

KÜLLŐS KIALAKÍTÁSÚ VERSENYAUTÓ KERÉKTÁRCSA VÉGESELEMES ANALÍZISE

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A SPIDER RIM OF A RACING CAR

Porkoláb László*
MSc hallgató

Dr. Pere Balázs*
egyetemi docens

Dr. Égert János*
egyetemi tanár

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

E-mail: placi1988@gmail.com

pere.balazs@sze.hu

egert@sze.hu

ABSTRACT. This paper deals with the strength analysis of the rim of a racing car. The main aim during the designing of the rim is to reduce its mass, which improves the efficiency of energy consumption. Originally the rims were made of aluminum alloy (AlMg3). The main goal of this paper is to investigate how to lower the weight by using spider rim and applying carbon fiber reinforced composite material. The possible loads of the whole wheel are separated into basic loads. The structure is thought to be linearly elastic, therefore the superposition of certain basic loads provides the so-called critical loads, which can cause damage in the rim. Stresses caused by the critical loads arising in the rim are analyzed via FEM.

1. BEVEZETÉS

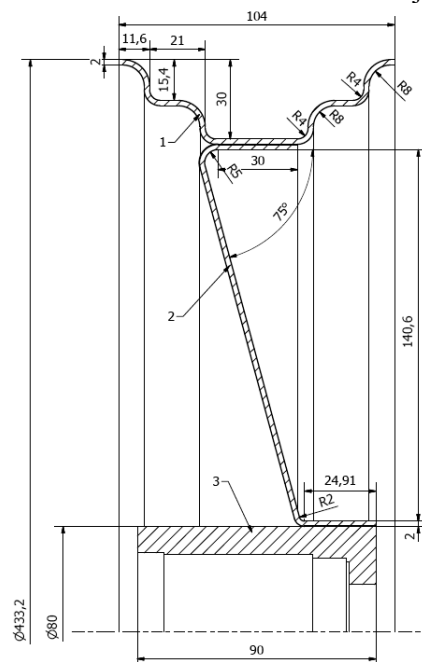
Versenyautók tervezésénél a mérnökök arra törekednek, hogy a jármű, így az egyes alkatrészek súlya minél kisebb legyen. A súlycsökkentés kettős célja a versenyautó menetdinamikájának és az üzemanyag felhasználás hatásfokának javítása. A minden évben megrendezésre kerülő ECO-Shell Marathon nevű versenyen a cél az, hogy az egyes versenyautók energiafelhasználása a lehető legkedvezőbben alakuljon, vagyis egységnyi út megtételéhez minél kevesebb energiát használjanak fel. A súlycsökkentés itt is kulcsfontosságú, bár nem annyira a menetdinamika szempontjából, hanem azért, mert a szerkezet belső súrlódásai hatására fellépő erők kisebbek lesznek, és kisebb teljesítményű motorokkal is eredményesen teljesíthető a verseny, így az energiafelhasználás csökkenthető.

A cikkben egy ultrakönnyű versenyautó küllős kialakítású, szénszálerősítéses rétegzett kompozit anyagból készült keréktárcsájának végeselemes analízise kerül bemutatásra. A rétegszámok, a küllős kialakítás geometriájának, és a küllők számának változtatásával tesz kísérletet a cikk a szilárdsági szempontból, a

súlycsökkentést is szem előtt tartva legkedvezőbb kialakítás meghatározására.

2. A FELADAT KITŰZÉSE

A vizsgálat tárgyát képező keréktárcsa az 1. ábrán látható. A keréktárcsa geometriája úgy lett kialakítva, hogy a gyártás rétegzett kompozit anyagból megvalósítható legyen. A kerék mechanikai szempontból három jól elkülöníthető részből áll össze: a gumiabroncsból (az ábrán nem látható), egy héj szerkezetből, és az agyból. A gumiabroncsot a róla átadódó erőkön keresztül vesszük csak figyelembe, azaz a gumiabroncsra ható erőket a gumiabroncs és a keréktárcsa érintkezési felületére redukáljuk.



1. ábra. A keréktárcsa felépítése.

A cikkben csak a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáljuk. Az agyat a héj szerkezet rugalmas ágyazásaként modellezzük. Az agy rugalmas ágyazásaként történő figyelembevétele az [1] cikkben található meg, itt csak az ott közölt eredményekre hivatkozunk. A héj szerkezet szilárdságtani vizsgálata előtt tisztázni kell a

keréktárcsára ható alapterheléseket, és meg kell határozni, hogy szilárdsági szempontból mely alapterhelések együttese veszélyesek. A rugalmas ágyazás mechanikai jellemzőinek és a terheléseknek az ismeretében a szilárdsági számítások elvégezhetők. A számítási eredmények birtokában következtetéseket vonhatunk le a szerkezet geometriájának, a kompozit anyag rétegszerkezetének jóságáról, javaslatokat tehetünk például a geometria, vagy az alkalmazott rétegelt kompozit szerkezet megváltoztatására.

3. A KERÉKTÁRCSA KRITIKUS TERHELÉSEI

A keréktárcsát verseny közben összetett terhelések érhetik, ezért a terheléseket lebontottuk egyszerű, úgynevezett alapterhelésekre, amelyeknek szuperpozíciója adja meg az összetett, kritikus terheléseket. A terhelések meghatározásánál elhanyagoltuk a keréktárcsa önsúlyát, a keréktárcsa forgásából származó tehetetlenségi erőket, valamint a vészfékezésnél és a kanyarodásnál fellépő gyorsulásból (a keréktárcsa gyorsulásából) származó tehetetlenségi erőket. Az egyes alapterhelések a következők lesznek:

1. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb első kerékre ható normál terhelés.

2. *alapterhelés*: a jármű súlyából a jobb hátsó kerékre ható normál terhelés.

3. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

4. *alapterhelés*: a vészfékezésnél (megcsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő tangenciális terhelés.

5. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

6. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb első keréknél fellépő keresztirányú terhelés.

7. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő pótlólagos (+) normál terhelés (terhelésnövekmény).

8. *alapterhelés*: a kanyarodásnál (kicsúszási határeset) a jobb hátsó keréknél fellépő keresztirányú terhelés.

9. *alapterhelés*: a guminyomásból származó terhelés.

A keréktárcsára ható alapterhelések szuperpozíciójaként a következő kritikus terhelések adódnak.

1. *kritikus terhelés*: vészfékezés – megcsúszási határeset (1+3+4+9 alapterhelés).

2. *kritikus terhelés*: kanyarodás nagy sebességgel – kicsúszási határeset (2+7+8+9 alapterhelés).

3. *kritikus terhelés*: vészfékezés nagy sebességgel történő kanyarodás közben – megcsúszási és kicsúszási határeset (1+3+4+5+6+9 alapterhelés)

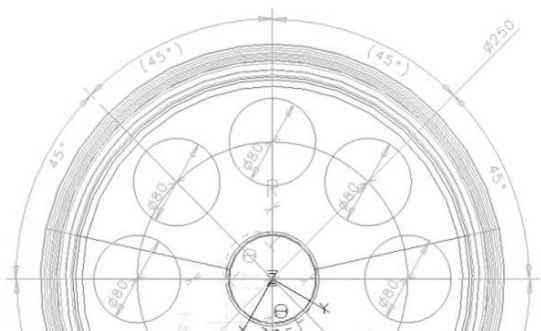
Az 1. kritikus terhelési esetben a versenyautó első kerékpárjának lényegesen nagyobb terhelést kell elviselnie, mint a hátsó kerékpárnak, mert csak az első kerékpár fékezett. A két első kerék közül a jobboldalira nagyobb terhelés hat, mint a baloldalira (lásd [2]). Ezért az 1., 3. és a 4. alapterhelési esetben és így az 1. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 2. kritikus terhelési esetben (balra kanyarodást feltételezve) a jobboldali kerekek terhelése nagyobb, mint a baloldali kerekéké. A két jobboldali kerék közül a hátsóra nagyobb terhelés hat, mint az elsőre (lásd [2]). Ezért a 2., 7. és a 8. alapterhelési esetben és így a 2. kritikus terhelési esetben is a jobb hátsó kerékre ható terhelésekkel számolunk.

A 3. kritikus terhelési esetben a jobb első kerékre hat legnagyobb terhelés. Ezért az 1., 3., 4., 5. és a 6. alapterhelési esetben és így az 3. kritikus terhelési esetben is a jobb első kerékre ható terhelésekkel számolunk.

4. A VÉGESELEM ANALÍZIS EREDMÉNYEI

A számítások során a keréktárcsa héj szerkezetét vizsgáltuk. A kerékagyat rugalmas ágyazással modelleztük, a terhelések pedig a 3. pontban felsorolt kritikus terhelések voltak. A keréktárcsa héjszerkezetének anyaga epoxi gyanta mátrixszű T300H/3900-2 elnevezésű szőtt szénszálas textília volt, amelynek anyagállandói a 1. táblázatban láthatóak. A héj vastagsága a tárcsa részen 1,25mm, a pánt részen 3.25mm volt. A küllős kialakítást a tárcsarészen elhelyezett furatokkal értük el (lásd 2. ábra). A számítást az I-DEAS mérnöki tervező rendszer végeelem moduljával végeztük el. Feltételeztük, hogy csak kis elmozdulások és alakváltozások történnek, és az anyag lineárisan rugalmasan viselkedik.



2. ábra. A keréktárcsa küllős kialakítása furatok elhelyezésével a tárcsa részen.

1. táblázat: A epoxi gyanta mátrixszű T300H/3900-2 elnevezésű szőtt szénzálal textíli anyagállandói

Szilárdsági paraméterek	Jelölés	MPa
szakító szilárdság	Xt	1450,66592
nyomó szilárdság	Xc	858,78156
keresztirányú szakító szilárdság	Yt	1450,66592
keresztirányú nyomó szilárdság	Yc	858,78156
nyíró szilárdság	S	94,872448
hosszirányú rugalmassági modulus	Ex	84737,092
keresztirányú rugalmassági modulus	Ey	84737,092
csúsztató rugalmassági modulus	Gxy	6205,32
Poisson-tényező	ν	0,29

Először megvizsgáltuk, hogy melyik kritikus terhelési eset okozza a legnagyobb elmozdulásokat a keréktárcsán, és melyik esetén lép fel a legnagyobb tönkremeneteli kritérium. Az 2. táblázatban a hat küllős keréktárcsa esetén láthatóak a fent említett értékek. Megállapítható, hogy a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határesetre a legveszélyesebb, ekkor a legnagyobbak a tönkremeneteli kritérium és elmozdulások értékei.

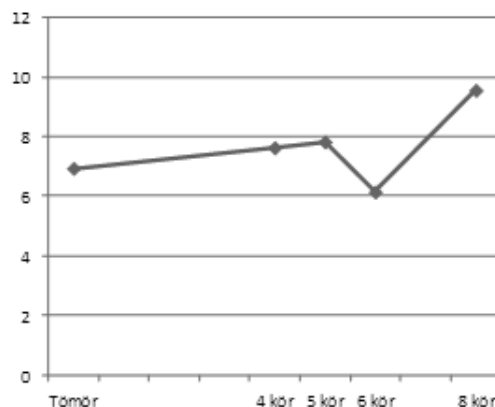
2. táblázat: 6 küllős keréktárcsa maximális elmozdulásai, maximális tönkremeneteli kritériumai.

	Max. Elmozdulás [mm]	Max. Tönkr. krit.
1. kritikus terhelés	1,24	0,853
2. kritikus terhelés	6,15	0,937
3. kritikus terhelés	4,44	0,871

Ezek után számításokat végeztünk 4, 5, 6 és 8 küllős, keréktárcsákra. Azt vizsgáltuk, hogy azonos terhelések mellett melyiknél lesz a legkisebb a tönkremeneteli kritérium értéke, melyiknél lépnek fel a legkisebb elmozdulások és melyiknek lesz a legkisebb a súlya? A elmozdulások, tönkremeneteli kritériumok és keréktárcsa tömegek értékeit a 3. táblázat foglalja össze. A szemléletesség kedvéért grafikonon ábrázoltuk a keréktárcsán lévő küllők (vagy furatok) számának függvényében a legnagyobb elmozdulásokat (3. ábra), a legnagyobb tönkremeneteli kritérium értékeit (4. ábra) és a keréktárcsa tömegeket (5. ábra).

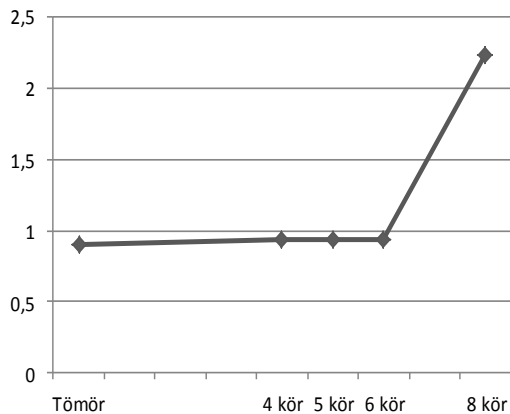
3. táblázat: 4, 5, 6 és 8 küllős keréktárcsa maximális elmozdulásai, maximális tönkremeneteli kritériumai, térfogatai és tömegei.

	Max. Elmozdulás [mm]	Max. Tönkr. krit.	Térfogat [mm ³]	Tömeg [kg]
Tömör	6,94	0,906	7,500 10 ⁵	0,922
4 kör	7,63	0,940	7,240 10 ⁵	0,890
5 kör	7,83	0,942	7,175 10 ⁵	0,882
6 kör	6,15	0,937	6,951 10 ⁵	0,855
8 kör	9,56	2,240	6,819 10 ⁵	0,838

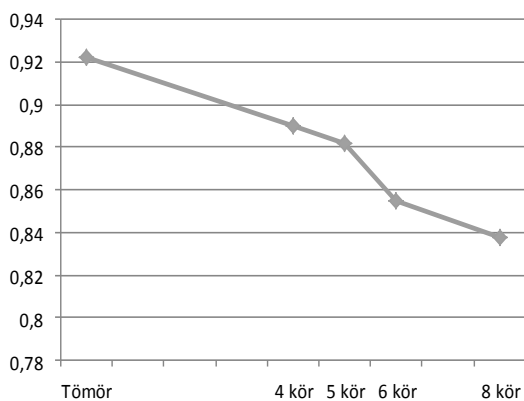


3. ábra. A keréktárcsák legnagyobb elmozdulásai mm-ben megadva 4, 5, 6 és 8 küllős esetben

Az 6. ábra négy és hat küllős esetben mutatja a keréktárcsa elmozdulásának értékeit. A táblázatból és a grafikonokból látható, hogy a hat küllővel (és egyben 6 furattal) rendelkező keréktárcsa esetén kaptuk meg a legkedvezőbb értékeket az elmozdulásra.



4. ábra. ábra. A keréktárcsák legnagyobb tönkremeneteli kritériumai 4, 5, 6 és 8 küllős esetekben



5. ábra. ábra. A keréktárcsák tömegei kg-ban megadva 4, 5, 6 és 8 küllős esetekben.

A tönkremenetelre jellemző mérőszám is a hatnál több küllős esetben kezd el meredeken növekedni.



6. ábra. A keréktárcsa héjszerkezetének elmozdulásai négy-, öt-, hat- és nyolc küllős esetekben.

5. ÖSSZEGZÉS

Az 3-5. ábrákból és a 2. illetve 3. táblázatból megállapítható, hogy

- a 2. kritikus terhelés, azaz a nagy sebességgel történő kanyarodás kicsúszási határeset a legveszélyesebb,
- 4, 5, 6 és 8 furatos könnyítést alkalmazva hat körös, azaz hat küllős esetben lesz a legkisebb a keréktárcsa középfelületének az elmozdulása.
- 4, 5, 6 és 8 furatos könnyítést alkalmazva hat körös, azaz hat küllős esetben még nem növekszik számottevő esetben a tönkremeneteli kritérium értéke.

Mivel a furatok számának növelésével a keréktárcsa tömege folyamatosan csökken, megállapítható, hogy a hat furat elhelyezésével kapjuk a szilárdsági szempontból optimális kialakítású keréktárcsát.

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.

IRODALOM

- [1] Pere B., Terdikné Szüle Veronika, Porkoláb László, Stifter János: Versenyautó keréktárcsa végeselemes szilárdságtani analízise, GÉP, LXII. évf., 9-10. sz., II. kötet, 2011, 11-16. old.
- [2] 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.
- [3] M Csizmadia B., Nándori E.: Modellalkotás, Mechanika mérnököknek, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 2003.
- [4] Bathe, K-J.: Finite Element Procedures, Prentice Hall, New Jersey, 1996