

NAPJATOSTNÍ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA RÁMU TRAKTOROVÉHO NÁVĚSU

Jan PEŇÁZ

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů, Dopravní fakulta Jana Pernera, Univerzita Pardubice, ulice Studentská 95, 532 10 Pardubice, ČR, e-mail: jan.penaz@seznam.cz

ABSTRAKT

Tento článek se zabývá napjatostní a deformační analýzou rámu podvozku traktorového návěsu. Důvodem pro vypracování analýzy byl vznik trhlin v konstrukci rámu u některých specificky využívaných návěsů ve vodohospodářství. Na začátku práce je věnována pozornost popisu návěsu a způsobu jeho používání. Důraz je kladen na popis zkoumaného rámu a místa vzniku trhlin. V další části jsou vypočteny základní parametry vanové korby, hmotnost nákladu a silové účinky přenášené na rám od zmiňované korby. Vše je provedeno v různých úhlech vyklopení. Následující část se zabývá výpočty intenzit napětí a poměrného přetvoření pro jednotlivé úhly vyklopení pomocí programu pracujícího na bázi metody konečných prvků. Výsledky analýzy jsou přehledně zaznamenány v tabulce a polohy maximálních hodnot vykresleny do obrázků. Nejvíce problematické pro provoz se ukázalo vyklopení vanové korby na 50° od horizontální roviny. Kapitola 5 se zabývá teorií výpočtu únavové životnosti konstrukce. Vzhledem k vysokým intenzitám napětí na rámu je posuzována nízkocyklová únava. V samotném závěru práce je navržena konstrukční úprava problematického místa. Tato konstrukční změna je opět napjatostně a deformačně analyzována. Ze získaných údajů je určen aktuální počet cyklů do vzniku trhliny. V poslední kapitole je zhodnocena konstrukční úprava a její vliv na celkovou životnost rámu.

Úvod

Námětem pro zpracování napjatostní a deformační analýzy rámu byl spor vedený mezi výrobcem traktorového návěsu a jeho uživatelem. Uživatelská firma si nechala na zakázku vyrobit tři kusy třístranně sklápěných jednoosých traktorových návěsů s celkovou nosností 3000 kg. Jednalo se o standardně vyráběné podvozky s typovým označením NS 3, které ovšem nenesly klasicky dodávanou třístrannou korbu z profilových plechů, ale byly opatřeny speciální dozadu sklápěnou vanovou korbou. Tato vanová korba má přibližně stejný užitečný objem jako třístranně sklápěná, avšak vyznačuje se výrazně vyšší těsností, což je výhodné pro převoz velmi řídkých až polotekutých komodit. Jako nevýhodu lze brát znemožnění vyklápění do stran. Návěsy byly používány výhradně pro odvoz kalů z čistíren odpadních vod. Vanová korba je průběžně během dne plněna pásovým dopravníkem přesouvajícím právě tyto kaly. Kaly, které v sobě mají organické i anorganické živiny, slouží jako hnojivo zemědělské půdy. Během této relativně dlouhé nakládky se přepravovaná komodita střeptává, zhutňuje a výrazně přilne ke dnu a bočnicím vanové korby. Po naplnění je náklad odvezen buď na kompost, nebo aplikován přímo na pole. Vzhledem k velké přilnavosti materiálu je nutné vanovou korbu při vykládce zvednout téměř o maximální úhel (50°). V některých případech ani takto vysoký úhel vyklonění nepomůže k překonání mezního tření mezi materiálem a plechovým dnem. Kaly stále zůstávají uvnitř. V praxi se v těchto případech využívá rázového urychlení soupravy pro odtržení a uvolnění komodity. Traktor připojený k návěsu s maximálně zvednutou korbou prudce vyrazí vpřed a po několika ujetých decimetrech neméně

prudce zabrzdí. Po jednom ale i několika takovýchto manévrech v těsném sledu za sebou dojde k uvolnění materiálu v korbě. Tuto manipulaci ovšem většina výrobců přísně zakazuje ve svých návodech k používání. Rám návěsu není na podobné extrémní zatížení stavěný a může dojít k jeho poškození. Vyložení přepravované komodity, která se nechce uvolnit, by mělo být provedeno manuálně nebo mechanicky například s využitím čelního nakladače, což je ovšem finančně náročné a časově zdlouhavé řešení.

Na všech třech rámech podvozků se v relativně krátké době (cca 15 měsíců) po uvedení do provozu začaly objevovat trhliny v zadní části hlavních podélníků. Koncepte návěsů NS 3 je již léty prověřená a doposud nedocházelo k podobným prasklinám v rámu. Cílem analýzy je proto prozkoumání různých vlivů na rám podvozku především v místě vzniklých trhlin.



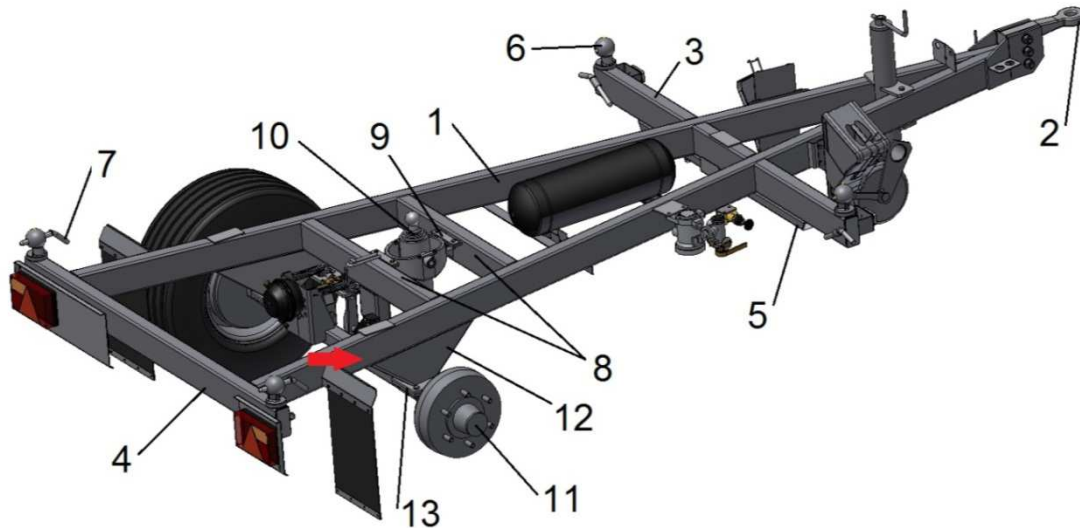
Obr. 1: Nakládka návěsu pásovým dopravníkem

1. Popis rámu podvozku a místa poškození

Konstrukce rámu je tvořena z plechů a obdélníkových dutých profilů o různých rozměrech. Byl pro ni použit materiál – ocel 11 373 (S235JR), který je vhodný pro nosné konstrukce a má zaručenou svařitelnost. Mez kluzu této oceli je 235 MPa. Vzhledem k tomu, že návěs má maximální konstrukční rychlost do 25 km·h⁻¹ a jeho maximální povolená hmotnost je do 4000 kg, není nutné použít mechanické pružení nápravy (např. listové nebo parabolické pružiny) [5]. Pružení je realizováno pouze pneumatikami.

Samotný rám má tvar písmene V. Hlavní podélníky (1) o rozměrech 120x60x4 mm mezi sebou svírají úhel 19°. V přední části, kde se scházejí podélníky, je umístěno kované závěsné oko (2) s vnitřním průměrem 40 mm. Pro přední příčník (3) a zadní příčník (4) je použit stejný typ materiálu jako pro podélníky. Na přední nosník je navíc ze spodní strany přivařen obdélníkový dutý profil 60x60x3 mm (5). Na koncích příčníků jsou přivařeny čtyři kulové úchyty – ložiska (6). Na úchytech je nasazena a kolíky (7) zajištěna vanová korba. V rámu se dále nacházejí dvě heverové příčky (8) opět z profilu 120x60x4 mm. Na nich jsou navařeny plechové úchyty heveru (9). Hever (10) slouží ke zvedání vanové korby a je řízen tlakem hydraulického oleje z čerpadla v traktoru. V podstatě jde o jednočinný teleskopický hydraulický válec. Zpětný chod (zasouvání) je prováděno pouze váhou prázdné

vanové korby. Uchycení pevné nápravy (11) k rámu je realizováno přes lichoběžníkový profil (12) vyrobený z ohnutých plechů o tloušťce 4 mm. Na dolní straně lichoběžníku je přivařena plotna (13) o tloušťce 10 mm se čtyřmi otvory, do kterých se zasouvají třmeny pro uchycení nápravy. Rám je opatřen několika držáky a jinými prvky, které jsou nezbytné pro správnou funkci návěsu, ale nejsou podstatné z hlediska pevnosti rámu. Jedná se například o držáky vzduchojemu, držáky hydraulických hadic, držáky zakládacích klínů, držáky světel, blatníky atd.



Obr. 2: Popis podvozku návěsu NS 3

Poškození – trhlinka se začala objevovat na hlavních podélních v místech, kde dochází ke spojení hlavního podélníku s lichoběžníkovými držáky nápravy (červená šipka na obr. 2 a 3). Trhlinka vznikla na vnějším rohu a šířila se jak směrem nahoru, tak směrem do středu. Situace byla stejná na levé i pravé straně návěsu.



Obr. 3: Vznikající trhlinka

2. Silové účinky působící na rám podvozku

Tato kapitola se zabývá výpočtem silových účinků na rám podvozku. Vypočtené hodnoty budou sloužit jako vstupní údaje zatížení popř. okrajové podmínky pro následnou analýzu metodou konečných prvků (MKP).

Užitečná hmotnost (nosnost) – maximální přípustná hmotnost materiálu naloženého na korbě, která je udávána výrobcem zařízení.

$$m_U = 3000 \text{ kg}$$

Užitečný objem – maximální vnitřní prostor vanové korby použitelný pro nakládku materiálu, který je určen ložnými rozměry.

$$V_U = l \cdot \check{s} \cdot v = 2,95 \cdot 1,80 \cdot 0,62 = 3,3 \text{ m}^3 \quad (1)$$

kde:

l [m] - délka ložné plochy

\check{s} [m] - šířka ložné plochy

v [m] - výška ložné plochy

Z obrázku 1 je patrné, že vanová korba je nakládána několik centimetrů přes horní okraj. Útvar, který se tvoří nad horní hranou korby, se označuje jako tzv. čepice. V tomto případě lze její objem odhadnout přibližně na $0,7 \text{ m}^3$.

$$V_{\check{c}} = 0,7 \text{ m}^3$$

Celkový objem – objem naloženého materiálu.

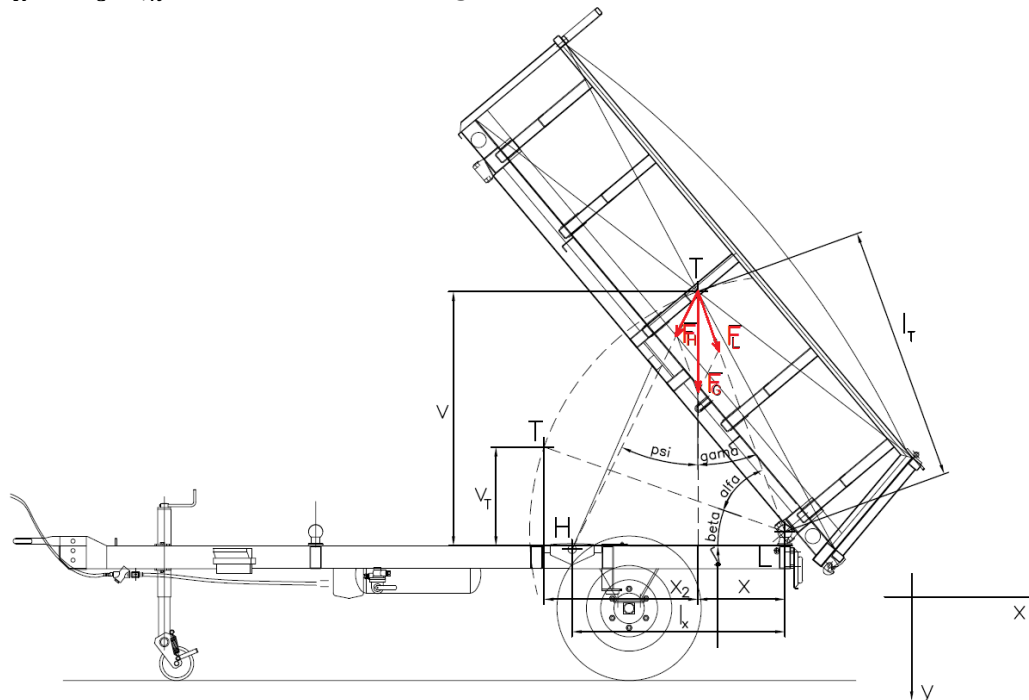
$$V_C = V_U \cdot V_{\check{c}} = 3,30 \cdot 0,70 = 4,00 \text{ m}^3 \quad (2)$$

Měrná hustota kalů [4]

$$\rho_K = 900 \text{ až } 1100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \text{Zvoleno: } \rho_k = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Reálná hmotnost – skutečná hmotnost naloženého materiálu

$$m_R = V_C \cdot \rho_k = 4 \cdot 1000 = 4000 \text{ kg} \quad (3)$$

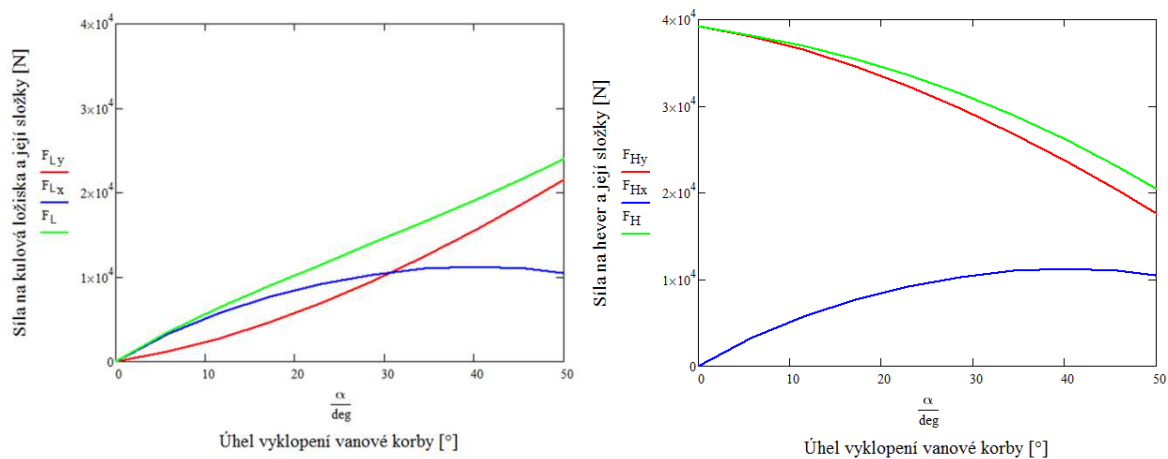


Obr. 4: Rozložení sil při vyklápění

Z předchozích výsledků lze usoudit, že vanová korba (a tím i celý návěs) bývá pravidelně přetěžována. V nejhorších případech je přeložení až o 1000 kg! Jelikož analyzujeme reálnou situaci, byla ve výpočtech uvažována hodnota reálné hmotnosti nákladu 4000 kg. Při postupném sklápění vanové korby dozadu se mění zatížení kulových ložisek i heveru. Celý pohyb korby při sklápění byl rozfázován po 5° až 6° . Za maximální možný úhel vyklonění lze považovat úhel 48° až 50° . Poté již zasáhne mechanický omezovač zdvihu, který zastaví přívod hydraulického oleje z traktoru a hever již dále nezvedá korbu výš. Výsledné síly na kulová ložiska a hever jsou použity pro MKP výpočet. Zjistíme tak, jaký úhel sklápění je kritický pro napjatost v rámu. Na tento úhel se zaměříme v následujících analýzách.

Tab. 1: Síly působící na podvozek a jejich složky

Úhel naklonění korby	Síla na zadní kulová ložiska	Horizontální složka síly	Vertikální složka síly	Síla na hever	Horizontální složka síly	Vertikální složka síly
α [°]	F_L [N]	F_{Lx} [N]	F_{Ly} [N]	F_H [N]	F_{Hx} [N]	F_{Hy} [N]
6	3 475	3 270	1 175	38 190	3 270	38 050
11	6 343	5 725	2 730	36 940	5 725	36 500
17	8 970	7 671	4 650	35 420	7 671	34 580
23	11 500	9 192	6 915	33 590	9 192	32 310
29	14 010	10 300	9 504	31 460	10 300	29 720
34	16 560	10 990	12 390	29 000	10 990	26 840
40	19 170	11 230	15 540	26 210	11 230	23 680
46	21 890	10 990	18 930	23 080	10 990	20 290
50	23 940	10 480	21 520	20 570	10 480	17 700



Obr. 5: Průběhy sil působících na rám podvozku

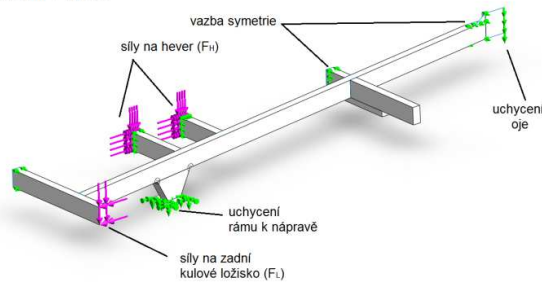
3. MKP analýza napjatosti rámu podvozku

Pro potřeby výpočtu byl vytvořen model rámu podvozku, který obsahoval střednicové plochy jednotlivých dutých profilů a plechů. Střednicovým plochám je číselně zadána konstantní tloušťka, která odpovídá skutečné tloušťce stěny profilu popř. plechu. Vzhledem k tomu, že je řešeno pouze vyklápění dozadu, lze výpočet považovat za osově symetrický, a proto použijeme jednu polovinu modelu. Druhou polovinu nahradíme příslušnými okrajovými podmínkami symetrie. Tato úprava zjednoduší výpočet a zkrátí čas jeho řešení. V místech spojení lichoběžníkového držáku nápravy a podélníku je vymodelován poměrně malý rádius ($R=3$), který zajistí správnou konvergenci výsledků. Výsledky pak lze považovat za věrohodnější.

Kromě okrajových podmínek symetrie je rám uchycen v přední části oje, což simuluje reálné spojení s traktorem. Aby vazby odpovídali skutečnosti, bylo třeba ještě uchytnout rám v místě nápravy, což simuluje pevné spojení kol návěsu se zemí. Pružení a tlumení pneumatiky je v tomto výpočtu zanedbáno. K zatížení modelu silami je využito hodnot z tabulky 1. Pro každý úhel vyklonění jsou definovány příslušné síly a proveden samostatný výpočet. Při zadávání je nutné silové účinky dělit dvěma, protože je použit poloviční model. Pro tvorbu sítě jsou použity tři velikosti elementů. Základní velikost elementu (30 mm) je použita téměř pro celý rám. Vzhledem k očekávanému úzce lokálnímu charakteru špičkového napětí, které se koncentruje v místech spojení lichoběžníkového držáku s podélníkem, je nutné síť v této oblasti zjemnit. Vzdálenější okolí sledovaných míst má velikost elementu 5 mm a přímo místa spojení jsou síťována elementy o velikosti 0,5 mm. Tyto velikosti prvků sítě byly zvoleny po několika odlaďovacích výpočtech. Dalším zjemňováním sítě již

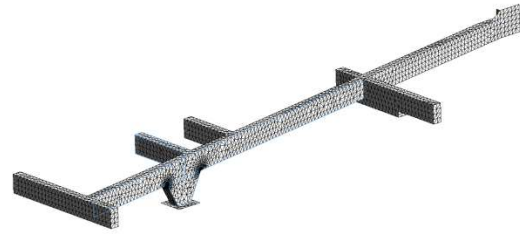
nedocházelo k výraznému zvýšení přesnosti, zato počet všech prvků sítě a výpočtový čas se neúměrně zvyšovali.

RÁM NS 3
ZATÍŽENÍ + VAZBY



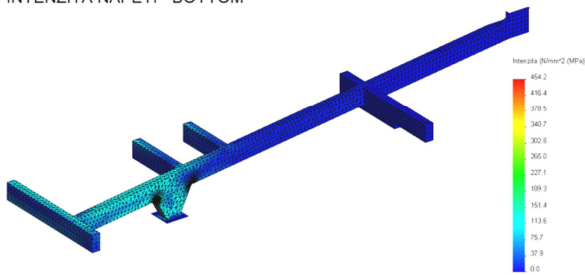
Obr. 6: Model

RÁM NS 3
PRVKOVÁ SÍŤ



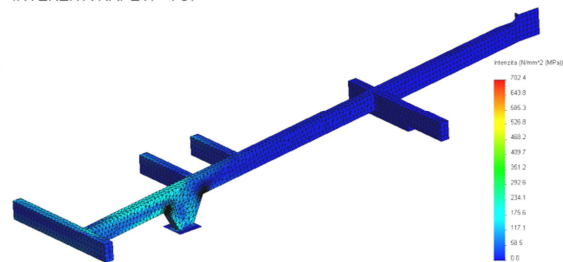
Obr. 7: Prvková síť

RÁM NS 3
INTENZITA NAPĚTÍ - BOTTOM

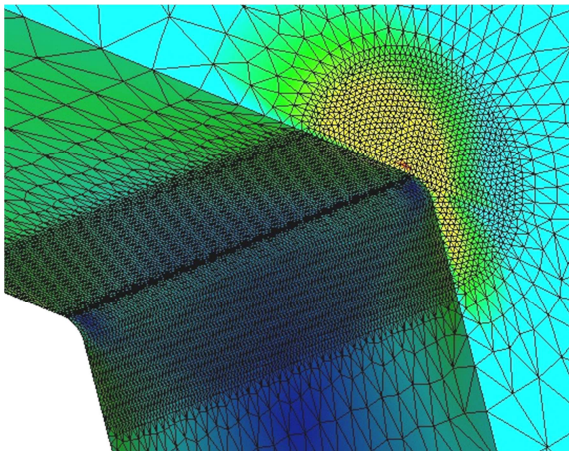


Obr. 8: Intenzita napětí (vnitřní povrch)

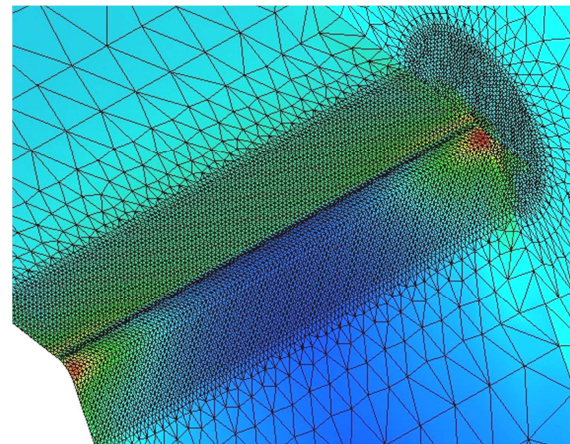
RÁM NS 3
INTENZITA NAPĚTÍ - TOP



Obr. 9: Intenzita napětí (vnější povrch)



Obr. 10: Detail max. int. napětí (BOTTOM)



Obr. 11: Detail max. int. napětí (TOP)

Největších hodnot intenzity napětí je dosaženo při vyklopení vanové korby na 50° v zadní části spojení lichoběžníkového držáku nápravy a podélníku. Špičková intenzita napětí na vnitřním povrchu dosahují hodnoty 454,2 MPa (obr.8 a 10). Na vnějším povrchu se jedná o intenzitu 702,4 MPa (obr.9 a 11). Tabulka 2 ukazuje hodnoty maximálních intenzit napětí v závislosti na měnícím se úhlu vyklopení.

Tab. 2: Hodnoty maximálních intenzit (TOP a BOTTOM)

Úhel naklonění korby	Max. intenzity TOP	Max. intenzity BOTTOM
α [°]	σ_{intT} [MPa]	σ_{intB} [MPa]
6	359,9*	299,9*
11	341,6*	286,0*
17	319,3*	268,4*
23	293,1*	247,5*
29	286,1	223,5
34	386,2	292,7
40	495,4	379,9
46	612,8	473,9
50	702,4	454,2

Hodnoty v tabulce 2 označené hvězdičkou (*) značí změnu místa koncentrace maximální intenzity napětí. V těchto případech se maximální intenzity napětí koncentrují v přední části spojení lichoběžníkového držáku a podélníku. I přes tuto skutečnost je dále rozebrána situace pouze v zadní části, protože maximální hodnoty intenzit při menších úhlech jsou zhruba poloviční oproti intenzitám při úhlu vyklopení 50°.

Následně byla obdobným způsobem provedena analýza napjatosti rámu, který je zatížen pouze vahou prázdné vanové korby. Byl použit stejný model rámu, stejná síť, a také totožné okrajové podmínky a vazby. Změněny byly pouze síly působící na rám. Prázdna vanová korba váží 400 kg. Silové působení na rám je tedy nahrazeno silou 4000 N. Tíhová síla působící kolmo k zemi se rovnoměrně roznesse do čtyř kulových ložisek. Po vykreslení výsledků MPK výpočtu se objevily špičky intenzity napětí ve stejných místech (spojení lichoběžníkového držáku s podélníkem) jako v předchozí analýze. Na vnitřním povrchu je dosaženo hodnoty 49,5 MPa. Na vnějším povrchu se jedná o hodnotu 63,6 MPa.

4. Vyhodnocení výsledků výpočtů na únavu

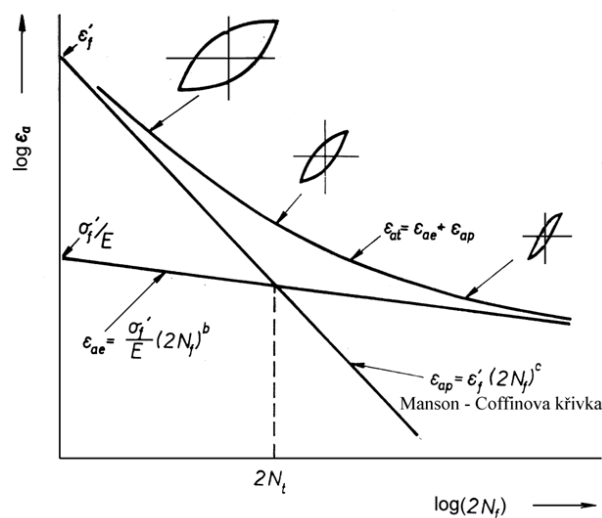
Při vyhodnocování únavy se vycházelo z intenzit napětí vypočtených v předchozí kapitole. Vzhledem k poměrně vysokému provoznímu napětí může v důsledku opakované plastické deformace v koncentrátoch nastat porušení nízkocyklovou únavou. Toto porušení spadá svojí životností do rozmezí 10^2 až 10^5 cyklů. Wöhlerova křivka není v oblasti nízkocyklové únavy vhodnou materiálovou charakteristikou, a proto se používá Manson-Coffinova křivka (obr.11). Ta vyjadřuje závislost celkového poměrného přetvoření na počtu cyklů do lomu.

Rovnice popisující křivku celkového poměrného přetvoření ε_{at} :

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma_a}{E} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E} (2 N_f)^b + \varepsilon'_f (2 N_f)^c \quad (4)$$

kde:

ε_{at} [-]	- poměrné přetvoření celkové
ε_{ae} [-]	- poměrné přetvoření elastické
ε_{ap} [-]	- poměrné přetvoření plastické
σ_a [MPa]	- amplituda napětí
E [MPa]	- modul pružnosti v tahu
σ'_f [MPa]	- únavová pevnost materiálu
ε'_f [-]	- únavová tažnost materiálu
N_f [-]	- počet cyklů do lomu
b [-]	- exponent únavové pevnosti
c [-]	- exponent únavové tažnosti



Obr. 12: Křivky životnosti (schematicky) [3]

Z rovnice (4) lze přímo vyjádřit počet cyklů do lomu:

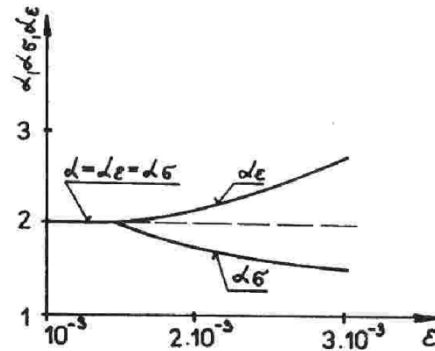
$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sigma'_f}{E \cdot \varepsilon'_f} \cdot \frac{\varepsilon_{ap}}{\varepsilon_{ae}} \right)^{\frac{1}{c-b}} \quad (5)$$

Jelikož deformační odezva ve vrubu při nízkocyklové únavě je v důsledku překročení meze kluzu nelineární, je třeba definovat koncentrační účinek vrubu zvlášť pro napětí a zvlášť pro deformace. Analogicky k teoretickému součiniteli koncentrace napětí (součiniteli tvaru) α definujeme:

α_σ [-]	- součinitel koncentrace napětí
α_ε [-]	- součinitel koncentrace deformace

Vzhledem ke způsobu výpočtu napětí pomocí MKP nebyl součinitel koncentrace napětí v určování únavy uvažován. Jeho účinek je již postihnut ve výsledných hodnotách maximálních intenzit napětí. Díky nelinearitě mezi napětím a přetvořením v plastické oblasti musí být ovšem započten součinitel koncentrace deformace α_ε .

V elastické oblasti platí: $\alpha_\varepsilon = \alpha = \alpha_\varepsilon$
 V plastické oblasti platí: $\alpha_\varepsilon > \alpha > \alpha_\varepsilon$



Obr. 13: Relace mezi součiniteli koncentrace (schematicky) [1]

Při určení těchto součinitelů se vychází z různých postupů, jejichž autory jsou Stowell, Hardrath, Ohman nebo Neuber. V tomto případě bylo postupováno podle Neuber [1]. Ke zvládnutí této problematiky bylo použito literatury [1],[2].

5. Určení počtu cyklů do iniciace trhliny

Tato kapitola se zabývá číselným vyjádřením počtu cyklů do lomu. K tomuto účelu využijeme vzorec (5).

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sigma_f}{E \cdot \varepsilon_f} \cdot \frac{\varepsilon_{ap,v}}{\varepsilon_{ae}} \right)^{\frac{1}{c-b}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{346,20 \text{ MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \text{MPa} \cdot 0,167} \cdot \frac{1,62 \cdot 10^{-3}}{5,6 \cdot 10^{-4}} \right)^{\frac{1}{-0,48 - (-0,033)}} = 1\,408 \text{ cyklů}$$

kde:

$$\sigma_f = 346,20 \text{ MPa}$$

- únavová pevnost materiálu

$$\varepsilon_f = 0,167$$

- únavová tažnost materiálu

$$b = -0,333$$

- exponent únavové pevnosti

$$c = -0,48$$

- exponent únavové tažnosti

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

- modul pružnosti v tahu

$$Re = 235 \text{ MPa}$$

- mez kluzu

$\sigma_f, \varepsilon_f, b, c, E, Re$ jsou materiálové konstanty pro ocel 11 375 [1],[2]

$$\varepsilon_{ae} = \frac{Re}{E} = \frac{235 \text{ MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} = 5,60 \cdot 10^{-4}$$

- poměrné přetvoření elastické

$$\varepsilon_{at} = 1,27 \cdot 10^{-3}$$

- poměrné přetvoření celkové

ε_{at} - hodnoty byla zjištěna z výsledků MKP analýzy (bez uvažování nelinearity v plastické oblasti)

$$\varepsilon_{ap} = \varepsilon_{at} - \varepsilon_{ae} = 1,27 \cdot 10^{-3} - 5,60 \cdot 10^{-4} = 7,06 \cdot 10^{-4}$$

- poměrné přetvoření plastické

$$\alpha_\varepsilon = 2,3$$

- součinitel koncentrace deformace

α_ε - bylo určeno Neuberovou koncepcí pro výpočet koncentrátoru deformace

$$\varepsilon_{ap,v} = \varepsilon_{ap} \cdot \alpha_\varepsilon = 7,06 \cdot 10^{-4} \cdot 2,3 = 1,62 \cdot 10^{-3}$$

Únava svařovaných konstrukcí – experimentálně bylo zjištěno, že meze únavy svarových spojů mohou být 3 až 5 nižší než mez únavy základního materiálu zjišťovaná na laboratorních broušených vzorcích.

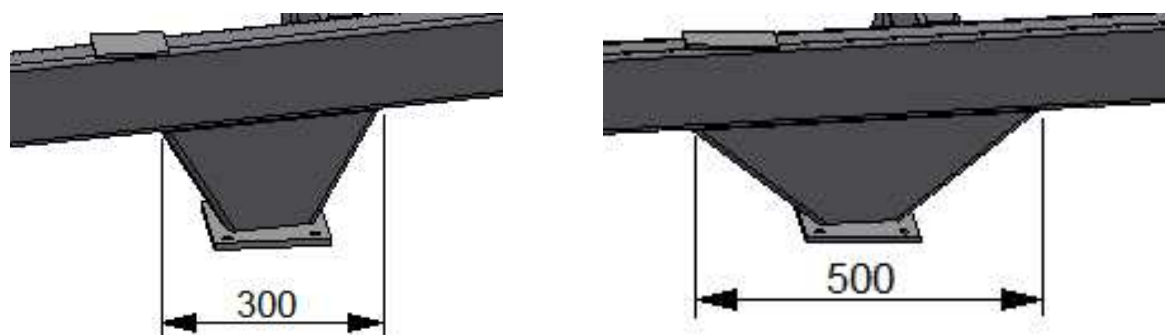
Tento rozdíl je způsobován celou řadou faktorů (vliv velikosti součásti, jakost povrchu, zbytková napětí, technologie svařování atd.), kromě toho se nezanedbatelným způsobem projeví vliv provozních podmínek (frekvence zatěžování, korozní prostředí, přetěžování atd.). Mez únavy svarového spoje je

výrazně ovlivňována přítomností vad. S jejich výskytem je vždy nutno počítat – s dokonalou, bezvadnou strukturou svaru nemůžeme nikdy počítat! [2]

Pro úplnost je vhodné vyčíslit kolik cyklů za rok (průměrně) udělá sledovaný návěs NS 3. Vzhledem k tomu, že vanová korba se naplní dvakrát až čtyřikrát za den a čistírna produkuje kaly nepřetržitě po celý rok, lze stanovit počet cyklů provedených za rok mezi 700 až 1400. První trhliny na reálných návěsech se začaly objevovat zhruba po patnácti měsících používání (900 až 1800 cyklů).

6. Konstrukční úprava rámu podvozku

I přes zřejmé přetěžování uživatelskou firmou došlo ke konstrukčním úpravám rámu návěsu, aby se v budoucnu předešlo a zamezilo podobným komplikacím. Konstrukční úprava spočívala ve zvětšení (prodloužení) horní části lichoběžníkového držáku nápravy o 100 mm vpřed a o stejnou vzdálenost vzad. Výška i šířka jsou stejné. Tloušťka plechu držáku zůstala 4 mm. Výrobní náklady na takovouto změnu jsou zanedbatelné.



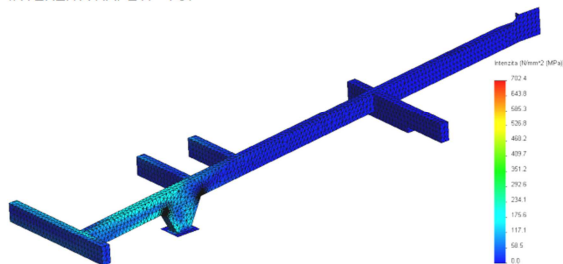
Obr. 14: Konstrukční změna – před a po

7. MKP analýza napjatosti upraveného rámu podvozku

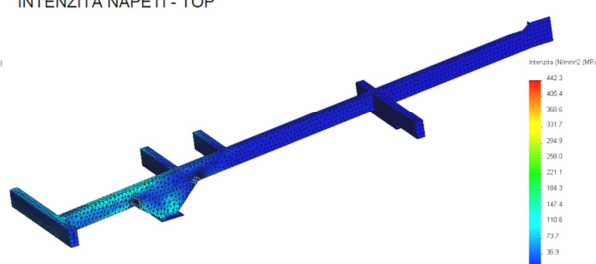
Střednicový model používaný pro předchozí analýzy byl upraven, tak aby odpovídal navržené konstrukční změně. Aby bylo možné rám návěsu před a po úpravě srovnávat, musí být zatížení, vazby i okrajové podmínky totožné s minulou analýzou. Analogicky musí odpovídat i způsob tvorby sítě a její zjemnění ve zkoumaných detailech konstrukce. V tomto výpočtu je rám zkoumán pouze pro velikost vyklopení korby 50°, protože právě ta nejvíce zatěžuje konstrukci rámu.

Z výsledků MKP výpočtu je patrné, že konstrukční úprava přispěla k poklesu maximální intenzity napětí na vnějším povrchu ze 702,4 MPa na 442,3 MPa, což je snížení o 37% z původní hodnoty. Na vnitřním povrchu se změna projevila snížením maximální intenzity napětí o 25% z původní hodnoty, tedy ze 454,2 MPa na 339,9 MPa.

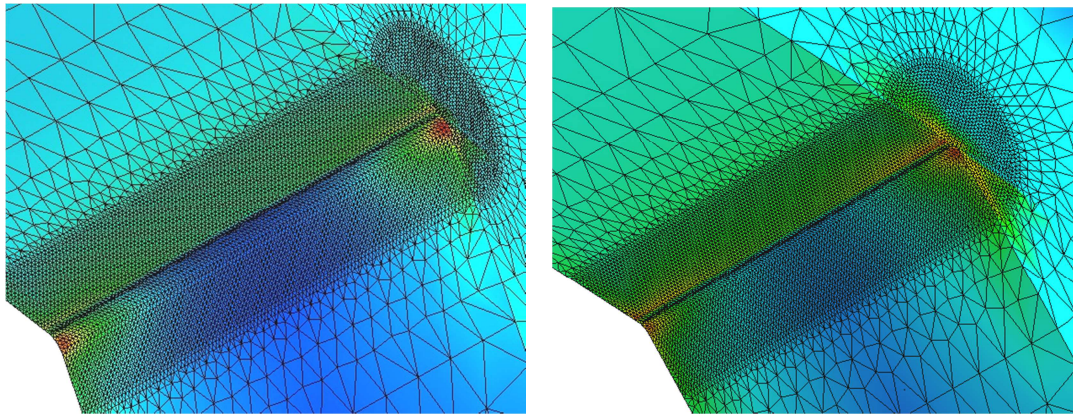
RÁM NS 3
INTENZITA NAPĚTÍ - TOP



UPRAVENÝ RÁM NS 3
INTENZITA NAPĚTÍ - TOP



Obr. 15: Porovnání intenzit napětí (vnější povrch)



Obr. 16: Porovnání detailů max. intenzit napětí (TOP)

8. Určení počtu cyklů do iniciace trhliny u upraveného rámu

V této kapitole je proveden stejný výpočet počtu cyklů do vzniku trhliny jako v předchozím případě, ale jsou použity hodnoty z MKP analýzy upraveného rámu.

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sigma_f}{E \cdot \varepsilon_f} \cdot \frac{\varepsilon_{ap,v}}{\varepsilon_{ae}} \right)^{\frac{1}{c-b}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{346,20 \text{ MPa}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \text{MPa} \cdot 0,167} \cdot \frac{7,54 \cdot 10^{-4}}{5,6 \cdot 10^{-4}} \right)^{\frac{1}{-0,48 - (-0,033)}} = 7\,801 \text{ cyklů}$$

Závěr a zhodnocení

Porovnáním počtu cyklů do vzniku trhliny u staré konstrukce (1 408 cyklů) a počtu cyklů do vzniku trhliny konstrukce, která byla upravena (7 801 cyklů) bylo zjištěno výrazné zvýšení životnosti. Mírnou úpravou lichoběžníkového držáku rámu byla zvýšena původní životnost více než pětinasobně. Prodloužení horní části držáku není nijak výrobně ani finančně náročné, avšak výsledný efekt je více než uspokojivý. Touto konstrukční změnou je zajištěna dostatečná životnost rámu i u uživatelů, kteří návěs občasně přetěžují. Uživatelé dodržující stanovenou nosnost mají zajištěn bezproblémový provoz po mnoho let. Je pravděpodobné, že dříve dojde k technickému zastarání vozu než k únavovému poškození rámu.

Firmě vyrábějící tento typ návěsů lze doporučit obdobnou kontrolu rámu z hlediska životnosti i pro další návěsy výrobní řady NS-Line jako je například NS 2, NS 5, NS 6. Zmiňované návěsy mají analogicky stejnou konstrukci jako analyzovaný NS 3. Tento článek může poté sloužit jako metodický návod či postup.

LITERATURA

- [1] Růžička, M., Hanke, M., Rost, M.: *Dynamická pevnost a životnost*, ČVUT Praha, 1989, 212s.
- [2] Vlček, M.: *Dynamická pevnost a životnost*, VUT Brno, 1992, 223s., ISBN80-214-0427-2
- [3] Pluhař, J., Puškár, A., Koutský, J., a kol.: *Fyzikální metalurgie a mezní stavy materiálu*, SNTL, Praha, 1987.
- [4] Pošta, J.: *Kalové hospodářství čistíren odpadních vod*, 35s. Získáno 3.10. 2012, z web.vscht.cz/starad/html/COV_Skripta_Kal_hosp.doc
- [5] Vyhláška 341/2002 Sb. *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*, Ministerstvo dopravy a spojů, 11.7.2002.
- [6] Dassault Systèmes SolidWorks Copr. *SolidWorks Simulation 2010* [software]