EAN '95

33rd Conference of Experimental Stress Analysis
33. konference o experimentální analýze napětí
5. - 8.6.1995, Třešť, Czech Republic

SERVICE STRENGTH OPTIMIZATION OF TROLLEYBUS STRUCTURAL COMPONENTS BY APPLICATION OF BOTH ESA AND FEM PROCEDURES

OPTIMALIZACE PROVOZNÍ PEVNOSTI KONSTRUKČNÍCH ELEMENTŮ TROLEJBUSU S VYUŽITÍM POSTUPŮ EAN A MKP

M. Kepka - M. Hejman

Paper describes the solution of fatigue life of a front suspension holder and the solution of service strength of a steering lever of ŠKODA trolleybus.

1. Úvod

Při vývoji složitých konstrukcí, strojů a zařízení se nelze zpravidla obejít bez výpočtových ani bez experimentálních metod. Tak např. při řešení problematiky provozní pevnosti se vhodně doplňuje výpočtová analýza napětí metodou konečných prvků s analýzou napětí pomocí tenzometrie. Každá z metod má své dominantní postavení v určitém stádiu vývoje, jak schematicky naznačuje tab. 1. Obě metody se protínají ve fázi optimalizace řešení výrobku. Dále uvádíme dva příklady aplikace (MKP+EAN) při řešení provozní pevnosti a životnosti konstrukčních elementů trolejbusu ŠKODA 22 Tr.

2. Držák pérování přední nápravy

Při měření provozního namáhání prototypu trolejbusu ŠKODA 22 Tr byly zjištěny vysoké hodnoty amplitud dynamických napětí na držáku pérování přední nápravy. Tuto důležitou součást bylo třeba upravit tak, aby vyhovovala z hlediska účinků provozního zatížení i jednoduchosti montáže. Původní konstrukce držáku předního pérování (obr.1A) byla přitom navržena poddajná v podélném směru z důvodů jednoduchosti montáže. Poddajné pásnice držáku se vsadily mezi příčky podvozkového rámu na čepy a přitáhly se šroubovými spoji.

Na držák předního pérování působí v provozu tyto síly:
S - síla od vlnovcové pružiny,
F - síla od tlumiče.
Časové průběhy těchto sil jsou závislé na propérování nápravy, vyvolávaném jízdou vozidla přes nerovnosti vozovky. Síly S a F však nepůsobí ve fázi, takže nedochází k současnému působení jejich maximálních hodnot. Výpočty MKP prokázaly, že řádově významnější jsou zatěžovací účinky od tlumiče, jehož síla F působí excentricky a způsobuje

nezanedbatelnou deformaci držáku pérování v podélném směru (ve směru jízdy vozidla). Naměřené hodnoty dosahovaly až 380 MPa, vypočteno bylo 400 MPa v kritickém místě.

Nejprve byly propočteny varianty, sledujících zvýšení tuhosti obou pásnic (ramen) držáku v podélném směru (obr. 1B a 1C). Navržené varianty potvrdily výrazný pokles napětí od provozního zatížení. Současně se však ukázalo, že vyztužení obou pásnic není vhodné z hlediska montáže. Dotažení tuhých pásnic k příčkám podvozkového rámu, vyrobeným ve vzdálenosti s dovolenou tolerancí, vyvolává nepříznivě vysoké hodnoty montážního statického předpětí. Konstruktéry závodu ŠKODA Ostrov bylo navrženo kompromisní řešení, vyztužující pouze jedno rameno držáku (obr. 1D a obr.2). Výpočet této varianty prokázal pokles napětí v místech tenzometrů na 90 MPa. Při jízdě vozidla přes normalizované překážky byly naměřeny maximální amplitudy dynamických napětí do 60 MPa. Tato hodnota zaručuje pro navržený materiál držáku předního pérování (KOHAL) a použitou technologii svařování trvalou únavovou životnost.

3. Předlohová páka řízení

Během zkušebního provozu prototypu trolejbusu ŠKODA 22 Tr došlo k deformaci původní předlohové páky řízení (obr. 4A). Konstruktér uvažoval pro výrobu předlohové páky řízení materiál 12 050.6. Cílem bylo navrhnout optimální tvar z hlediska provozní pevnosti a únavové životnosti.

Páka přenáší kvazistatické zatížení při zatáčení kol v průběhu jízdních manévrů vozidla (síly od posilovacího servomotoru řízení) a dynamické síly, které vyvolává jízda vozidla po nerovnostech vozovky (reakce zejména na boční síly ve styku pneumatika/vozovka a síly vznikající propérováním nápravy). Stanovena byla následující kritéria.

a) Kritérium pro posouzení kvazistatického namáhání:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_d = \frac{Re}{K} = \frac{390}{1.5} = 260 \text{ MPa}$$

σ_{max} - maximální statické namáhání,
σ_d - dovolené namáhání,
Re - mez kluzu základního materiálu,
K - součinitel bezpečnosti.

b) Kriterium pro posouzení dynamického namáhání:

$$\sigma_{amax} \leq \sigma_c^*$$

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \eta = 0{,}33 \cdot Rm \cdot \eta = 0{,}33 \cdot 640 \cdot 0{,}75 = 158 \text{ MPa}$$

σ_{amax} - maximální amplituda dynamického namáhání,
σ_c^* - mez únavy součásti,
σ_c - mez únavy základního materiálu,
η - součinitel kvality povrchu,
Rm - mez pevnosti základního materiálu.

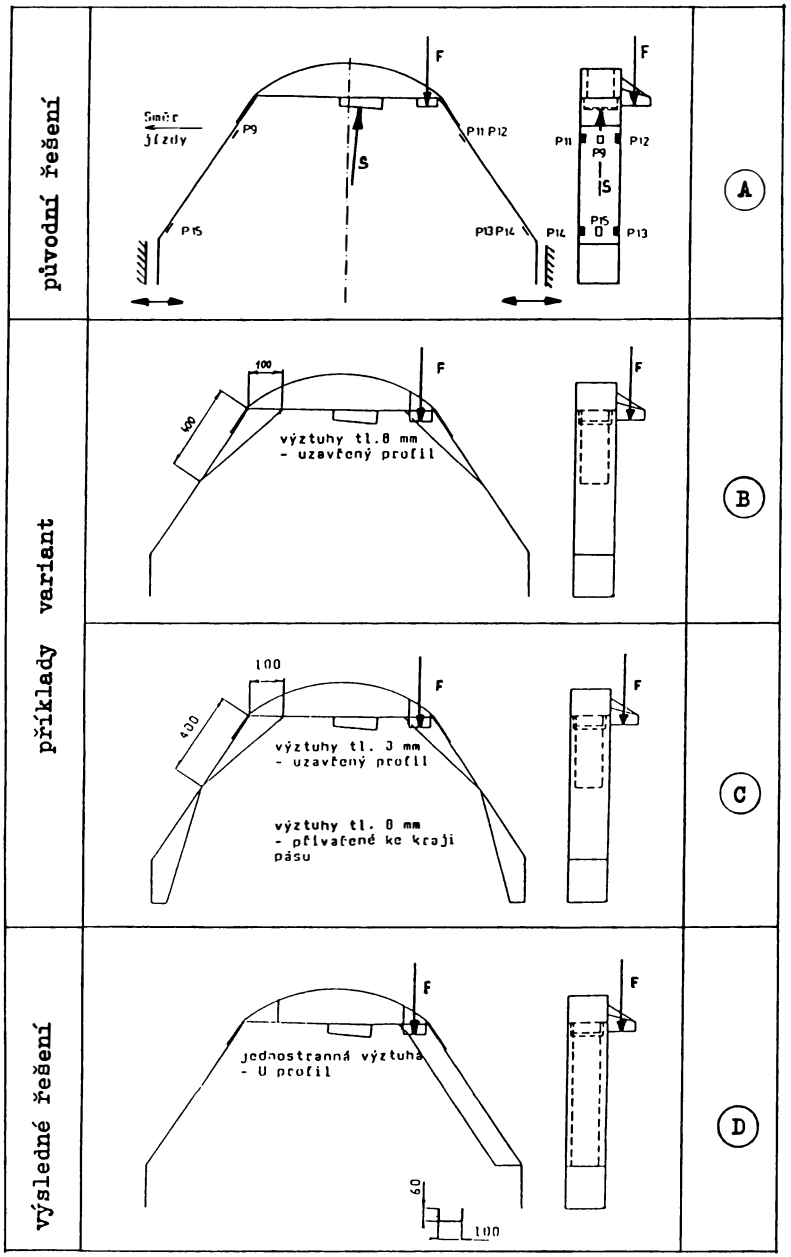
Do vozidla byla instalována provizorně zesílená předlohová páka řízení (obr. 4B), s níž bylo provedeno tenzometrické měření. Proměřeny byly tyto zatěžovací stavy:
1) Zatáčení předních kol do překážky (v tomto případě posilovací servo vyvíjí maximální sílu) - časový průběh napětí pro "kritický" tenzometr R7 je znázorněn na obr.3 . Maximální napětí dosáhlo hodnoty σ_{max} = 251 MPa < σ_d.
2) Jízda v reálných provozních podmínkách na běžné trolejbusové lince. Dlouhodobé časové průběhy napětí pro 2 x 9 km jízdy byly zpracovány metodou stékání deště. Maximální amplituda cyklických napětí dosáhla hodnoty σ_{amax} = 94 MPa < σ_c^*.

Z pohledu naměřených hodnot bylo možno konstatovat, že provizorní provedení předlohové páky řízení vyhovuje z hlediska únavové pevnosti, ale je na mezi dovoleného namáhání při extrémním kvazistatickém zatížení. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k její další tvarové optimalizaci metodou konečných prvků.

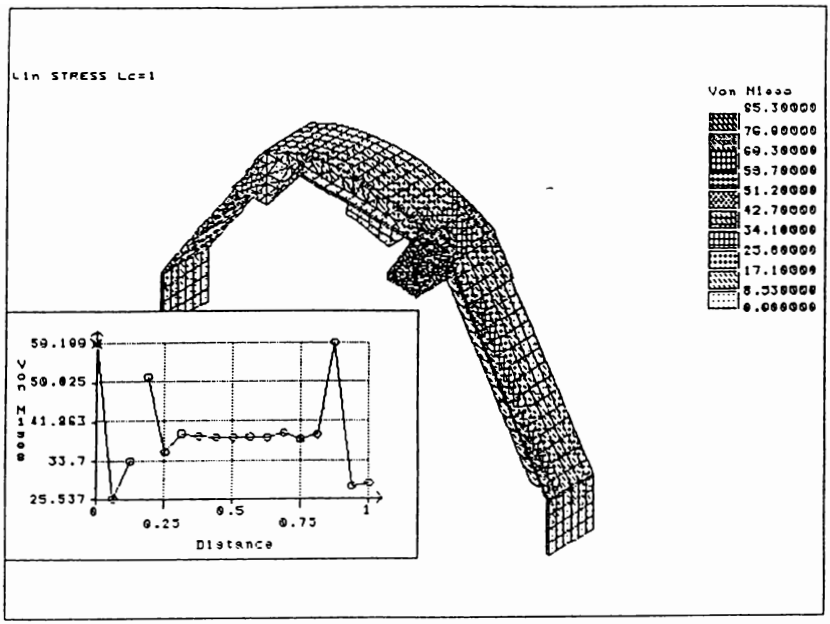
Výpočet provizorně zesílené předlohové páky řízení ukázal kritická místa, kde napětí HMH lokálně přesahovalo 400 MPa. Z tohoto výpočtu bylo zřejmé, v kterých místech je nutné páku zesílit. Programový balík COSMOS - EXPLORER dovoluje popsat model parametricky a následně dané parametry optimalizovat podle předem zvolených kriterií. Jako směr optimalizace byl zadán minimální objem součásti při maximálním dovoleném napětí HMH (v uzlech) v rozmezí 260 až 280 MPa. Pro jednotlivé optimalizované parametry byly vymezeny hranice jejich změny. Směr posunu rozměrů je zřejmý z obr. 4C. Pro napojení hran modelu součásti byla použita křivka zachovávající spojitou deformaci při přechodu na sousední křivky, což je výhodné z hlediska jednoduchého popisu měnícího se tvaru součásti. Tento tvar je možné vyrobit, protože páka je vypalována z plechu o tl. 32 mm. Optimalizovaných parametrů bylo 6. Výpočet byl složitý a k optimálnímu tvaru iteroval velmi pomalu, proto bylo přistoupeno k rozdělení výpočtu do tří částí a to zvlášť v každém ramenu páky v kritickém rádiusu (což je obvyklý postup např. u nelineární regrese). Výpočet byl proveden na počítači PC 386 s 8 MB RAM. K dosažení optima bylo zapotřebí cca. 30 iterací, což představuje asi 12 hod. strojního času. Výsledný tvar je vidět na obr.4C. Maximální napětí HMH vyšlo 265 MPa, což odpovídalo požadovanému kritériu optimalizace.

stadium výrobku	hlavní cíl stadia	hlavní metoda řešení
projekt	dimenzování	MKP
funkční vzorek	optimalizace	MKP + EAN
prototyp	kontrola	EAN

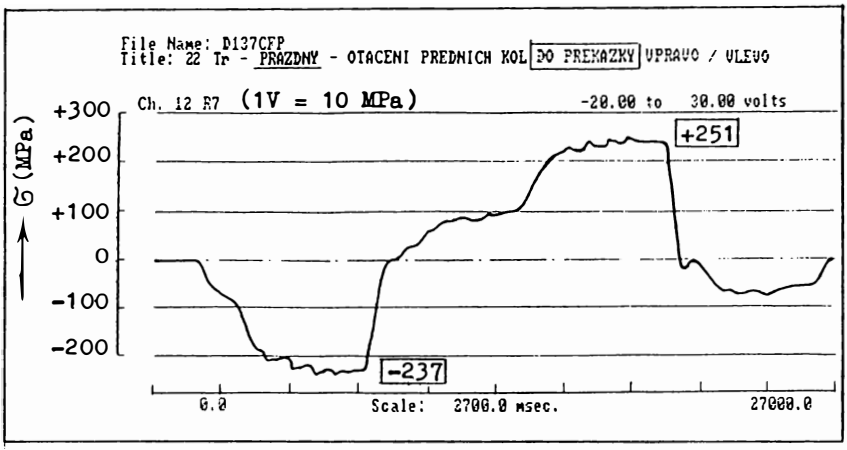
tab. 1 - Hlavní podíl MKP a EAN pro řešení provozní pevnosti.


původní řešení
příklady variant
výsledné řešení
A
B
C
D
F
Směr jízdy
P9
P11 P12
P15
P13 P14
S
výztuhy tl.8 mm
- uzavřený profil
100
80
výztuhy tl. 3 mm
- uzavřený profil
výztuhy tl. 8 mm
- přivařené ke kraji pásu
jednostranná výztuha
- U profil
60

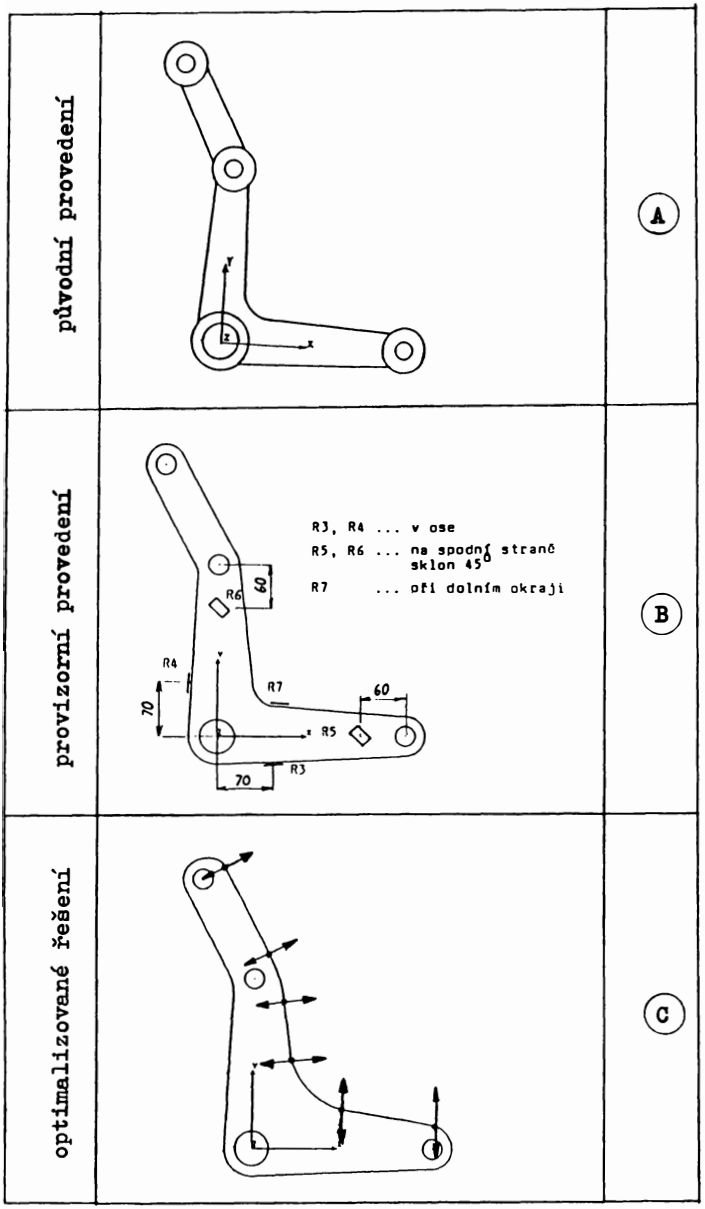
OBR. 1


Lin STRESS Lc=1
Von Mises
85.30000
76.90000
68.30000
59.70000
51.20000
42.70000
34.10000
25.60000
17.10000
8.530000
0.000000
59.109
50.025
41.263
33.7
25.537
Von Mises
0
0.25
0.5
0.75
1
Distance

OBR. 2


File Name: D137CFP
Title: 22 Tr - PRAZDNY - OTACENI PREDNICH KOL DO PREKAZKY VPRAVO / VLEVO
Ch. 12 R7 (1V = 10 MPa)
-20.00 to 30.00 volts
+251
-237
σ (MPa)
+300
+200
+100
0
-100
-200
0.0
Scale: 2700.0 msec.
27000.0

OBR. 3



OBR. 4

Miloslav Kepka/Ing.,CSc. - Marek Hejman/Ing.
ŠKODA, VÝZKUM, Plzeň, s.r.o., Tylova 57, 316 00 Plzeň
lefon: (+4219)-7044841 Fax: (+4219)-533358