

VERSENYAUTÓ ALVÁZ TÉRBELI RÚDMODELLJÉNEK VÉGESELEMES ANALÍZISE

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF THE BEAM MODEL OF A RACING CAR CHASSIS

Aczél Ákos*, egyetemi tanársegéd, Bojtár Gergely*, egyetemi tanársegéd

Fehér Lajos** MSc hallgató, Keresztes Dávid**, MSc hallgató

*Széchenyi István Egyetem, Alkalmazott Mechanika Tanszék, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

**Széchenyi István Egyetem, Műszaki Tudományi Kar, H-9026 Győr, Egyetem tér 1.

ÖSSZEFOGLALÁS (ABSTRACT)

This paper presents the results of the first investigations on the effects caused by the critical loads applied to a racing car chassis. The chassis under survey was used in the Shell Eco Marathon race.

Our aim was to determine the internal forces and the stress distribution in the cross-sections of the chassis-beams. These results can help us to optimize the geometry of the chassis, and to construct the structure of the chassis-beams made of multilayer carbonfiber composites.

1. BEVEZETÉS

A járműiparban éppúgy, mint más iparágakban a hagyományos szerkezeti anyagokat, az acélt, illetve az alumíniumot fokozatosan felváltják a könnyebb, de nagy szilárdságú és merevségű szálerősített kompozit anyagok. Mivel a szálerősített anyagok nem izotrópok, egy adott terhelés hatása a szerkezetre a felhasznált mátrixanyag, az erősítőszál anyagi tulajdonságai és a szerkezet makroszkopikus geometriai méretei mellett attól is függ, hogy a szálerősítés milyen irányú a kompozit egyes rétegeiben. A kompozit anyagú szerkezeti elemek viselkedése analitikusan nem írható le. Ezért van szükség végelelemes vizsgálatokra nemcsak a már megtervezett szerkezet modellezéséhez, hanem – előtanulmányként – a felhasználni kívánt többretegű kompozit anyag szerkezetének meghatározásához is.

2. A KITŰZÖTT FELADAT

Azt a célt tűztük ki, hogy a Shell Eco-Marathon versenyen indult jármű alvázának tömegét minimalizáljuk egyrészt az alumínium helyett szénszövet-erősítésű kompozit anyag választá-

sával, másrészt a jelenlegi geometria (kiindulási geometria) optimalizálásával.

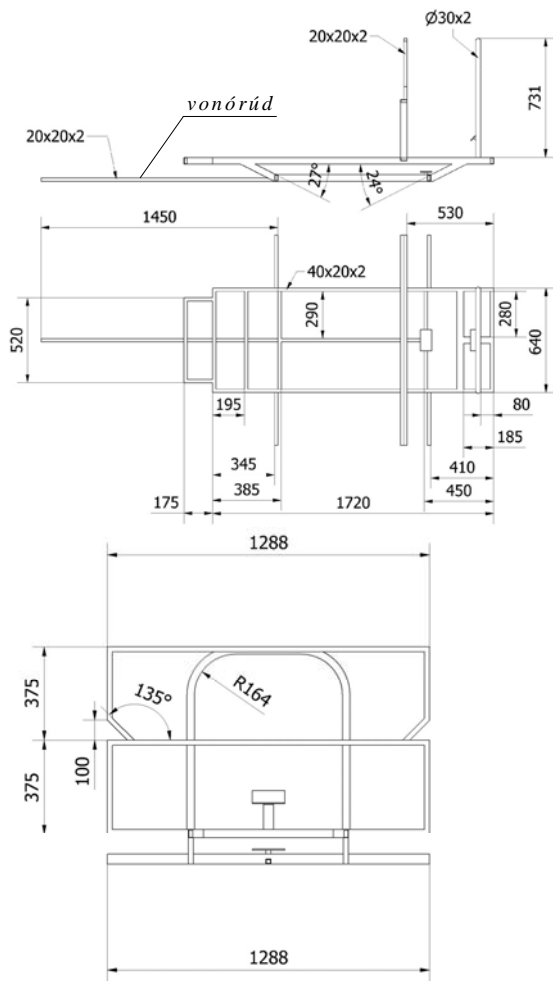
Ebben a cikkben a kiindulási (jelenlegi) geometria rúdmodelljének vizsgálatával foglalkozunk. A végelelemes analízis feladata a jelenlegi alváz szilárdságtani vizsgálata volt annak megállapítása végett, hogy a szerkezetnek vannak-e olyan részei, ahol a kritikus terhelések hatására is csak rendkívül kis feszültségek lépnek fel, és vannak-e olyan részei, ahol a feszültségek és/vagy az elmozdulások nagysága a megengedettnél nagyobb. Előbbi esetben a szerkezet egyes pontjain lehetőség nyílik a szerkezet súlyának csökkentésére, míg utóbbi esetben egyes helyek megerősítése válhat szükségessé.

3. A RÚDMODELL

Az alváz rúdmodelljét az adott versenyautó-alváz geometriai méreteinek felhasználásával készítettük el. Figyelembe vettük azt, hogy az alvázra ható terhelések többségükben tehetetlenségi terhelésként jelentkeznek. A kiindulási geometria az 1. ábrán látható. (Ábráinkon az [1]-ben definiált jelöléseket használjuk.)

A járműnek az alvázhhoz rögzített részei (kerékagyak, akkumulátor, karosszéria, vezetékezés, kormánymű, ülés és a járművezető teste) súlyterhelésként és – gyorsulás esetén – tehetetlenségi terhelésként hatnak az alvázra. Ezeket a koncentrált tömegként figyelembe vett „alkatrészeket” is szemlélteti a 2. ábra (a jobb áttekinthetőség kedvéért a vonórudat ezen az ábrán nem tüntettük fel).

Az alváz, illetve a jármű a négy kerekén keresztül érintkezik az útburkolattal. Ezt a kapcsolatot rugalmas ágyazással modelleztük. A terhelések az önsúlyból, az alváz tömegének és az alvázhhoz rögzített koncentrált tömegek gyorsulásakor jelentkező tehetetlenségi erőkből és egyéb hatásokból származnak.

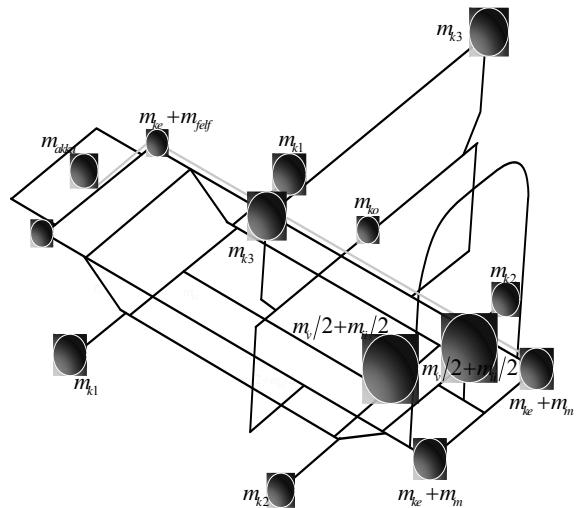


1. ábra. A versenyautó alvázának kiindulási geometriája

Az alvázra ható alapterheléseket [1] részletesen vizsgálja és a jármű menettulajdonságainak figyelembevételével meghatározza a kritikus terheléseket. Az alapterhelések kombinációit vizsgálva kiderült, hogy az alváz kritikus terhelése a „véselfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben”, vagyis a megcsúszási és kicsúszási határeset. Ez a kritikus terhelés a gravitációs terhelés, a véselfékezéskor és kanyarodáskor fellépő tehetetlenségi erők, a fékszerkezeteknél ható fékezési nyomtér, a vezetőtől származó fékezési erőterhelés, a fékezetlen hátsó kerékpár lassításából származó terhelés és a kanyarodásnál a kerekekről átadódó nyomtérkök szuperpozíciójaként áll elő. A rúdmodell végelemes vizsgálatát elvégeztük alumínium, illetve szerkezeti acél anyagú zárt szelvényű rudak alkalmazásával.

A jelenlegi alváz Al 99,5 jelű szerkezeti alumíniumból készült, melynek anyagjellemzői (Young-modulus, Poisson-tényező, szakítószilárdság, folyáshatár) a következők:

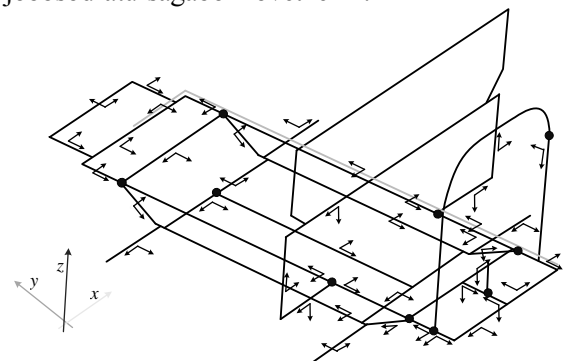
$$E = 72000 \text{ MPa}, \quad \nu = 0,2963, \quad R_m = 150 \text{ MPa}, \\ R_{p0,2} = 75 \text{ MPa}.$$



2. ábra. Az alváz, az alvázat terhelő koncentrált tömegek és az alváz rugalmas ágyazása

4. A VÉGESELEM SZÁMÍTÁSOK EREDMÉNYEI ALUMÍNÍUM ALVÁZ ESETÉN

Az I-DEAS végelem program számításainak első eredményeit, vagyis az igénybevételi ábrákat annak figyelembe vételével kell kiértékelni, hogy az egyes mennyiségeket a program nem a globális koordináta-rendszerben kezeli, hanem a lokális, az elemekhez rögzített koordináta-rendszerben. A 3. ábrán a lokális koordináta-rendszerek irányítása látható. Az áttekinthetőség kedvéért csak két tengelyt tüntettünk fel. Az x tengely minden esetben a szóban forgó rúdelem súlyponti szálában fut, az ábrázolt másik irány a mindenkor y tengelyt jelöli ki. A z tengely irányítása a koordináta-rendszer jobbsodratúságából következik.



3. ábra. Lokális koordináta-rendszerek irányítása a rúdszerkezet egyes elemein

A fekete ponttal jelölt helyeken a lokális koordináta-rendszer egy rúdon belüli változása következik be. Mivel az igénybevételek a lokális koordináta-rendszerben adottak, ezért ezekben a pontokban az ábrázolt igénybevételek szakad-

sa figyelhető meg, aminek értelmezésekor figyelembe kell venni a lokális koordináta-rendszer változását is. Megfigyelhető, hogy a végeleemes modell nem szimmetrikus abban a tekintetben sem, hogy hol találhatóak ezek a pontok.

A rugalmas izotróp szerkezeti anyag esetén érvényes Huber-Mises-Hencky-(HMH)-elmélet szerint tönkremenetel szempontjából azok a pontok egyformán veszélyesek, ahol a HMH-féle redukált feszültség értéke azonos. A HMH-féle redukált feszültség kiszámítása általános esetben:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (1)$$

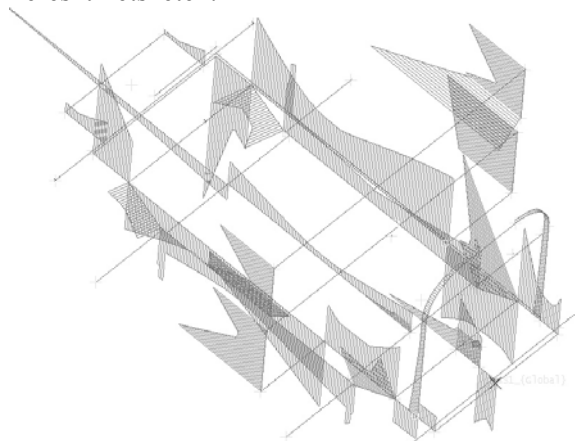
ahol $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ a főfeszültségek.

Rúdszerkezet esetén:

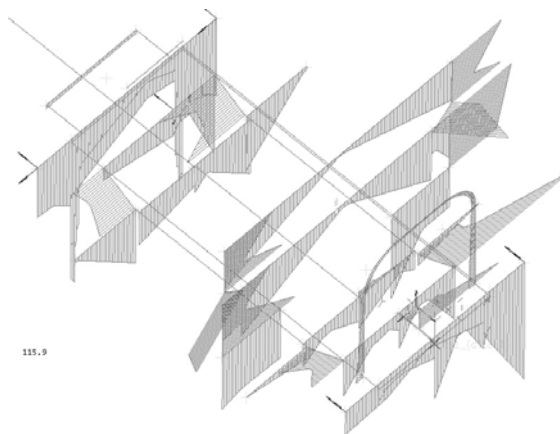
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2)$$

ahol σ a normál-feszültség, τ a csúszató-feszültség. Kézenfekvő, hogy először azt vizsgáljuk, melyek a rúdszerkezet azon keresztmetszetei, ahol a legnagyobb HMH redukált feszültséggel jellemezhető pontok vannak. A 4. és 5. ábrán a rúdszerkezet keresztmetszeteinek tönkremenetel szempontjából legveszélyesebb pontjának Huber-Mises-Hencky-féle redukált feszültségét ábrázoltuk.

Az ábrákon jól láthatóak a szerkezet veszélyes pontjai, pontosabban megkereshetők a legnagyobb redukált feszültségű pontokhoz tartozó keresztmetszetek.

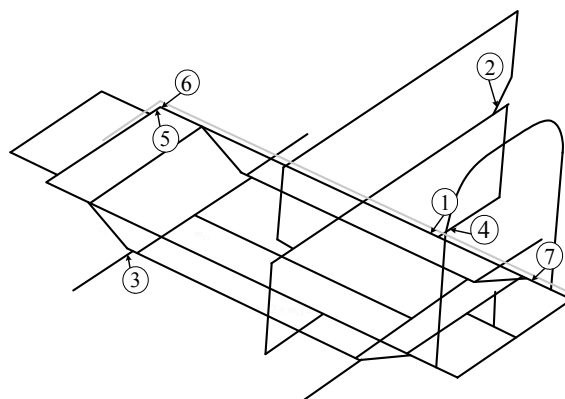


4. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordináta-rendszer yz síkjával párhuzamos rudakban



5. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordináta-rendszer xz síkjával párhuzamos rudakban

A 6. ábrán a szerkezet veszélyes pontjai láthatók. Az analízis során ezen keresztmetszetek feszültségeloszlását vizsgáljuk, megállapítva, hogy van-e lehetőség a redukált feszültség csökkentésére és hogyan lehet a teherbírás szempontjából optimális rétegszerkezetet kialakítani szálerősített kompozit anyag használata esetén.



6. ábra. A rúdszerkezet veszélyes keresztmetszetei

A vizsgált veszélyes pontokat három csoportba sorolhatjuk:

A 6. ábrán az 1-4 számokkal jelölt keresztmetszetek igénybevétele a karosszéria súlyterhelése és tehetetlenségi terhelése miatt jelentős.

Az 5-6 jelű keresztmetszetek a fékezett jobb első kerék felfüggesztésének hatásait viselik.

A 7 jelű keresztmetszetben fellépő magas redukált feszültségért az alsó hosszartók kedvezőtlen csatlakoztatása a felelős.

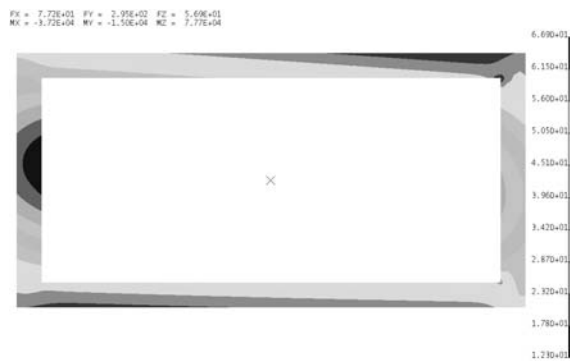
4.1. A karosszéria hatása

A jármű karosszériája nehéz: a napelemekkel, plexi szélvédővel, világítóberendezésekkel és más kapcsolókkal szerelt vékony kompozit szerkezet a teljes (vezetővel együtt vett) tömegnek 31%-át teszi ki (72 kg). Ebben a modellben nem vesszük figyelembe, hogy a karosszériának merevítő hatása is van, ezért az alváz terhelése szempontjából az alvázhoz csatlakozó konzolokhoz erősített koncentrált tömegekként modellezzük. A teljes tömeget a karosszéria ismert súlypont-koordinátái alapján osztottuk el az azt tartó 4 konzol és a karosszériát merevítő alumíniumkeret csatlakozási pontjai között. Ezek a konzolok 324 mm hosszúak, így a rájuk eső koncentrált tömeg a súly- és gyorsulási terhelés hatására jelentős hajlító nyomatékot eredményeznek az alvázhoz való csatlakozásnál. A 6. ábrán 1, illetve 3 jelű keresztmetszet jelentős igénybevétele, pontosabban az összetett igénybevétel nyomán jelentkező redukált feszültségcsúcs a 4. és 5. ábrán is látható.



7. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 3 jelű keresztmetszeten

A 3 és 4 jelű keresztmetszetekben a 7. és 8. ábrán látható redukált feszültségeloszlás alakul ki.



8. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 4 jelű keresztmetszeten

A 3 keresztmetszet veszélyes pontjában (bal alsó sarok) 40 MPa -t meghaladó, a 4 keresztmetszet veszélyes pontjában 67 MPa-t elérő redukált feszültség lép fel. Ez utóbbi érték megközelíti a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.

Amellett, hogy a karosszéria az öt tartó konzolokat terheli, jelentősen hozzájárul az alváz hossztartóinak igénybevételéhez is.



9. ábra. A redukált feszültség eloszlása az 1 jelű keresztmetszeten

Az 1 jelű keresztmetszet a jármű alvázának jobb felső hossztartóján, közvetlenül a karosszéria merevítő keretének csatlakozása mellett van. A 9. ábrán látható feszültségeloszlás nyírás, hajlítás és csavarás egyidejű jelenlétét mutatja. (Az ábra bal felső sarkában az igénybevételek értékei láthatók.) A csavarás és a nyírás a karosszéria súly- és tömegegyterhelésének következménye. A keresztmetszet kritikus pontjában a redukált feszültség meghaladja a 44 MPa-t.

A 2 jelű keresztmetszetben már többször bekövetkezett törés. A keresztmetszet veszélyes pontjának feszültsége a kritikus terhelés esetén meghaladja a 68 MPa-t, ami megközelíti a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.



10. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 2 jelű keresztmetszeten

Nem felejthetjük el, hogy a karosszéria 6 egymástól független koncentrált tömegekként való megjelenítése csak egy modell, ami figyelmen kívül hagyja a karosszéria merevségét és részvételét a terhelés viselésében.

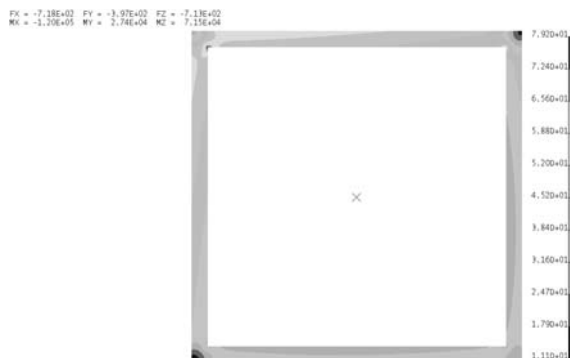
4.2. A fékezett jobb első kerék felfüggesztésének hatása

A végeelem modellben a rugalmas megtámasztást modellező rugókban a gyorsulási terhelés hatására jelentős erők ébrednek, amik az alváznak a kerekéhez, illetve a kereket hordó hídhöz csatlakozó pontjainak terheléseként jelentkeznek. Mivel a kritikus terhelés vérszfekvés és balra kanyarodás együttes bekövetkeztével számol és csak az első kerek fékezett, ezért a legnagyobb igénybevételek a várakozásoknak megfelelően a jobb első kerék felfüggesztésénél lépnek fel.



11. ábra. A redukált feszültség eloszlása az 5 jelű keresztmetszeten

Az első híd mindkét végén 3-3 csomópont elmozdulásai csatolva vannak az alváz első keresztartójának megfelelő csomópontjaihoz. Ez jól modellezi a híd valóságos, csavarokkal történő rögzítését. A terhelést így ez a 3-3 rúdelem közvetíti a kerék és az alváz között.



12. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 6 jelű keresztmetszeten

Ez a magyarázata az 5 jelű keresztmetszet (a keresztartó jobb szélén lévő végeelem) veszélyes pontjában fellépő 120 MPa-t meghaladó redukált feszültségnek (11. ábra). Az ehhez az elemhez csatolt, az első hídon lévő keresztmetszet feszültségeloszlása a 12. ábrán látható. A

veszélyes pont redukált feszültsége 80 MPa körüli. Ezek az értékek túllépik a felhasznált szerkezeti alumínium folyáshatárát.

4.3. Az alsó hosszartók szerepe

Az alsó hosszartók feladata az alváz merevítése, a terhelés átvétele a felső hosszartókról. A 4. ábrán megfigyelhető, hogy az alsó középső hosszartón alig mutatkozik számottevő redukált feszültség. De a másik két alsó hosszartónak a felső hosszartóhoz való csatlakozása is nagy kívánnivalót maga után:

A 7 jelű keresztmetszet a jobb felső hosszartón van, közvetlenül a hátsó keresztartó és a jobb alsó hosszartó csatlakozása mögött.

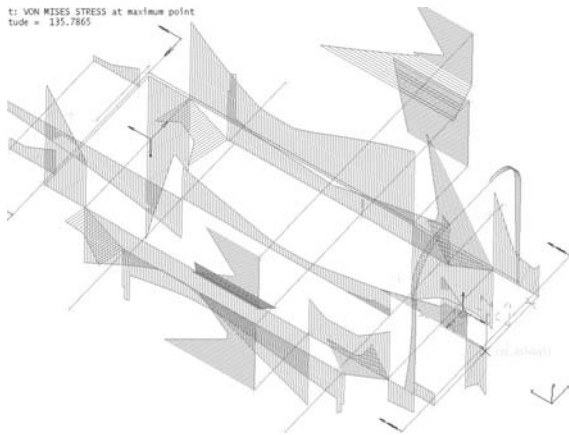


13. ábra. A redukált feszültség eloszlása a 7 jelű keresztmetszeten

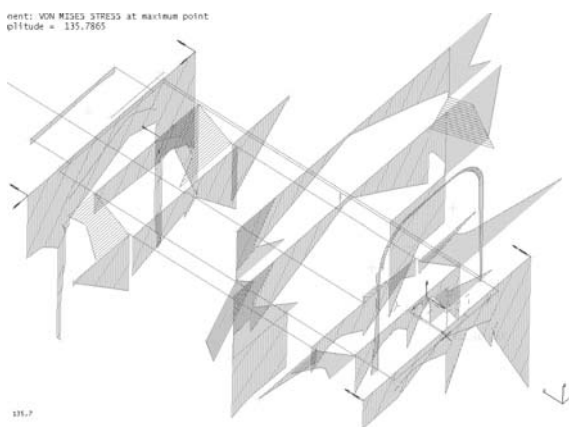
A 4. ábrán látható az itt lévő redukált feszültségcsúc. A redukált feszültség eloszlását a 13. ábra mutatja be. A ferde hajlítás forrása az alsó hosszartón keresztül ható terhelések, elsősorban a vezető tömegének gyorsulásából és súlyából származó terhelés. A csavarás a keresztartó által közvetített terhelésekből ered. A csaknem 50 MPa redukált feszültség mutatja, hogy az alsó hosszartók nem töltik be feladatukat.

5. ELTÉRÉSEK SZERKEZETI ACÉL ANYAGÚ ALVÁZ ESETÉN

A 14. és 15. ábrán a keresztmetszetek veszélyes pontjában a redukált feszültség látható szerkezeti acél anyagú alváz esetén. Amint azt [1] részletesen tárgyalja, a szerkezet anyagának megváltoztatása nem csupán az alváz tehetlenségének megváltozásával jelent terhelésnövekedést. Megváltoznak a kritikus terheléshez tartozó gyorsulások is, ami maga után vonja a kerekéknél ható nyomatók és erők megváltozását is.



14. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordinátarendszer yz síkjával párhuzamos rudakban



15. ábra. HMH-féle redukált feszültség a keresztmetszet veszélyes pontjában, a globális koordinátarendszer xz síkjával párhuzamos rudakban

Ennek ellenére azt tapasztaljuk, hogy a 4. és 5. ábrák (alumínium alváz) alig különböznek a 14. és 15. ábráktól (acél alváz). Ugyanazok a kritikus pontok is, sőt a kritikus pontokhoz tartozó keresztmetszeteken a redukált feszültség eloszlása is. Eltérésként a csaknem 20%-kal magasabb legnagyobb redukált feszültséget kell megemlíteni az alumínium anyagú alvázával megegyező 5 jelű keresztmetszetben.

6. AZ ANALÍZIS ALAPJÁN LEVONHATÓ KÖVETKEZTETÉSEK, AJÁNLÁSOK

Az elvégzett számítások és a most bemutatott előtanulmány eredményeképpen a kompozit anyagú alváz tervezéséhez, kivitelezéséhez érdemi ajánlásokat tehetünk elsősorban a geometria optimalizálása tekintetében.

A kiindulási geometriát öt tekintetben célszerű változtatni:

1. A nagy tömegű karosszéria szükségtelenül hosszú konzolokon csatlakozik a hossztartókhoz. Jelentősen csökkenne a karosszériának az alvázra ható terhelése, ha az alvázkeret közepén, a két tengely között kiszélesedne, vagyis, ha a felső hossztartók síkgörbe rudak lennének.
2. A 2 jelű keresztmetszet környékét meg kell erősíteni
3. A közepén futó alsó hossztartót el lehet hagyni.
4. Az első hidat és az első keresztmetszetet meg kell erősíteni.
5. Az alsó hossztartóknak a felsőkhöz való csatlakozási pontjainak minél közelebb kell kerülnie a hidakhoz. Ez csökkenthetné a csatlakozási pontok közelében fellépő hajlító nyomatékokat.

7. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Kutatásainkat és e publikáció megjelenését a "TAMOP-4.2.1/B-09/1/KONV-2010-0003:

Mobilitás és környezet: Járműipari, energetikai és környezeti kutatások a Közép- és Nyugat-Dunántúli Régióban" projekt támogatása tette lehetővé. A projekt a Magyar Állam és az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

8. IRODALOM

- [1] ÉGERT J., ACZÉL Á., FEHÉR L., KÖRMENDY Á.: Versenyautó alváz mechanikai modellezési lehetőségei és kritikus terhelései. Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma, Miskolc, 2011. november 10-11.
- [2] SAVAGE, G.: Formula 1 Composites Engineering. Engineering Failure Analysis 17 (2010) 92-115. pp.
- [3] C. KARAOĞLU, S. KURALAY: Stress analysis of a truck chassis with riveted joints. Finite Elements in Analysis and Design 38 (2002) 1115-1130. pp.
- [4] HEIßING, B., ERSOY, M.: Chassis Handbook. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011
- [5] DAVIES, G.: Materials for Automobile Bodies. Elsevier, Oxford 2003.