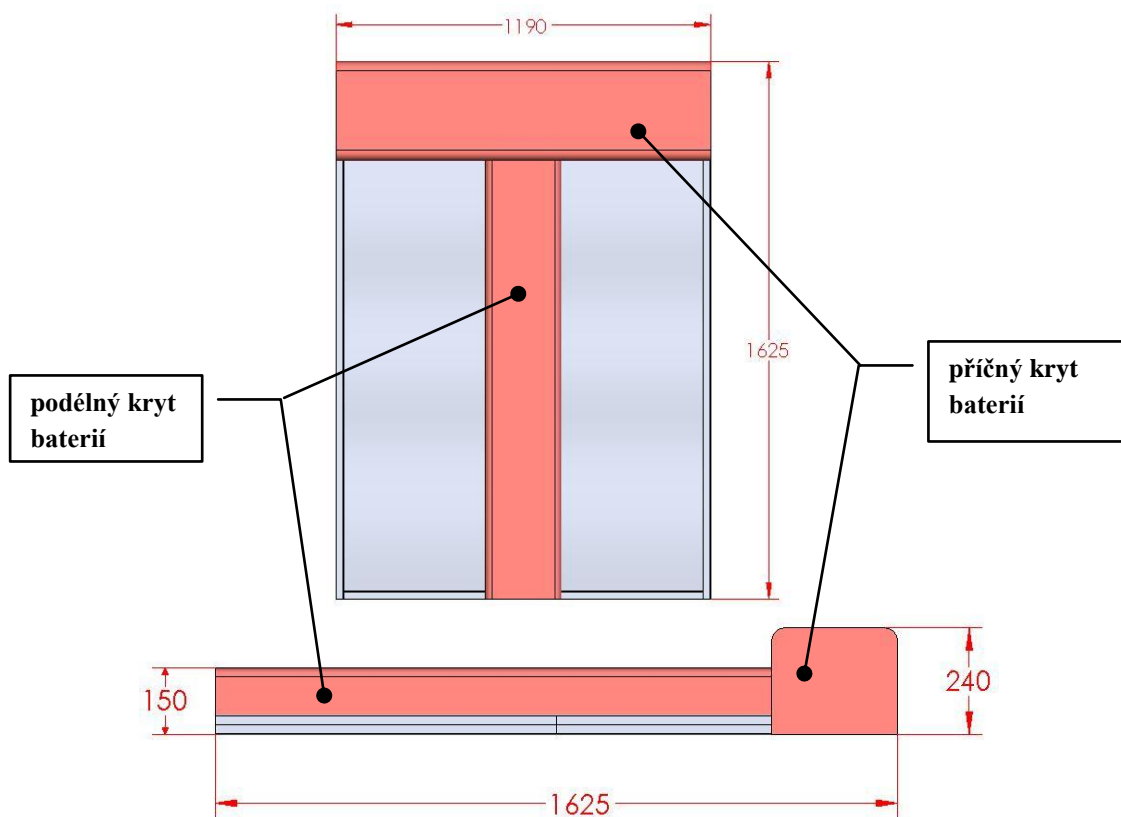
2.1.1. Tuhá nedeformovatelná část

Hlavní nosník plošinového rámu tvoří 2 kryty s bateriemi, které jsou součástí tuhé nedeformovatelné části. Ta přenáší síly na jednotlivé deformační zóny. Rozměry těchto krytů byly stanoveny podle baterií Thunder Sky TS-LFP100AHA (Obr. 04) [7].



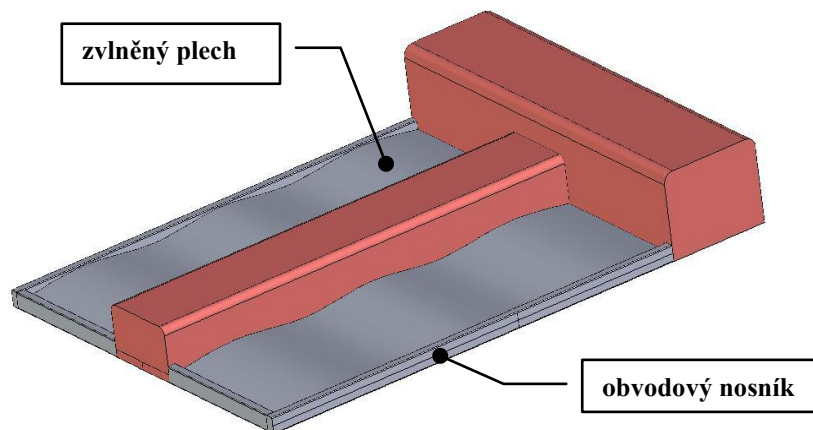
Obr. 4. Základní rozměry baterie ThunderSky.

Při určení dojezdové vzdálenosti vozidla 100 km je zapotřebí 40 článků [Mgr. Vegr in verb.], což nám dává hlavní rozměr krytů (Obr. 5).



Obr. 5. Tuhá nedeformovatelná část plošinového rámu.

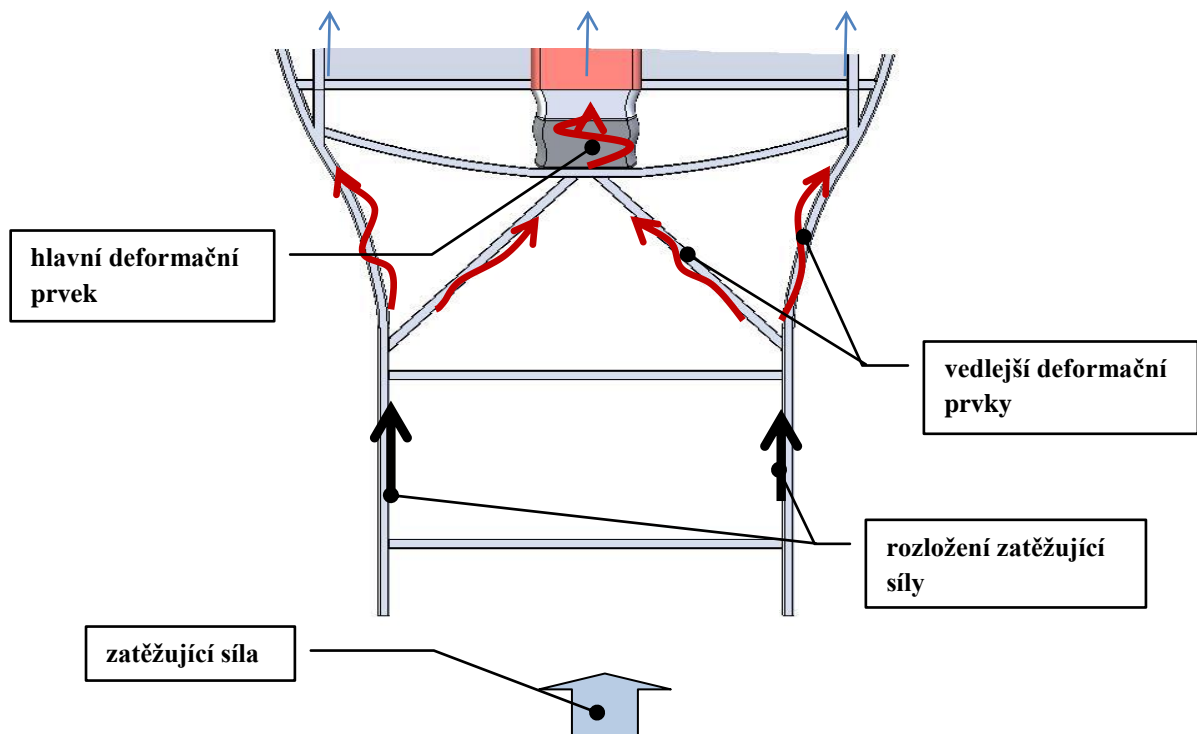
Dalším dílem plošinového rámu, který po obvodu doplňuje tuhou nedeformovatelnou část, je nosník o průřezu 45 x 20 mm. Prostor vzniklý mezi tímto nosníkem a krytem na baterie je vyplněn zvlněným plechem. Díky vlnám (tzv. imperfekcím) jsme dosáhli vyšší tuhosti v příčném směru z důvodu vyšší bezpečnosti při bočním nárazu (Obr. 6).



Obr. 6. Tuhá nedeformovatelná část plošinového rámu

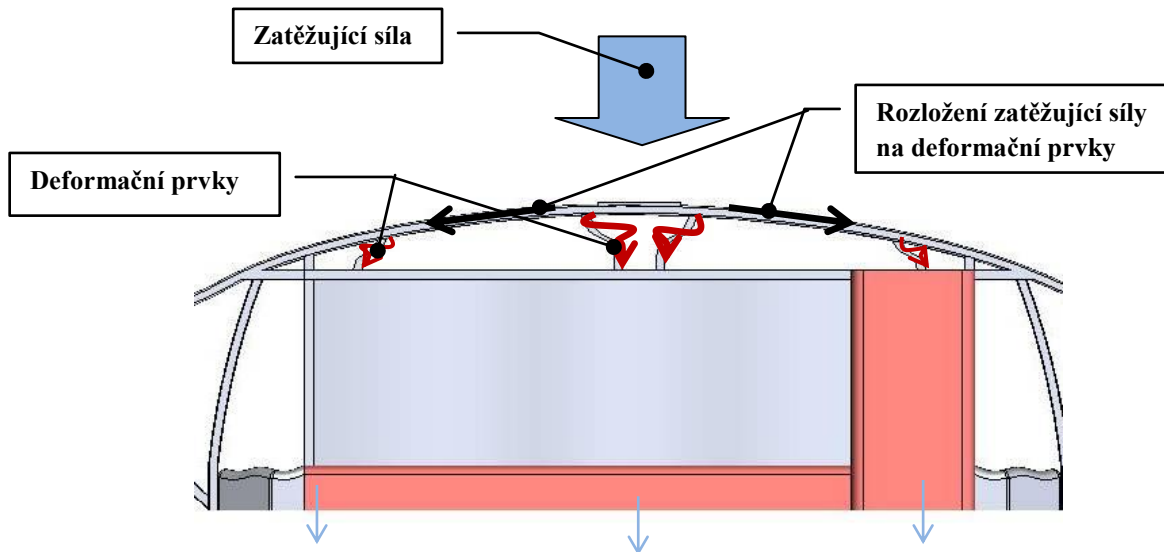
2.1.2. Deformační zóny

Deformační zóny na rámu jsme navrhovali pro přední a boční náraz, na který se více zaměřujeme. Přední deformační zóna se skládá ze 2 vedlejších deformovatelných prvků, které jsou namáhány na tlak, ohyb a přenášejí část sil do hlavního deformačního prvku (Obr. 7). Při velkém rázovém zatížení, kdy nenastává vyčerpání veškeré deformační potenciální energie v deformačních prvcích, je zbytek této energie tuhou částí plošinového rámu přenášen do zadní deformační zóny.



Obr. 7. Přední deformační zóna.

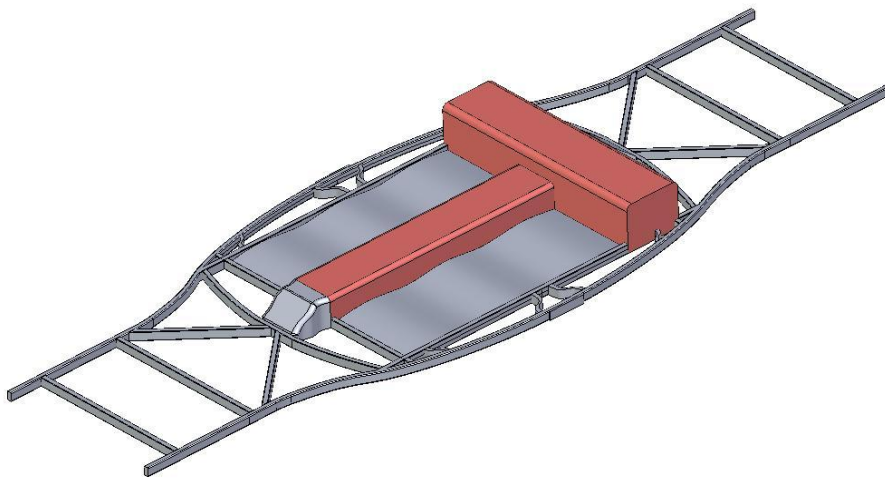
Boční deformační zóna je navržena podle principu typického případu geometrické nelinearity, a to kulového vrchlíku. Snažím se zde využít vzniku tlakových membránových sil vlivem působení na „kulový vrchlík“. Tyto síly mají za následek postupný pokles tuhosti vrchlíku, který se při určité kritické hodnotě zatížení prolomí do inverzní polohy (membrány). Vlivem dalšího příčného zatížení dochází ke vzniku tahových membránových sil, které zapříčiňují růst tuhosti membrány s rostoucím zatížením. Dále je deformační zóna doplněna o deformační prvky, které mají pohltit veškerou energii vzniklou daným zatížením. Tyto deformační prvky jsou zapřeny o tuhou nedeformovatelnou část, která v případě velkého zatížení přenáší síly do protější deformační zóny. Různé tvary, velikosti a kombinace materiálů deformačních prvků nám dávají velkou škálu tuhostí a využití pro deformační zóny (Obr. 8).



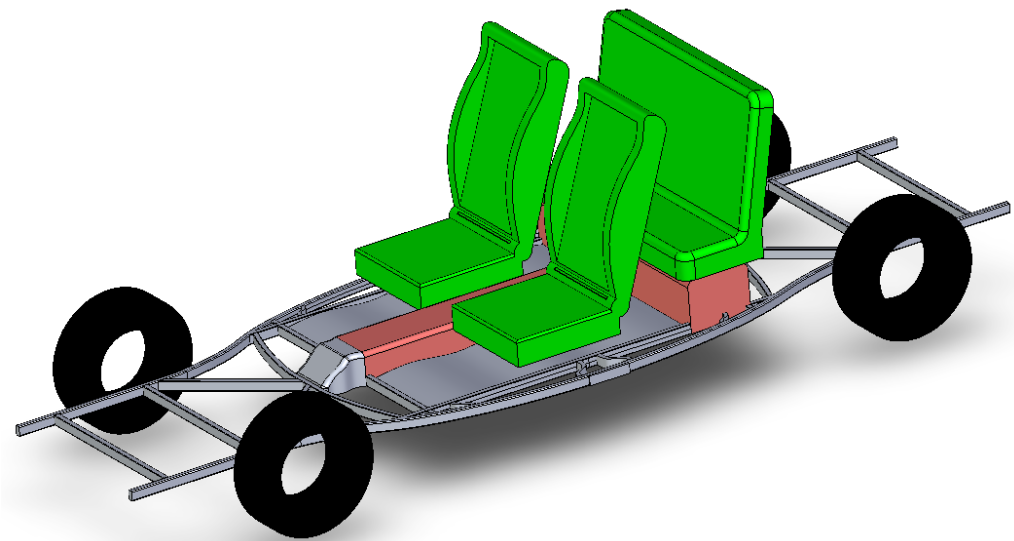
Obr 08 Boční deformační zóna.

V předešlých odstavcích jsme naznačili celkovou koncepci návrhu konstrukce plošinového rámu a základní úvahy návrhu samotných deformačních zón a uvažovaný způsob jejich deformace. Veškerá deformační potenciální energie vzniklá při nárazu musí být absorbována v deformačních zónách, a tak zpomalit náraz a snížit přetížení ve vozidle. Toho docílíme vhodnou geometrií deformačních prvků, vhodnou volbou tuhosti jednotlivých deformačních prvků a vhodnou pružně-plastickou charakteristikou materiálu.

Celkový pohled na kompletní návrh plošinového rámu je na Obr. 9. Velikost vnitřního prostoru je přejata z vozidla Škoda Fabia, přiblížení pro představu vidíme na Obr. 10.



Obr. 9. Plošinový rám.



Obr. 10. Navržený plošinový rám doplněný o sedadla ve vozidle a vozidlová kola.

3. Tvorba výpočtového modelu

Při výběru vhodného a odpovídajícího programu jsme měli ze 4 možností. Všechny jsou vyučovány na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice a jsou u nich k dispozici licence. Jsou to programy SolidWorks, ProEngineer, COSMOSWorks a ANSYS. Na základě předchozích zkušeností a níže uvedených vlastností jsem zvolil program SolidWorks 2009 pro modelování a program COSMOSWorks 2009 pro výpočty.

3.1. Program SolidWorks


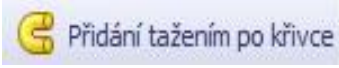

Program SolidWorks slouží především k názornému 3D modelování veškerých technických objektů a sestav. Umožňuje nám efektivní práci a jednoduché ovládání, které zahrnuje známé ovládací prvky a funkce. Dále nám nabízí poměrně přehledné a intuitivní grafické prostředí. Díky tomu jsou všechny potřebné funkce a parametry neustále v dosahu [10].

Výhody použití toho programu:

- rychlá cesta od jednoduchého náčrtku ke složitému modelu;
- modelování složitých tvarů a ploch;
- nástroje šetřící čas:
 - skutečná kinematika pro ověření funkčnosti mechanismů;
 - **pevnostní analýza pomocí integrovaného MKP nástroje, který nám umožňuje pevnostní analýzy;**
 - kompatibilita s dosud používanými formáty v oblasti CAD (např. CATIA[®], Pro/ENGINEER[®], Autodesk Inventor[®], Mechanical Desktop[®], Unigraphics[®], SolidEdge[®], CADKEY[®], IGES, STEP, Parasolid[®], ACIS[®], DWG, TIFF, JPG, PDF atd.);
- tvorba výkresové dokumentace:
 - automatické vytváření výkresů;
 - jednoduché a rychlé opravy a změny výkresu;
 - automatické pozicování při vytváření kusovníků.

3.2.1. Pracovní prostředí programu SolidWorks

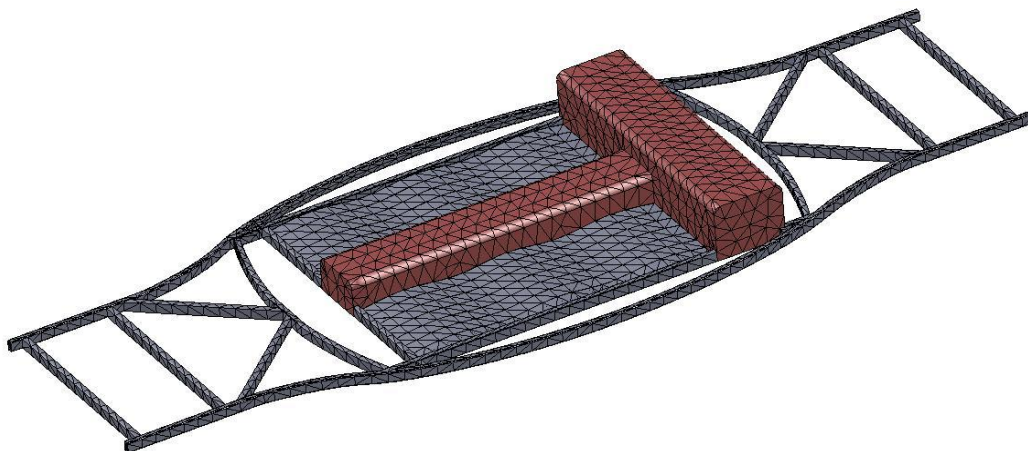
Veškeré konstrukční návrhy a modely byly tvořeny v již zmiňovaném programu SolidWorks. Jednotlivé kroky ve všech modelech byly stejné. Při tvorbě výpočtového modelu bylo použito 3 základních nástrojů programu SolidWorks.

- *Přidání vysunutím* - vysune již nakreslenou skicu nebo vybrané obrysy skici v jednom nebo více směrech a vytvoří prvek těla. Tímto nástrojem byla vytvořena např. hlavní nosná páteř rámu (box na baterie). 
- *Přidání tažením po křivce* – táhne již naskicovaný uzavřený profil po připravené otevřené nebo zavřené trase a vytvoří prvek těla. Tímto nástrojem byl vytvořen např. vlnitý plech v tuhé části plošiny nebo obvodový nosník, který je součástí deformační části plošiny. 
- *Odebrání vysunutím* – odebere objemový model vysunutím profilu v jednom nebo více směrech. Tento nástroj byl použit jako optimalizační prostředek pro dosedací plochy, úpravy velikostí atd. 

3.2. Program COSMOSWorks

COSMOSWorks nabízí snadno ovladatelné a přitom velmi výkonné nástroje pro provádění analýz, optimalizací a ověřování návrhů. Díky jednoduchému ovládání je COSMOSworks přístupný i pro konstruktéry a inženýry. Jeho velkou předností je kompatibilita s programem SolidWorks. Díky jeho kompatibilitě se nemusíme učit nový produkt ani převádět data do jiné aplikace. Analýzu a ověření návrhu provádíme přímo na vytvořených modelech v programu SolidWorks. Cosmosworks nám umožňuje vytvářet typy úloh jako např.: lineární studie, frekvenční studie, nelineární studie, dynamické lineární studie... [11].

Za pomocí výše uvedených nástrojů jsme vytvořili model plošinového rámu (Obr. 11).



Obr. 11. Výpočtový model plošinového rámu.

4. Základní optimalizace plošinového rámu z hlediska tuhosti

Jak je uvedeno v předchozí části této diplomové práce, zaměřili jsme se především na optimalizaci tuhosti boční deformační zóny plošinového rámu. Podle údajů nezávislé organizace Euro-NCAP jsme stanovili základní zatěžující hodnoty.

Ze simulace crash testu organizace Euro-NCAP jsme chtěli odvodit sílu nárazu vozíku s deformačním členem do vozidla, a tak stanovit předpokládanou přibližnou tuhost deformační zóny. Poté jsem si uvědomil, že neznáme veškeré potřebné údaje, např. jakou tuhost má vozík s deformačním členem (kolik energie pohltí) nebo o jakou vzdálenost se posune vozidlo i vozík po nárazu. Tyto údaje musíme podle zákona zachování energie zahrnout do výpočtu. Tím zjistíme, kolik kinetické a deformační energie se spotřebuje v blízkosti vozidla.

Z důvodů složitosti výpočtu veškerých potřebných hodnot, náročnosti na výpočetní čas a možností softwarového i hardwarového vybavení jsem upravil počáteční podmínky tak, aby bylo možno výpočty provést i s počítačovým vybavením Katedry mechaniky, materiálů a části strojů na Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice.

Podmínky upraveného testu:

- Plošinový rám je pevně uchycen k podlaze na místech vozidlových kol.
- Do plošinového rámu naráží tuhý vozík o hmotnosti 950 kg a rozměrech 60 x 1500 mm (v původním crash testu je vozík větší, ale pro přizpůsobení testu rozměru plošinového rámu jsem zvolil uvedený rozměr).
- Vozík naráží do boku plošinového rámu rychlostí 50 km/h.

Přístup k řešení

Pro tuto zkoušku jsme se rozhodli provést nejprve statickou analýzu lineární - z důvodu menších nároků na výpočetní čas při optimalizaci boční deformační zóny a tím nezapočítáváme pružně-plastickou charakteristiku materiálu. Pouze započítáváme lineární závislosti mezi napětím a poměrnou deformací vyjádřenou Hookovým zákonem. Tímto orientačním výpočtem zjistíme předběžné potřebné hodnoty (řádově) pro samotnou

optimalizaci podvozkového rámu, které budeme přímo zadávat ve statické analýze nelineární.

Danou zkoušku jsem rozdělil do 2 základních kroků:

- analytický výpočet zatěžující síly;
- statická analýza.

4.1. Analytický výpočet zatěžující síly

Vzniklá zatěžující síla je síla vyvolaná nárazem zkušebního vozíku do vozidla. Při stanovení této síly vycházíme z teorie rázu. Z hlediska mechaniky se jedná o velice komplikovaný jev, který musíme pokud možno jednoduše modelovat. V tomto výpočtu jsem použil elementární Newtonovu teorii rázu, která idealizuje tento uvažovaný děj zejména tím, že reálnou dobu rázu τ 10^{-3} až 10^{-5} s pokládá za nekonečně krátkou dobu. V důsledku toho je ráz nekonečně krátký děj.

Pro sestavení matematického modelu pro výše uvedený případ rázu dvou těles je vhodné použít větu o změně hybnosti.

V obecném tvaru:

$$1) \text{ I. etapa rázu } \quad m_1 (v - v_1) = I^1 \quad 2) \text{ II. etapa rázu } \quad m_1 (v_{k1} - v) = I^2 \quad (1)$$

Kde m_1 je hmotnost tělesa, I^f impuls rázové síly působící na hmotu m_1 , v je společná rychlost obou těles v okamžiku maximální deformace, v_1 rychlost tělesa před rázem, a v_k je rychlost tělesa na konci rázu.

Nyní zavedeme Newtonův **součinitel rázu ε (restituce)**, což je záporně vzaty podíl relativních rychlostí obou těles po rázu a před rázem [3]. Hodnota tohoto součinitele vyjadřuje druh rázu.

$$\varepsilon = \frac{I^2}{I^1} \Rightarrow \varepsilon = - \frac{v_{k2} - v_{k1}}{v_2 - v_1} \quad (2)$$

Druhy rázů:

- dokonale pružný ($\varepsilon = 1$);
- dokonale plastický ($\varepsilon = 0$);
- obecný reálný ráz ($0 < \varepsilon < 1$).

K vyřešení rázu 2 těles je zapotřebí vyjádřit rychlosti obou těles na konci rázu.

$$v_{k1} = v - \frac{m_2}{m_1+m_2} \times \varepsilon (v_1 - v_2) \quad (3)$$

$$v_{k2} = v + \frac{m_1}{m_1+m_2} \times \varepsilon (v_1 - v_2) \quad (4)$$

$$v = \frac{m_1 \times v_1 + m_2 \times v_2}{m_1+m_2} \quad (5)$$

Z uvedených vztahů plyne, že velikost rychlostí po nárazu závisí na stanovení součinitele rázu (restituce) a s tím související hodnoty kinetické energie vyčerpané pohybem vozidla a bariéry. Pro stanovení této veličiny je zapotřebí časového záznamu impulsu síly přímo z crash testu. Získání těchto hodnot je ale velice komplikované, protože číselné vyjádření součinitele rázu se považuje za „know-how“ dané nárazové zkoušky. Pomocí MKP jsme ale schopni za stanovených podmínek ráz dvou těles namodelovat a určit, jak velkou práci vynaloží deformující prvek.

Pro zjištění velikosti ovlivnění výpočtu – volím $\varepsilon_1 = 0,8$ a $\varepsilon_2 = 0,3$.

Stanovení rychlostí na konci rázu

pro $\varepsilon = 0,3$

$$\Rightarrow v = 6,1 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{k1} = 7,9 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{k2} = 3,9 \text{ m/s}$$

pro $\varepsilon = 0,8$

$$\Rightarrow v = 6,1 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{k1} = 11 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow v_{k2} = 0,1 \text{ m/s}$$

Pro stanovení konkrétních hodnot vyjdeme ze zákona zachování energie. Celková energie před nárazem E_0 se rovná celkové energii po nárazu E_1 .

$$E_0 = E_1 \quad (6)$$

Kinetická energie – $E_K = \frac{1}{2}mv^2$

Deformační potenciální energie –

$$E_p = \frac{1}{2}cx^2$$

Tuhost lineární pružiny – $c = \frac{F}{x}$

E_{voz}energie předaná nárazem vozidlu (rámu)

E_{k1}kinetická energie vozidla po nárazu

E_pdeformační potenciální energie vozidla (rámu)

Pro $\varepsilon = 0,3$

$$\frac{1}{2}m_2v_2^2 = E_{voz} + \frac{1}{2}m_2v_{k2}^2 \quad (7)$$

$$\Rightarrow E_{voz} = \frac{m_2 \times v_2^2 - m_2 \times v_{k2}^2}{2} = 84418,0 \text{ J} \quad (8)$$

$$E_{\text{voz}} = \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 + E_p \quad (9)$$

$$\Leftrightarrow E_{k1} = \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 = 37446 \text{ J} \quad (10)$$

$$\Leftrightarrow E_p = E_{\text{voz}} - \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 = 46972 \text{ J} \quad (11)$$

Odvození velikosti tuhosti deformační zóny k pohlcení kinetické energie

$$E_p = \frac{1}{2} c x^2 \quad (11)$$

$$\Leftrightarrow c = \frac{2 \times E_p}{x^2} = 5310871 \text{ N/m} \quad (12)$$

$$c = \frac{F}{x} \Rightarrow F = c x = 706346 \text{ N} \quad (13)$$

Pro $\varepsilon = 0,8$

$$\frac{1}{2} m_2 v_2^2 = E_{\text{voz}} + \frac{1}{2} m_2 v_{k2}^2$$

$$\Leftrightarrow E_{\text{voz}} = \frac{m_2 \times v_2^2 - m_2 \times v_{k2}^2}{2} = 91\,638 \text{ J}$$

$$E_{\text{voz}} = \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 + E_p$$

$$\Leftrightarrow E_{k1} = \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 = 72\,600 \text{ J}$$

$$\Leftrightarrow E_p = E_{\text{voz}} - \frac{1}{2} m_1 v_{k1}^2 = 19\,038 \text{ J}$$

Odvození velikosti tuhosti deformační zóny k pohlcení kinetické energie

$$E_p = \frac{1}{2} c x^2$$

$$\Leftrightarrow c = \frac{2 \times E_p}{x^2} = 2152524 \text{ N/m}$$

$$c = \frac{F}{x} \Rightarrow F = c x = 286286 \text{ N}$$

Tab. 1. Porovnání vypočtených hodnot.

Součinitel rázu	E_{k1} [J]		v_{k1} [m/s]	v_{k2} [m/s]	E_p [J]
$\varepsilon = 0,3$	37446	40%	7,9	3,9	46972
$\varepsilon = 0,8$	72600	79%	11	0,1	19038

Z vypočtených výsledků (Tab. 1) jednoznačně vyplývá, že náraz bariéry do vozidla velmi ovlivňuje volba hodnoty součinitele rázu. Např. kinetická energie předaná vozidlu stoupne dvojnásobně (z 40 % až na 79 % z celkové energie po nárazu vozidla). To se

vzápětí projeví na velikosti potřebné deformační potenciální energie, pro kterou navrhujeme deformační zónu. Volbou ε se nám deformační potenciální energie změnila zhruba o 40 %, což pro praktičnost plošinového rámu vede k neřešitelnosti stanovené úlohy (plošinový rám by byl příliš velký, těžký, tudíž nepoužitelný pro velikost vozidla zvolené kategorie).

4.2. Statická analýza

Pro zrychlení výpočtu jsem rozdělil statickou analýzu do 3 základních kroků:

- (1) lineární analýza, kdy zatěžíme půlku plošinového rámu a nahradíme deformační členy pružinou, u které sledujeme tuhost v závislosti na zatížení. Pořád se pohybujeme v lineární oblasti Hookova zákona, a tak zanedbáváme pružno-plastickou charakteristiku materiálu;
- (2) nelineární analýza deformačního prvku, kdy zjištěnou tuhost lineární pružiny přeneseme na deformační prvek boční deformační zóny. Tomuto prvku navrhujeme vhodný tvar právě z hlediska deformace. Provedeme znovu výpočet, ale teď už uvažujeme pružno-plastickou charakteristiku materiálu;
- (3) ve třetím kroku zatížíme půlku plošinového rámu s vybraným deformačním prvkem z (2) kroku a provedeme geometrickou materiálovou nelineární analýzu (GMNA).

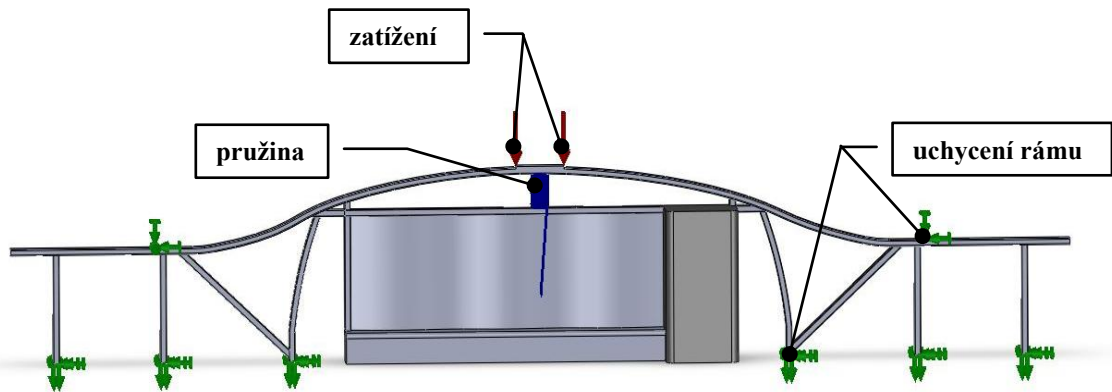
4.2.1. I etapa výpočtu – lineární analýza

Z modelu polovičního plošinového rámu (vytvořeného v programu SolidWorks) jsme přešli do výpočetního programu COSMOSWorks založením nové studie – statické lineární, kde jsme zadali níže uvedené výpočtové podmínky. Cílem této analýzy bylo orientační zjištění principů chování deformační zóny za použití pružiny.

Statická lineární analýza.

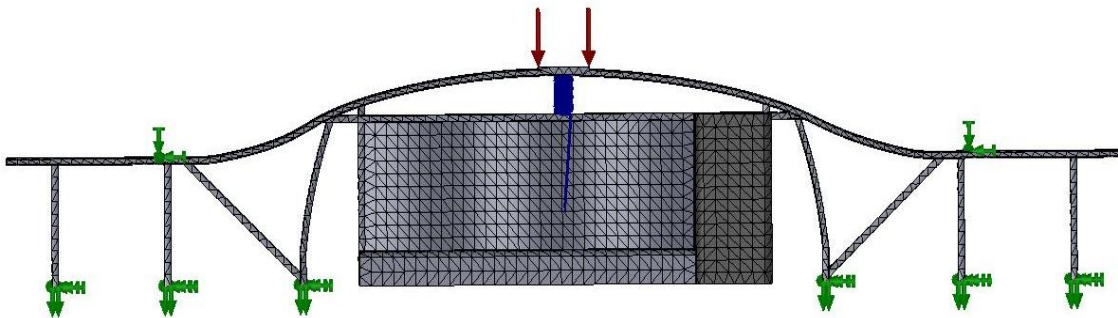
- Volba materiálu – z knihovny materiálů – Plain carbon steel (lineární elastický izotropní).
- Zatížení/uchycení:
 - uchycení – vetknutí – naznačují zelené šipky (Obr. 12);
 - zatížení – tlakové, kolmo na plochu, zadávaná hodnota 6,4 MPa, znázorňují červené šipky (Obr. 12);

- spojky – pružina – označíme 2 umístění, mezi které se vymodeluje, a zadáme velikost tuhosti v axiálním směru, uvádím již stanovenou hodnotu tuhosti 250 000 N/m (Obr. 12).



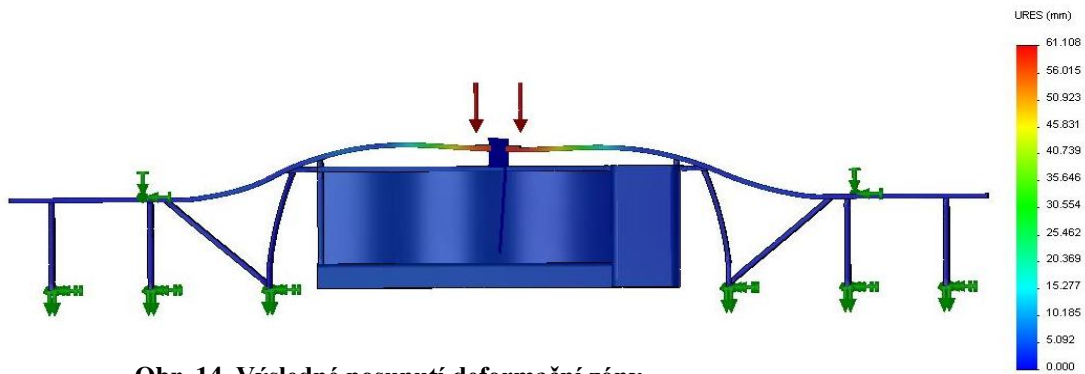
Obr. 12 Zadání počátečních podmínek v COSMOSWorksu

- Síť – vytvořit síť – COSMOSWorks nám automaticky vytvoří síť na modelu, a tak rozdělí model na konečný počet prvků, podle potřeby zadáme velikost sítě, aby se celý model pokryl sítí, v případě neúspěchu optimalizujeme síť zjemněním (Obr. 13).



Obr. 13. Vytvoření sítě na výpočtovém modelu.

- Studie – vlastnosti – nastavíme velké posuvy.
- Spuštění výpočtu.
- Výsledky - napětí (von Mises);
- posunutí (výsledné posunutí), (Obr. 14).



Obr. 14. Výsledné posunutí deformační zóny.

V tomto kroku nám postačuje zobrazení posuvu, jelikož víme, že napětí při nárazu přesáhne meze kluzu obvodového prvku. Touto analýzou jsme získali orientační přehled o potřebné tuhosti deformační zóny, která vyšla na hodnotu 250 000 N/m.

4.2.2. II Etapa výpočtu – Nelineární analýza deformačního prvku

Nyní je třeba navrhnout deformační prvek boční deformační zóny a optimalizovat jeho potřebnou tuhost podle výše uvedených výsledků. Pro zjednodušení a zrychlení výpočtového času jsem opět přistoupil k možnosti vymodelování prvku a provedení samostatné nelineární analýzy jen s tímto prvkem. Pro optimalizaci deformační zóny je tento krok jedním z nejdůležitějších.

4.2.2.1. Deformační prvek

Nejprve vymodelujeme navrhovaný základní geometrický tvar tohoto prvku. Vytvoříme novou analýzu a postupným zadáváním již vypočtených výsledků sledujeme deformaci tohoto prvku. Upravujeme geometrii až do té míry, kdy při známém zatížení dosáhneme potřebného zdeformovaného tvaru. Velikost tuhosti deformačního prvku budeme volit pomocí změny materiálových konstant, především modulem pružnosti v tahu (Youngovým modulem – E) a geometrickým tvarem prvku. Výsledkem této analýzy je přiblížení k potřebné tuhosti deformačního členu z hlediska započtení pružno-plastických vlastností materiálu.

Při optimalizaci vhodného geometrického tvaru deformačního prvku musíme vzít v úvahu biomechanické limity člověka a potřebnou deformační charakteristiku prvku. Deformační prvek nesmí v průběhu deformace s nárůstem deformační síly ztratit stabilitu (stabilitně se zhroutit). V tom okamžiku by nesplňoval svoji funkci útlumu. Pro

znázornění požadované deformační charakteristiky si necháme v programu COSMOSWorks zobrazit graf závislosti výsledné reakční síly na posuvu. Plocha pod křivkou nám udává, kolik energie se spotřebovalo v prvku vlivem pružno-plastických vlastností materiálu, než vznikne „mechanismus“.

Navrhované geometrické tvary ve výpočtovém modelování

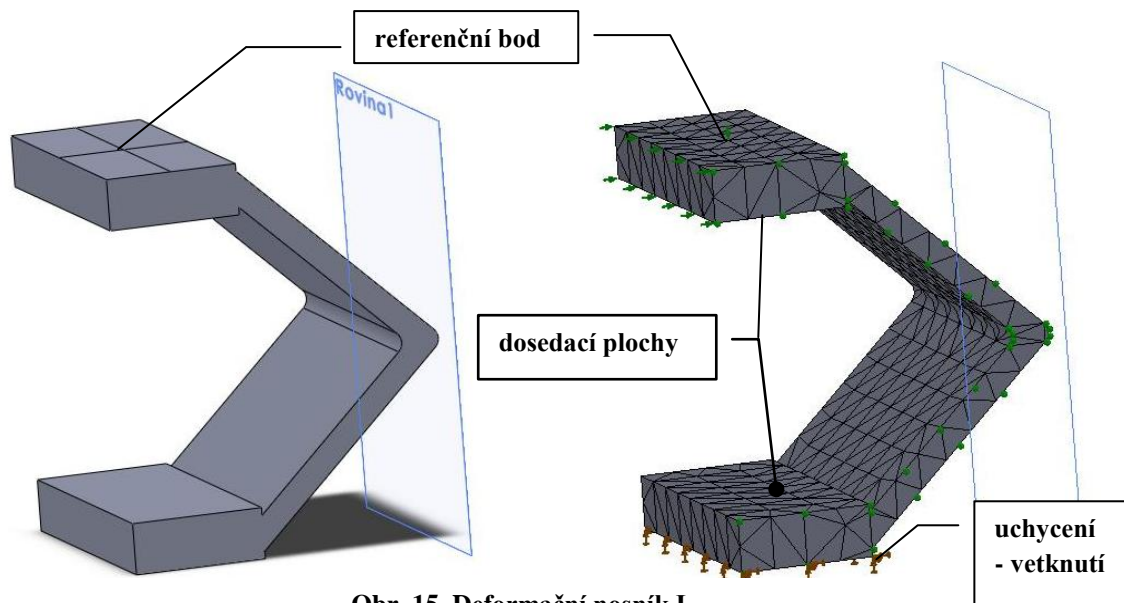
Abychom získali potřebné výsledky, podle kterých posuzujeme deformační prvek při maximálním zatížení a vyčerpání veškeré energie prvku, sestavíme pro každý navržený deformační prvek průběh reakční síly v závislosti na posuvu.

U každého navrhovaného deformačního prvku určíme referenční bod, kterému nadefinujeme maximální posun. Tento posun omezíme kontaktem mezi plochami. Tím dostaneme požadovanou závislost přírůstku posuvu na reakční síle daného prvku a graficky znázorníme. Plocha pod touto křivkou nám udává velikost absorbované energie daného deformačního prvku.

Typ 01 – „deformační nosník I“

Při tvorbě tohoto prvku jsem vycházel z předpokladů postupné deformace až na mezní hodnotu (Obr. 15), kde jsme zadali níže uvedené parametry:

- materiál (mez kluzu: 460 MPa, modul pružnosti v tahu: 205 000 MPa, modul tečení ke křivce: 205 MPa), typ modelu – von Mises;
- geometrie: výška 50 mm, délka ramene 25 mm, šířka 45 mm, tloušťka 4 mm;
- nadefinovat: max. posuv referenčního bodu 60 mm;
- kontakty: určit kontaktní sadu – mezi dvěma dosedajícími plochami;
- uchycení (Obr. 15 – zelené šipky);
- vlastnosti: použita formulace velkého posunutí a zároveň možnost velké poměrné deformace, metoda výpočtu – proces řízený silou – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.

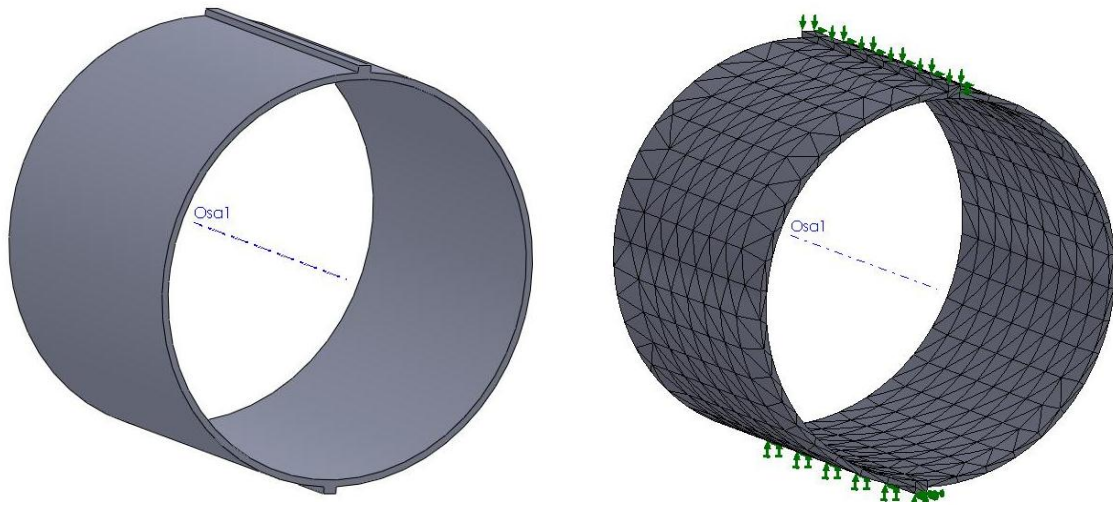


Obr. 15. Deformační nosník I.

Typ 02 – tenkostěnná „deformační trubka“

Jedním z dalších navrhovaných tvarů je válcový profil (trubka) – tenkostěnná válcová trubka zatěžovaná podélně posuvem na připravené plochy (Obr. 16), kde jsme zadali níže uvedené parametry:

- materiál (mez kluzu: 460 MPa, modul pružnosti v tahu: 205 000 MPa, modul tečení ke křivce: 205 MPa), typ modelu – von Mises;
- geometrie: průměr 50 mm; tloušťka 1 mm;
- nadefinovat: max. posuv referenčního bodu 60 mm;
- uchycení (Obr. 16 – zelené šipky);
- vlastnosti: použita formulace velkého posunutí a zároveň možnost velké poměrné deformace, metoda výpočtu – proces řízený silou – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.



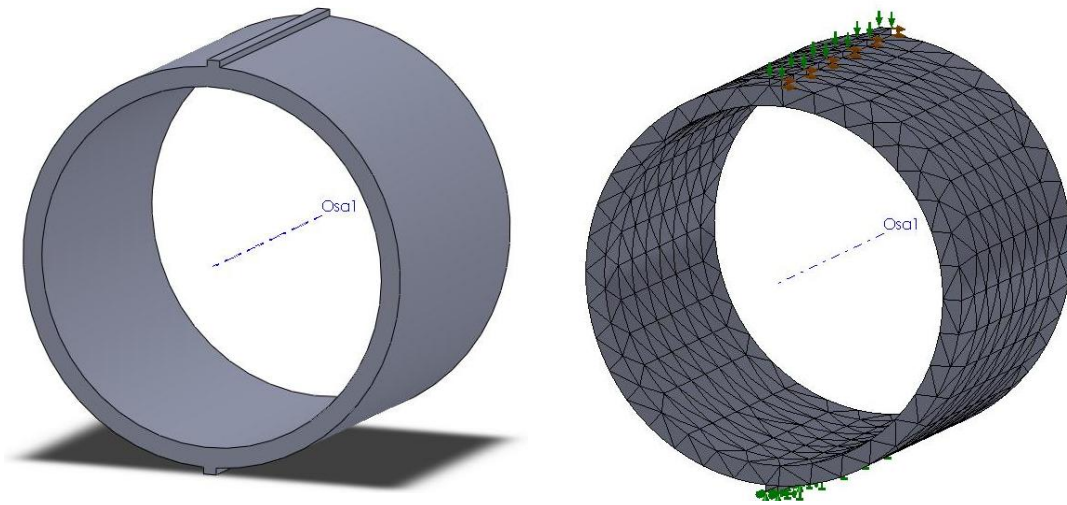
Obr. 16. Tenkostěnná „deformační trubka“.

Typ 03 – tlustostěnná „deformační trubka“

Dále jsem volil tlustostěnnou válcovou trubku zatěžovanou podélně na připravené plochy přírůstkem posuvu (Obr. 17).

Hlavní parametry:

- materiál (mez kluzu: 460 MPa, modul pružnosti v tahu: 205 000 MPa, modul tečení ke křivce: 205 MPa), typ modelu – von Mises;
- geometrie: průměr 50 mm; tloušťka 4 mm;
- nadefinovat: max. posuv referenčního bodu 60 mm;
- uchycení (Obr. 17 – zelené šipky);
- vlastnosti: použita formulace velkého posunutí a zároveň možnost velké poměrné deformace, metoda výpočtu – proces řízený silou – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.

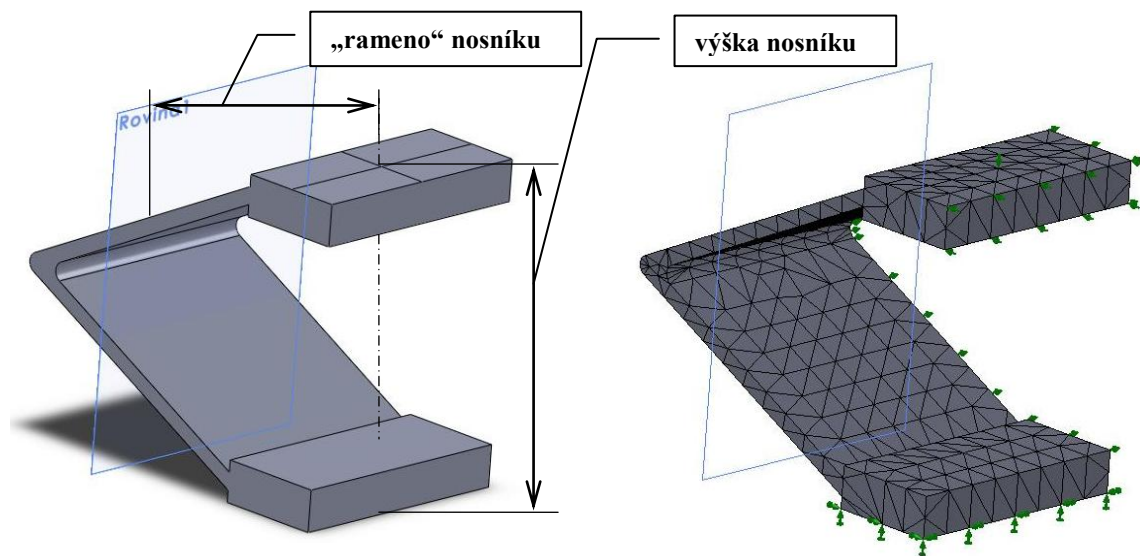


Obr. 17. Tlustostěnná „deformační trubka“.

Typ 04 – „deformační nosník II“

Navržený „deformační nosník I“, ale s odlišnou geometrií. Přibližný poměr výšky nosníku a jeho „ramene“ je nyní 1:1 (Obr. 18). Hlavní parametry:

- materiál (mez kluzu: 460 MPa, modul pružnosti v tahu: 205 000 MPa, modul tečení ke křivce: 205 MPa), typ modelu – von Mises;
- geometrie: výška 45 mm, délka ramene 45 mm, šířka 45 mm, tloušťka 4 mm;
- nadefinovat – max. posuv referenčního bodu 60 mm;
- kontakty: určit kontaktní sadu – mezi dvěma dosedajícími plochami;
- uchycení (Obr. 18 – zelené šipky);
- vlastnosti: použita formulace velkého posunutí a zároveň možnost velké poměrné deformace, metoda výpočtu – proces řízený silou – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.



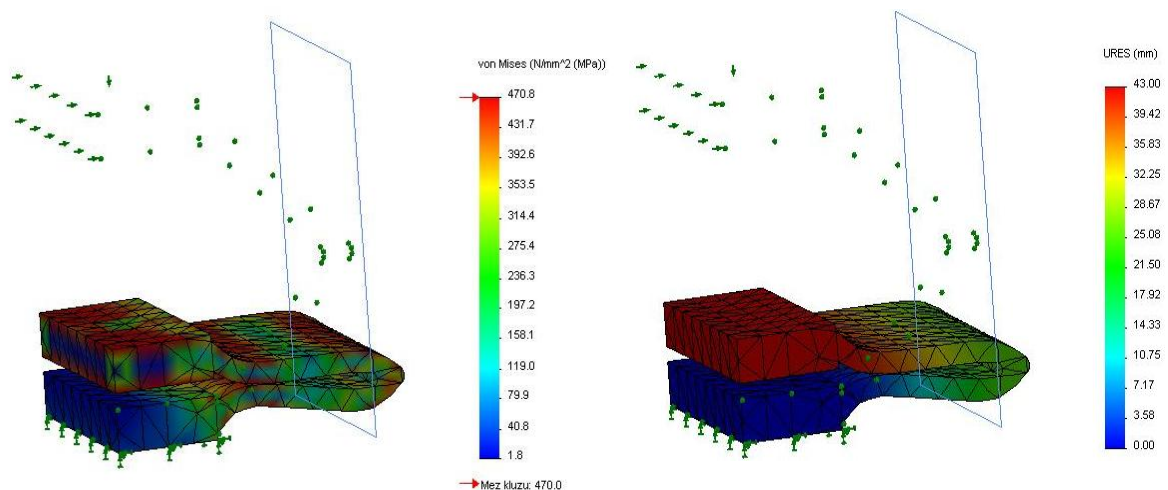
Obr. 18. Deformační nosník II.

4.2.2.2 Analýza výsledků a výběr vhodného deformačního prvku

Jak bylo zmíněno výše, hlavním kritériem při výběru vhodného deformačního prvku je závislost reakční síly na posuvu. Tím je určena schopnost daného prvku spotřebovat určité množství deformační energie pružno-plastickou vlastností materiálu.

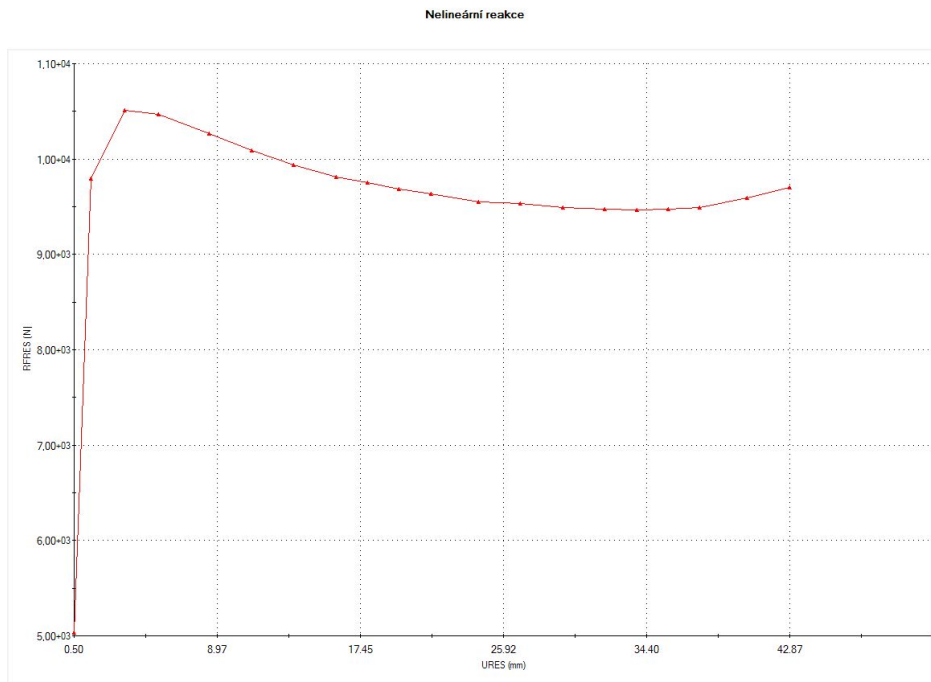
Přehled dosažených výsledků

Typ 01 – „deformační nosník I“



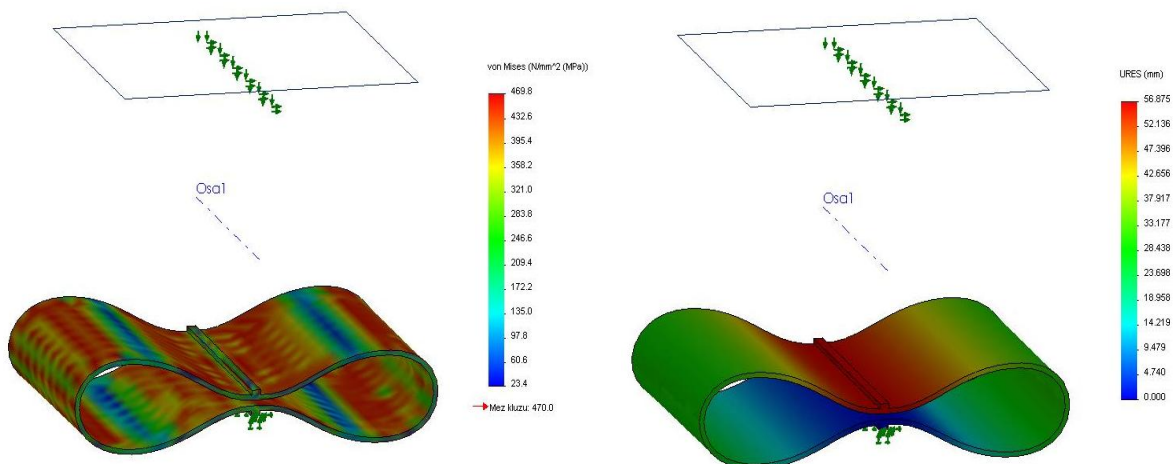
Obr. 19. Napěťová analýza deformačního nosníku I.

Z uvedených výsledků (graf 1) nám plyne, že v určitém momentu posuvu ztrácí nosník stabilitu. Je to dáno geometrickým tvarem, poměrem výšky nosníku a délky vznikajícího „ramene“. Při zvyšujícím zatížení se délka tohoto „ramene“ prodlužuje a tím se zvětšuje limitní zatěžující moment, který působí na nosník. Proto pokládáme tento nosník pro naši deformační zónu za nevyhovující.



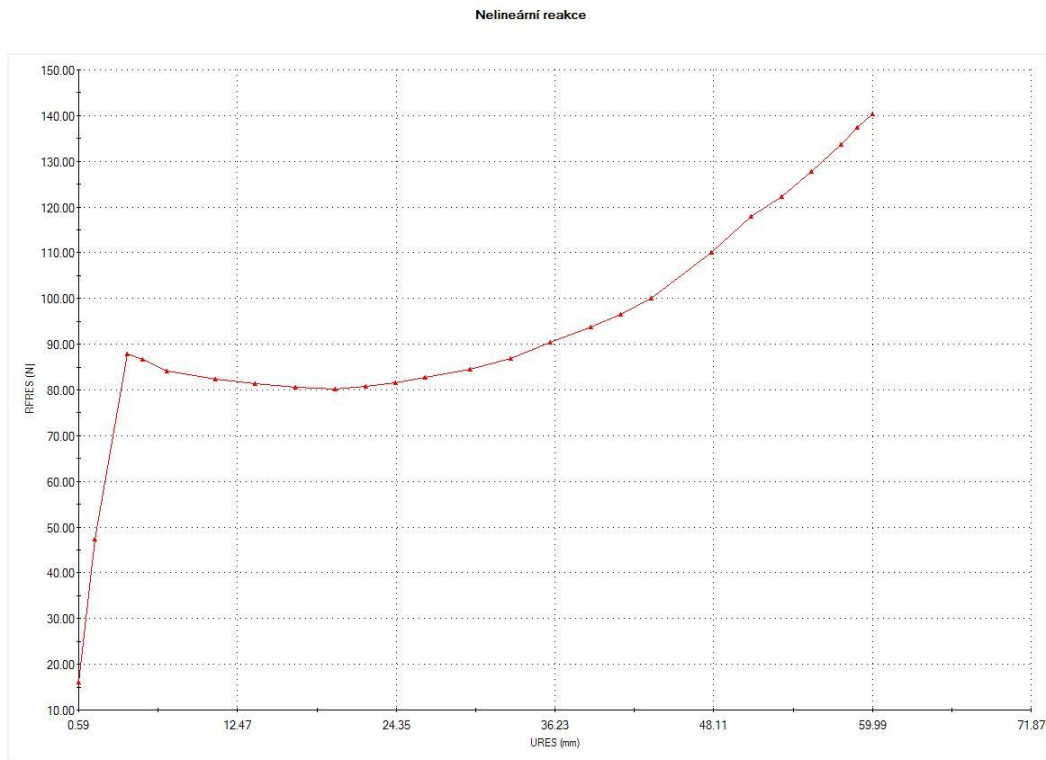
Graf 1. GMN analýza.

Typ 02 – Tenkostěnná „deformační trubka“



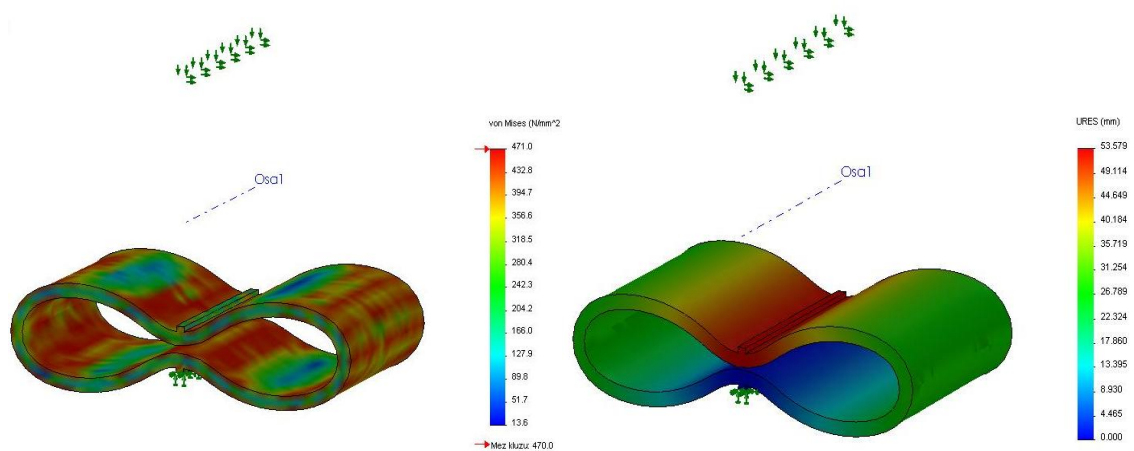
Obr. 20. Napět'ová analýza tenkostěnné trubky.

V následujícím průběhu zatížení si můžeme všimnout pozvolnějšiho nárůstu reakční síly, což by nám z hlediska plynulejšího útlumu vyhovovalo. Malý pokles při průběhu zatížení bychom mohli akceptovat, ale dosti nevyhovující jsou malé dosahované hodnoty reakční síly. Z toho vyplývá, že daný prvek má malou tuhost. Proto ho hodnotíme pro naši potřebu jako nevyhovující (graf 2).



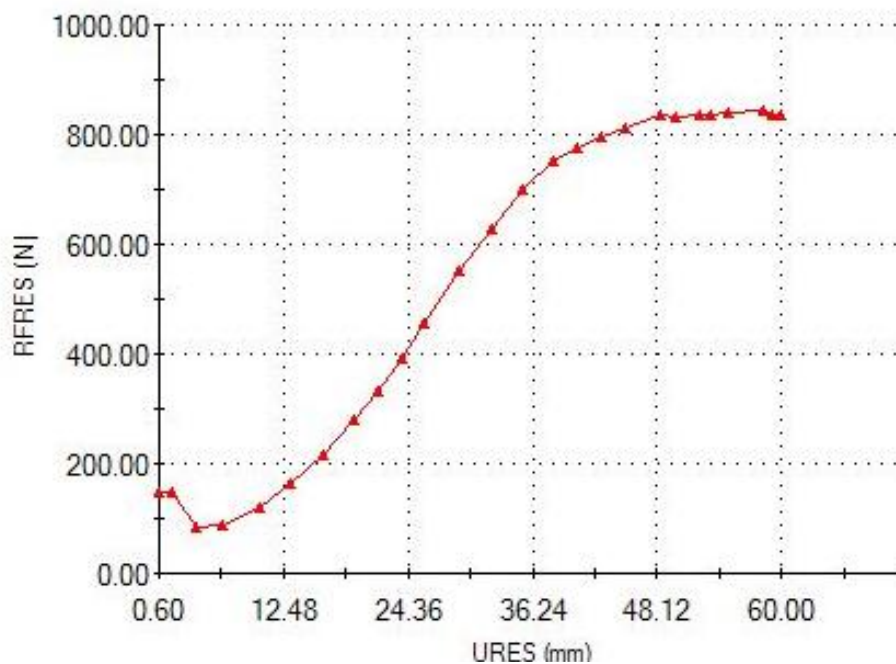
Graf 02 – GMN analýza

Typ 03 – tlustostěnná „deformační trubka“



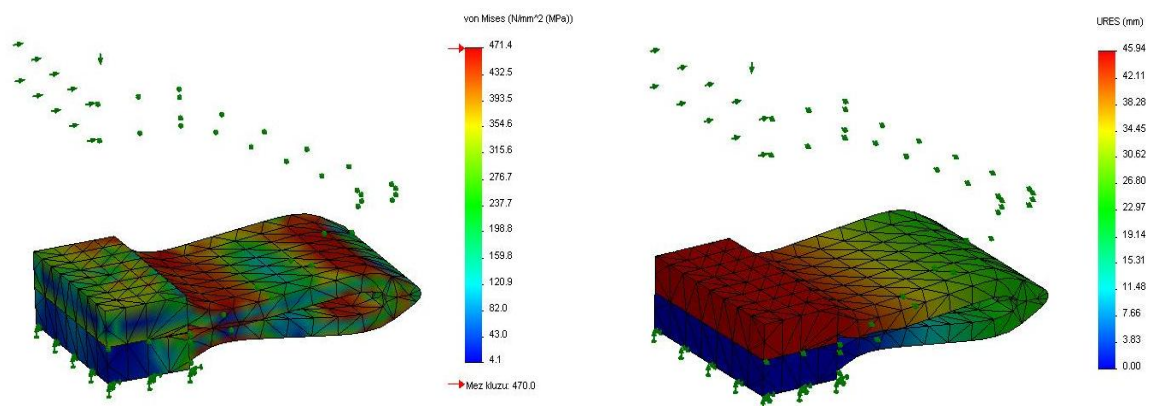
Obr. 21. Napěťová analýza tlustostěnné trubky.

Z výše uvedeného modelu (tlustostěnné „deformační trubky“) jsme zde zvolili silnější prvek za účelem zvýšená tuhosti. Po zanesení hodnot do grafu (graf 3) nám sice vznikla požadovaná křivka, tuhost trubky se nám podařilo zvýšit, ale ne do odpovídajících hodnot. Proto i tento prvek hodnotíme pro naše účely jako nevyhovující.



Graf 3. GMN analýza.

Typ 04 – „deformační nosník II“



Obr. 22. Napěťová analýza deformačního nosníku II.

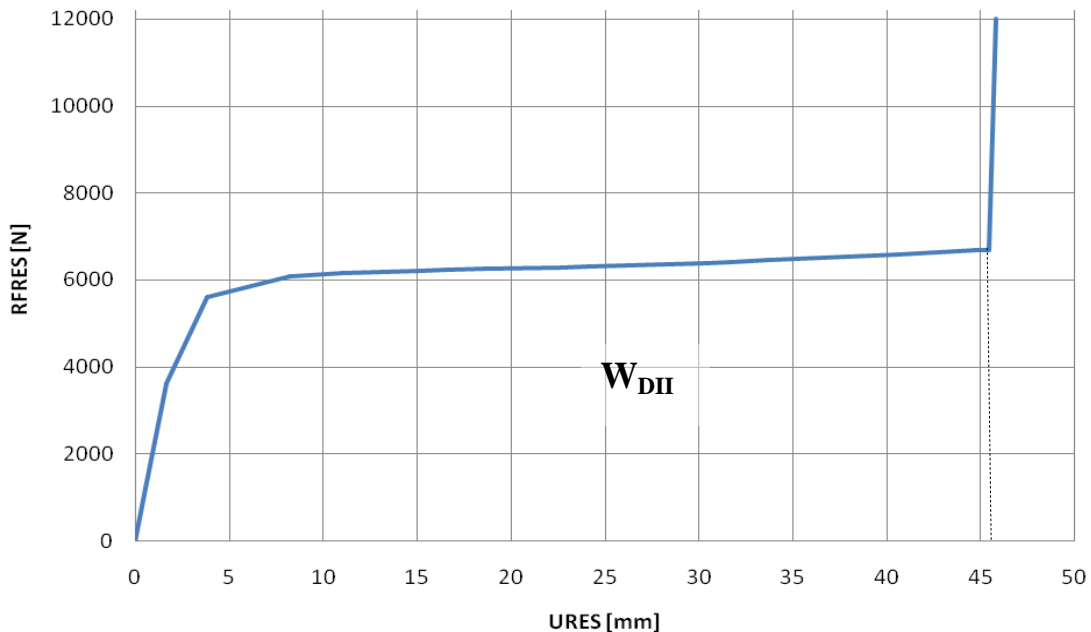
Deformační nosník II byl zkonstruován změnou geometrických parametrů „deformačního nosníku I“ tak, aby výška nosníku byla ve stejném poměru ke vznikajícímu „rameni“ (1:1). Tím jsme docílili toho, že při zatížení se délka „ramene“ nemění, a tudíž i

zatěžující limitní moment zůstává závislý pouze na zatěžující síle. Z grafu (graf 4) je patrné, že „nosník“ po celou dobu zatížení neztrácí stabilitu, vydrží až do úplného proplastizování a závěrečného dosednutí ploch. Z velikosti dosažených hodnot vypočteme deformační energii, která byla zapotřebí při zatěžování tohoto prvku deformační zóny. Díky uvedeným vlastnostem použijeme tento prvek pro použití do deformační zóny za vyhovující.

Velikost spotřebované práce při zatížení W_{DI} je plocha pod křivkou, kterou znázorňuje graf 4.

$$W_D = \int_{s_1}^{s_2} F \times ds$$

$$W_{DI} \approx 247 \text{ J}$$



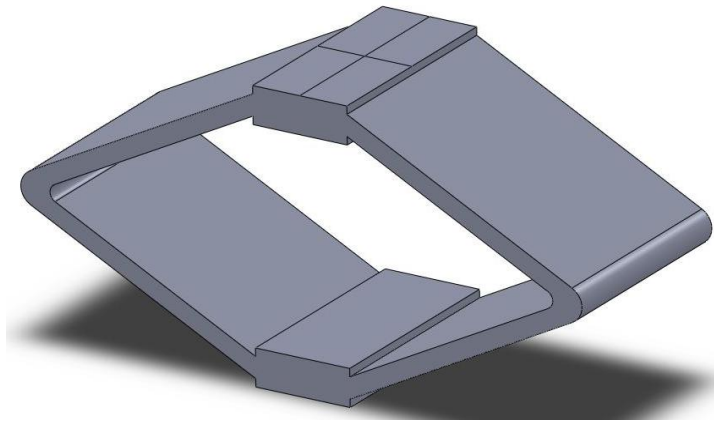
Graf 4. GMN analýza.

Analýza výsledků nám jednoznačně stanovuje vhodný geometrický tvar potřebného deformačního členu pro navrhovanou boční deformační zónu podle našich požadavků. Proto pro další postup používáme pouze prvek „deformační nosník II“. Deformační práce prvku při zatěžování je úměrná ploše pod křivkou. Velikost této deformační práce budeme porovnávat s analyticky vypočtenou deformační potenciální energií.

Vybraný deformační prvek

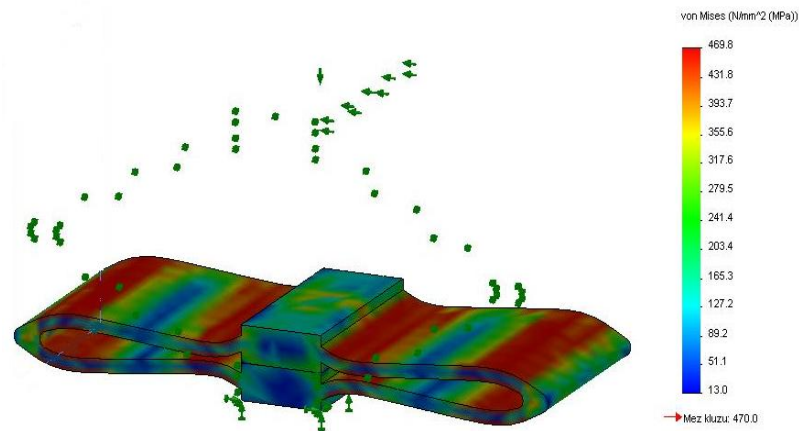
V předchozím výpočtovém kroku jsem zvolil a zoptimalizoval deformační prvek na požadovanou tuhost. Jako vyhovující se ukázal „deformační nosník II“. Během zatížení vykázal požadované vlastnosti: nedošlo ke ztrátě stability a při zvolení vhodných materiálových konstant a daného geometrického tvaru dosáhl uspokojivé velikosti maximálního zatížení vůči své konstrukci.

Z hlediska konstrukčních možností rámu a za účelem zdvojnásobení účinnosti připojujeme k získanému prvku druhé „rameno“ (Obr. 23) a provedeme deformační analýzu.



Obr. 23. Dvojnásobný deformační nosník.

Navržený dvojnásobný deformační nosník při své maximální únosnosti dosedne na dorazové plochy (Obr. 24).



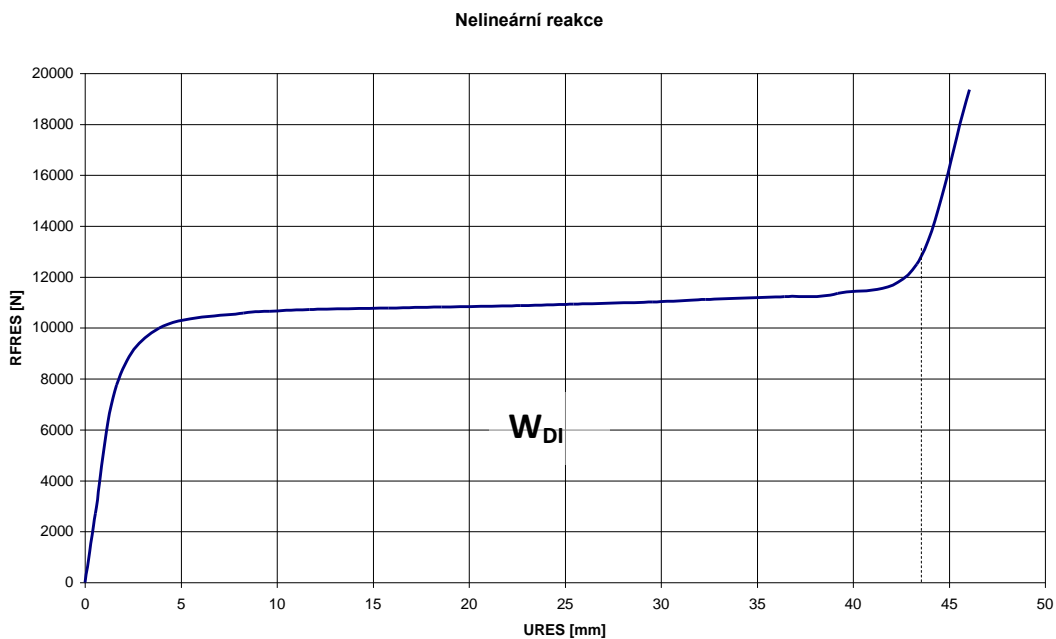
Obr. 24. Deformace zdvojeného nosníku.

Ze znázornění závislosti reakční síly na posuvu (graf 5), nám jednoznačně vyplývá, že přidáním „ramene“ došlo téměř ke zdvojnásobení nosnosti tohoto deformačního prvku. S tím je spjatý i nárůst vynaložené práce deformačního prvku při zatížení.

Velikost spotřebované práce při zatížení W_{DII} je plocha pod křivkou, kterou znázorňuje graf 5.

$$W_D = \int_{s_1}^{s_2} F \times ds$$

$$W_{DII} \approx 450 \text{ J}$$



Graf 5. GMN analýza.

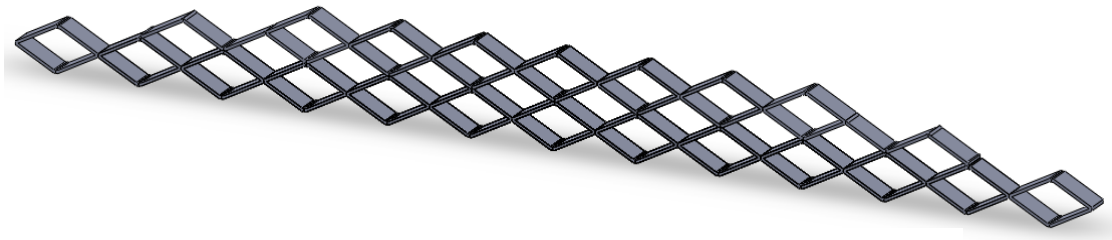
V původním návrhu boční deformační zóny bychom poměřili analyticky vypočtenou hodnotu deformační potenciální energie a práci získanou vlivem deformace prvku. Získali bychom tak potřebný počet deformačních prvků v deformační zóně.

$$n = \frac{E_p}{W_D}$$

Protože jsme se však setkali s problémy při určení součinitele rázu, byli jsme nuceni (v návaznosti na určení velikosti deformační potenciální energie) změnit přístup k řešení dané problematiky. Principem tohoto přístupu je zakomponování daného optimalizovaného deformačního prvku do boční deformační zóny plošinového rámu v maximálním možném množství (Obr. 25). Sledujeme, kolik deformační potenciální energie je námi navržená

deformační zóna schopna pohltit. Poté budeme moci s určitostí říci, že navržená deformační zóna je schopna pojmout vypočtenou hodnotu energie.

Z dosud získaných analýz deformačních prvků je patrné, že potřebný finální tvar deformační zóny směřuje k vytvoření „sítě“, která propojuje jednotlivé deformační prvky (Obr. 25). U nich musíme zachovat zjištěný geometrický tvar jednotlivých deformačních prvků „sítě“ (poměr výšky a „ramene“ deformačních nosníků (Obr. 25)).

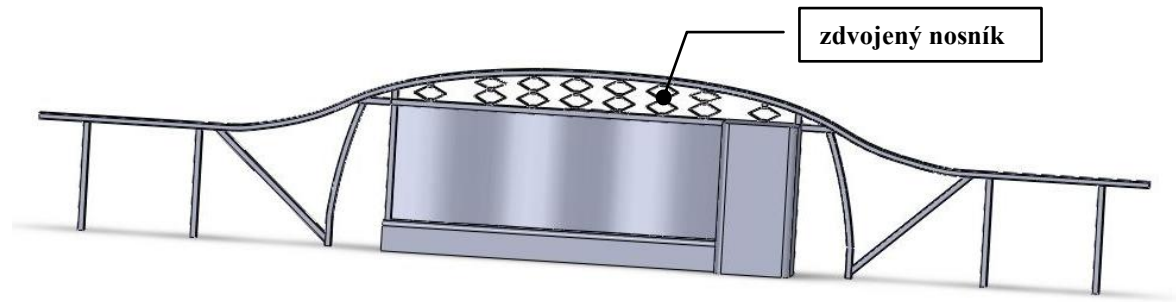


Obr. 25 Deformační zóna.

4.2.3. III. etapa výpočtu

V tomto závěrečném kroku zatížíme půlku plošinového rámu s navrženou deformační zónou a budeme sledovat postupnou deformaci vznikající zatěžováním. Následně vykreslíme potřebnou křivku závislosti reakční síly na posuvu a z plochy pod křivkou opět odečteme získanou deformační práci celé deformační zóny.

Protože jsme nuceni minimalizovat příliš dlouhý výpočetní čas, přistoupili jsme opět k zjednodušení úlohy. Deformační „sítě“ nahradíme 14 zdvojenými deformačními nosníky (Obr. 26). Po zobrazení analyzovaných hodnot v zátěžovém grafu můžeme jednoduše vyčíslit velikost spotřebované deformační energie. Tu vynásobíme počtem zbylých deformačních prvků, čímž získáme její skutečnou velikost.



Obr. 26. Plošinový rám s navrženou deformační zónou.

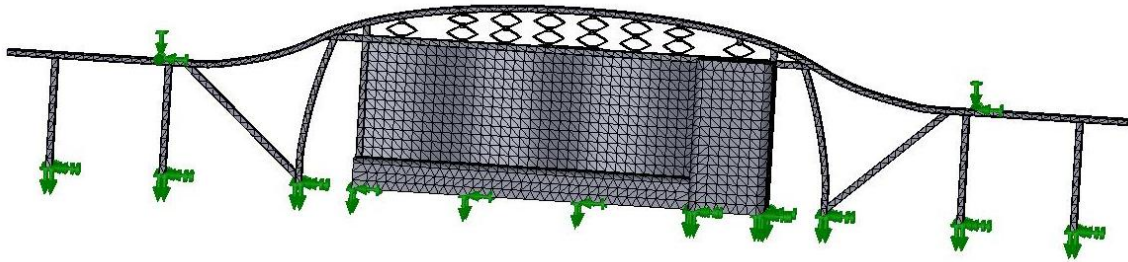
Při řešení této úlohy jsme zvolili proces řízený přírůstkem délky oblouku. Řídicím parametrem tohoto procesu je délka oblouku. Zatížení je proporcionálně zvyšováno za použití jednoduchého násobitele zatížení tak, aby bylo v každém kroku dosaženo rovnováhy. Délku kroku si automaticky stanovuje program sám [4].

Pro znázornění tuhosti deformační zóny jsme si připravili dva modely. Změny velikosti tuhosti se omezují pouze na volbu materiálu (materiálových konstant). Pro první model jsme zvolili žíhanou ocel AISI 4340 s mezí kluzu 470 MPa. V druhém případě jde o obyčejnou uhlíkovou ocel s mezí kluzu 220 MPa.

1) Model č. 1 (žíhaná ocel - mez kluzu 470 MPa)

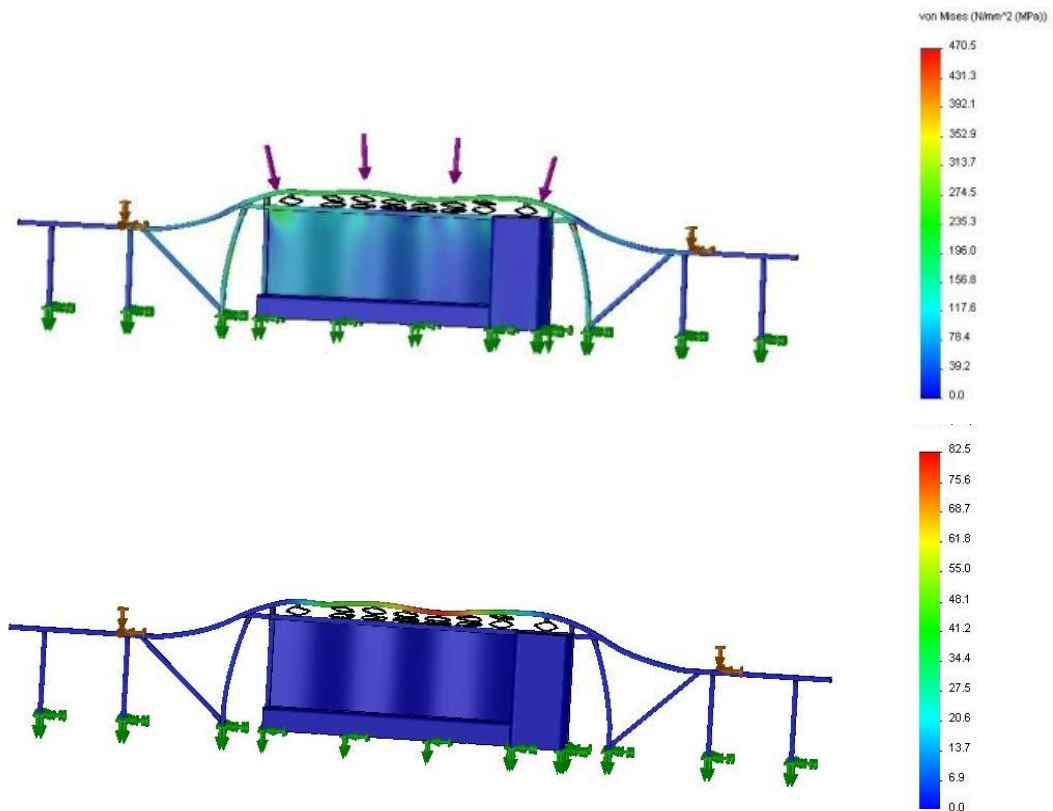
Z modelu polovičního plošinového rámu (Obr. 27) jsme přešli do výpočetního programu cosmosworks založením nové studie – statické nelineární analýzy, kde jsme zadali níže uvedené parametry:

- materiál (mez kluzu: 460 MPa, modul pružnosti v tahu: 205 000 MPa, modul tečení ke křivce: 205 MPa), typ modelu – von Mises;
- uchycení (Obr. 27 – zelené šípky);
- externí ztížení – síla, krut – zadáme velikost síly 100 N, ve výsledné analýze se zobrazí stupeň zatížení, který vynásobíme 100 N a dostaneme reálnou hodnotu velikosti zatížení;
- síť – vytvořit síť – podle potřeby doladím volbou jemnosti sítě (Obr. 27);
- vlastnosti: použita formulace velké poměrné deformace, maximální posunutí 200 mm, metoda výpočtu – proces řízený přírůstkem oblouku – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.



Obr. 27 Vytvoření sítě na výpočtovém modelu

Na obrázku (Obr. 28) je znázorněna deformace, redukované napětí a celkový posuv deformační zóny výpočtového modelu v okamžiku ztráty stability. Pro tento limitní krok si znázorníme zatěžovací charakteristiku deformační zóny (graf 6).



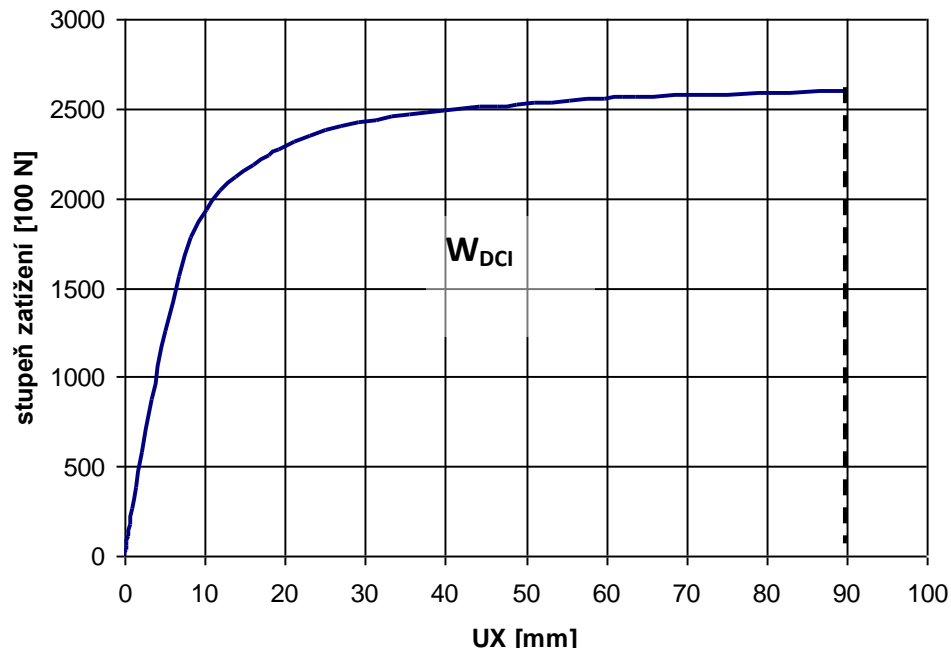
Obr. 28 Výsledné zatížení a posuv deformační zóny I.

Velikost spotřebované celkové deformační potenciální energie W_{DCI} deformační zóny při zatížení určuje plocha pod křivkou, kterou odečteme z následujícího grafu (graf 6).

$$W_D = \int_{s_1}^{s_2} F \times ds$$

$$W_{DCI} \approx 20250 \text{ J}$$

Nelineární odezva

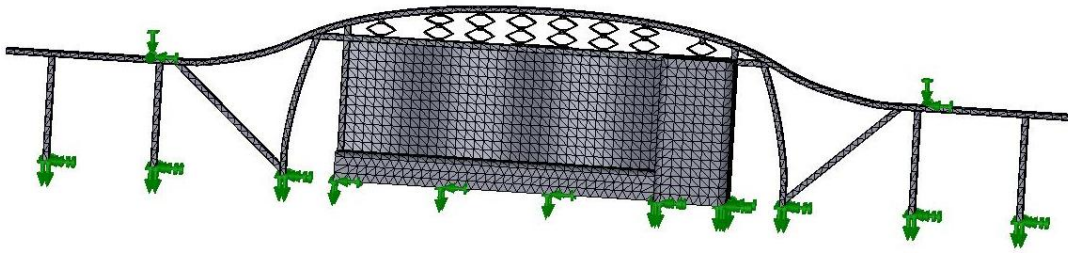


Graf 6. Zatěžovací charakteristika 1) modelu č. 1.

2) Model č. 2 (uhlíková ocel – mez kluzu 220 MPa)

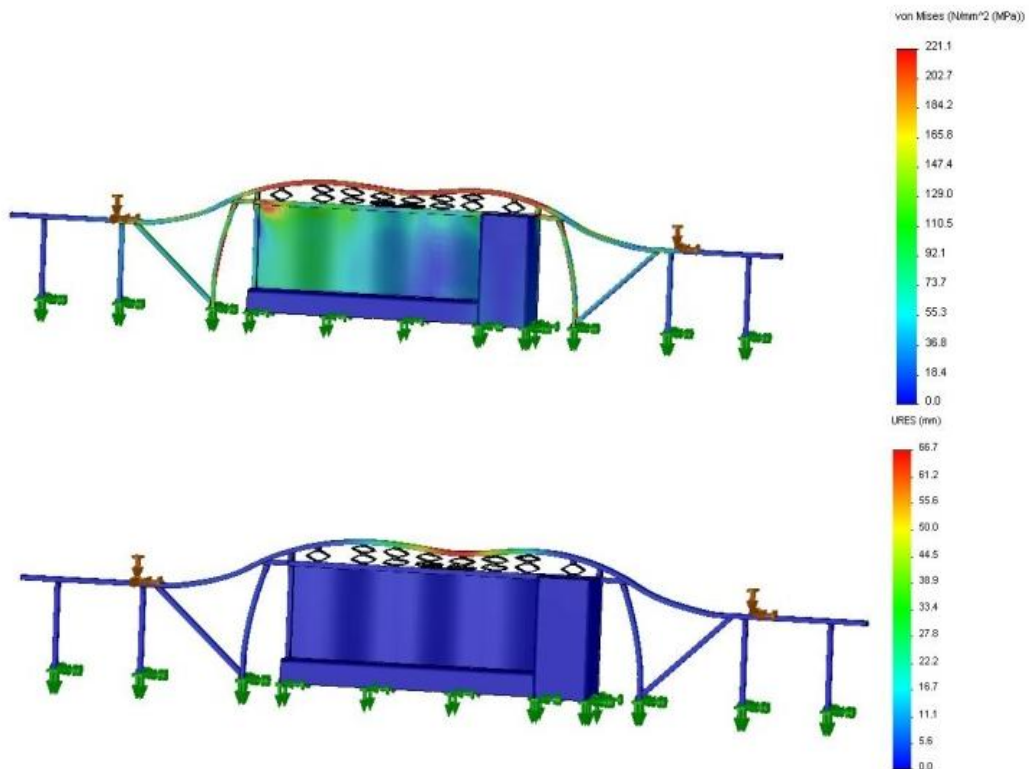
Provedeme stejnou analýzu jako u prvního materiálu, jen s tím rozdílem že zvolíme jiný materiál. Parametry pro naše výpočty budou následující:

- materiál (mez kluzu: 220 MPa, modul pružnosti v tahu: 210 000 MPa, modul tečení ke křivce: 210 MPa), typ modelu – von Mises;
- uchycení (Obr. 29 – zelené šipky);
- externí ztížení – síla, krut – zadáme velikost síly 100 N, ve výsledné analýze se zobrazí stupeň zatížení, který vynásobíme 100 N a dostaneme reálnou hodnotu velikosti zatížení;
- síť – vytvořit síť – podle potřeby doladím volbou jemnosti sítě (Obr. 29);
- vlastnosti: použita formulace velké poměrné deformace, maximální posunutí 200 mm, metoda výpočtu – proces řízený přírůstkem oblouku – numerická integrace – NR (Newton-Raphsonova) metoda.



Obr. 29 Vytvoření sítě na výpočtovém modelu

Na obrázku (Obr. 30) je znázorněna deformace, redukované napětí a celkový posuv deformační zóny výpočtového modelu v okamžiku ztráty stability. Pro tento limitní krok si znázorníme zatěžovací charakteristiku deformační zóny (graf 7).



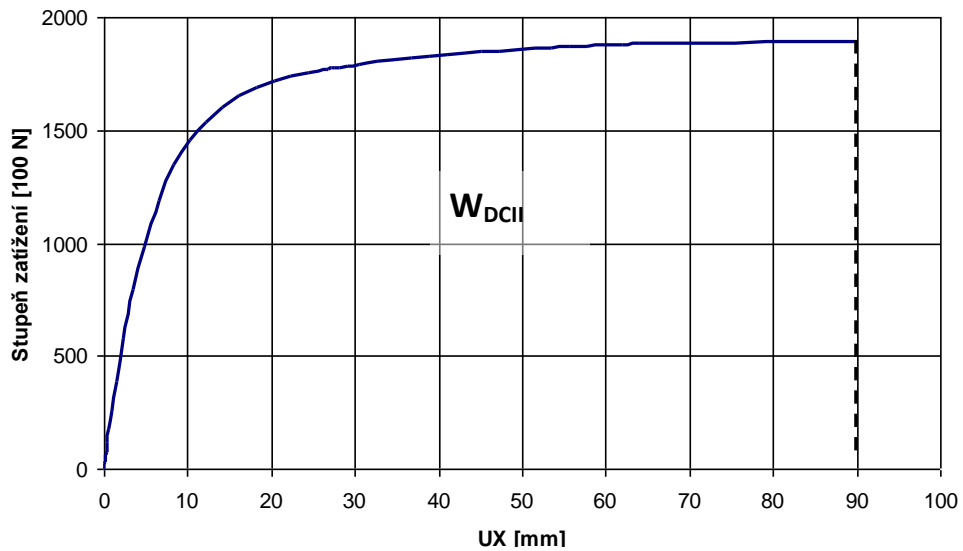
Obr. 30 Výsledné zatížení a posuv deformační zóny II.

Velikost spotřebované celkové deformační potenciální energie W_{DCII} deformační zóny při zatížení určuje plocha pod křivkou, kterou odečteme z následujícího grafu (graf 7).

$$W_D = \int_{s_1}^{s_2} F \times ds$$

$$W_{DCII} \approx 14940 \text{ J}$$

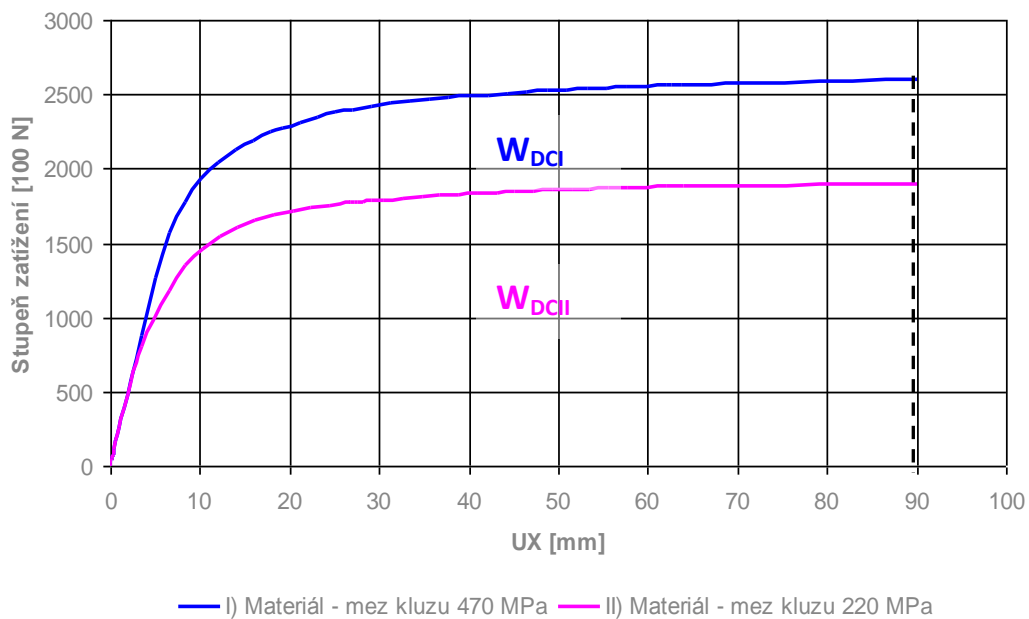
Nelineární odezva



Graf 7. Zatěžovací charakteristika 2) modelu č. 2.

Pouhou změnou materiálových konstant jsme dosáhli různých zatěžovacích charakteristik deformační zóny. Změna se týká schopnosti absorbovat deformační potenciální energii v deformačních zónách. To samozřejmě ovlivňuje i tuhost celé zóny. Rozdíl ve velikostech absorbované energie nám zobrazuje tento graf (graf 8).

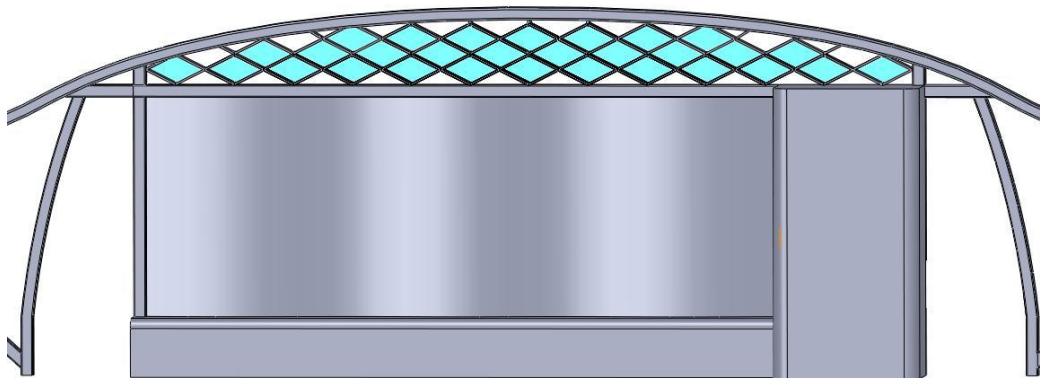
Nelineární odezva



Graf 8. Porovnání zatěžovacích charakteristik modelu č. 1 a 2.

Ze závěru třetí etapy výpočtů nám vyplývá, že pouhou volbou materiálových konstant jsme dosáhli o 26 % větší absorpci energie u prvního modelu. Pro další práci proto budeme používat právě ten.

Při vynásobení počtem zbylých zdvojených nosníků (tj. 16), které tvoří „sít“ deformační zóny (Obr. 25), se dostáváme přibližně na hodnotu absorbované energie 27450 J.



Obr. 25 Navržená deformační zóna

Pokud si uvědomíme, že samotný plošinový rám pokládáme v našich výpočtech za dokonale tuhý (což je situace, která při reálném zatížení nenastane), můžeme tento výsledek považovat za přijatelný. Je totiž nezbytné počítat s tím, že při skutečném nárazu je deformační potenciální energie absorbována také do karosérie vozidla, tuhé konstrukce rámu a samotné nárazové bariéry.

Příklad:

Stanovíme-li součinitel rázu $\varepsilon = 0,5$, a vyjádříme velikost deformační potenciální energie $E_p = 38\,560\text{ J}$ (viz str. 23). Následným porovnáním analytické hodnoty s hodnotou získanou napět'ovou analýzou zjistíme, že námi navržená boční deformační zóna je schopna pohltit 71 % energie.

Získanou analytickou hodnotu deformační potenciální energie (viz výše) zpětně převedeme na hodnotu rychlosti bariérové zkoušky.

Ze statické nelineární analýzy:

$$W_{DC} = 27450 \text{ J}$$

Do rovnice (3) a (4) dosadíme (5) a vyjádříme v_{1k} a v_{2k}

$$v_{1k} = B \cdot v_2 \quad (13)$$

$$v_{2k} = A \cdot v_2 \quad (14)$$

$$B = \frac{m_2 + m_2 \times \varepsilon}{m_1 + m_2}; \quad A = \frac{m_2 - m_1 \times \varepsilon}{m_1 + m_2}; \quad (15)$$

Do rovnice (7) dosadíme (13) a (14) a vyjádříme vztah pro v_2

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \times W_{DC}}{m_2 - m_1 \times B^2 - m_2 \times A^2}}$$

(16)

$$v_2 = 11,7 \text{ m/s} = \underline{42 \text{ km/h}}$$

Ze získané hodnoty rychlosti (42 km/h) a stanovení součinitele rázu ($\varepsilon = 0,5$) lze bezpečně konstatovat, že při statickém zatížení, námi navržená deformační zóna je schopna absorbovat veškerou deformační energii, kterou náraz způsobil.

Závěr

V první části této diplomové práce jsem se zabýval jednou z hlavních nevýhod elektromobilu, a to umístění baterií ve vozidle. Kryty baterií jsme umístili přímo do podvozkové části vozidla tak, aby se staly hlavní nosnou částí a tvořili „páteř“ celého plošinového rámu.

Ve druhé části jsem se věnoval otázce bezpečnosti vozidla při nárazu. Konkrétně jsem se zaměřil na boční deformační zónu vozidel. Důvodem je malý prostor, který se zde pro boční deformační zónu nabízí.

Za pomoci výpočtového modelování jsem navrhl tvar deformačního prvku a statickou nelineární analýzou spočetl velikost absorbované energie. Při stanovení výpočtových počátečních podmínek jsme vycházeli z boční nárazové zkoušky, prováděné nezávislou organizací EURO-NCAP. Pro provedení zkoušky ve výpočtovém modelu a z důvodů úspory výpočtového času jsme museli počáteční podmínky přizpůsobit daným možnostem. Po výpočtové analýze se ukázal jako vyhovující tvar deformačního prvku typ 04 – „deformační nosník II“. Ten byl v možném maximálním množství zakomponován do boční deformační zóny na plošinovém rámu a zatížen. Ze získaných hodnot ale nemůžeme určit, zda navržený plošinový rám vyhovuje, či nevyhovuje danému zatížení. K dispozici totiž nejsou potřebné údaje z bariérové zkoušky, které zkušebny k podobným testům neposkytují. Pokud bychom měli přístup k těmto hodnotám, také výpočet by se více přibližoval podmínkám skutečného nárazu.

Při stanovení restituice 0,5 a provedené statické analýze můžeme říci, že námi navržená deformační zóna absorbuje 71 % z celkové deformační potenciální energie, vzniklé při nárazu bariéry rychlostí 50 km/h. Také můžeme s určitostí konstatovat, že plošinový rám s touto deformační zónou odolá nárazu bariéry při rychlosti 42 km/h.

Ze statického řešení vyplývá, že velikost pohlcené deformační potenciální energie závisí na tvaru a tloušťce stěny deformačního prvku a zvoleném materiálu. Tím je ovlivněna i tuhost celé deformační zóny. Vhodnou změnou uvedených parametrů můžeme optimalizovat tuhost deformační zóny na potřebnou hodnotu, aby postupně utlumila vyvolaný náraz. Při návrhu deformační zóny jsme brali v potaz pouze konstrukční hledisko. Nebyly tedy zohledněny ekonomické a výrobní náklady.

Vhodným rozšířením této diplomové práce by tedy bylo provedení reálné nárazové zkoušky, dosazení potřebných hodnot do analytického řešení a vzájemné porovnání experimentální zkoušky s vypočtenými výsledky.

SEZNAM INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

- [1] VALA, M., TESAŘ, M.. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I.* 1. Pardubice: UPce, 2003. 230 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [2] VLK, F.. *Automobilová technická příručka.* 1. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství 2003. 791 s. ISBN 80-238-9681-4.
- [3] STEJSKAL, V., BROUSIL, B., STEJSKAL, S.. *Mechanika III.* 2. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 2001. 204 s. ISBN 80-01-02388-5.
- [4] PASČENKO, P.. *Mkp II.* studijní materiál. Dostupný na WWW:
<<https://portal.upce.cz/jetspeed/portal/moje-studium/studijni-materialy.psm1/>>.
- [5] BOKŮVKA, Otakar. Materials Engineering. *Doprava.* 2009, roč. 16, č. 1, s. 14 – 19.
- [6] Úřední věstník Evropské unie: PŘEDPIS EVROPSKÉ HOSPODÁŘSKÉ KOMISE ORGANIZACE SPOJENÝCH NÁRODŮ (EHK-OSN) č. 95 ze dne 21. února 2005 Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska ochrany cestujících v případě bočního nárazu.
- [6] *Jaké zkoušky Euro NCAP provádí?* [online]., aktualizováno 13. 2. 2010 [cit. 2010-02-14]. Dostupný na WWW:
<http://www.auto.cz/main.php?site=crashtesty_hodnoceni >.
- [7] *Thunder Sky lithium battery* [online]., aktualizováno 1. 1. 2007 [cit. 2007-01-01]. Dostupný na WWW: < <http://www.thunder-sky.com/pdf/20081122102551.pdf>>.
- [8] *Funkce a výhody SolidWorks* [online]., aktualizováno 13. 02. 2010 [cit. 2010-3-10]. Dostupný na WWW: < <http://solidworks.solidvision.cz/funkce-a-vyhody/>>.
- [9] *SolidWorks simulation – nejsnadnější ověření návrhu* [online]., aktualizováno 13. 02. 2010 [cit. 2010-3-10]. Dostupný na WWW:
<<http://www.solidvision.cz/solidworks-simulation|2/>>.