



Budapesti Műszaki Egyetem
BUTE
TU Budapest

Karbon kompozit monocoque vázszerkezet tervezése

Konzulens: Dr. Váradi Károly
Farkas Zsolt

Készítette: Székely Béla AJ7A86
Haász Ákos PXR2V2W

TDK 2011

1. Tartalom

1. Tartalom	2
2. A Formula Student bemutatása	4
2.1. BME-FRT a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen	5
3. A dolgozat témája	7
4. Tervezés menete	7
4.1. Versenyautó tervezésének áttekintése	7
4.2. Skeleton	10
4.3. Top-down design	13
4.4. Tervezés menete	14
5. A versenyautó vázszerkezete	16
5.1.1 Szénszál-erősítésű polimer kompozit	16
5.1.2 Szénszál erősítésű polimer kompozit szendvicsszerkezet	18
5.1.3 A monocoque szerkezet	18
5.1.4 Karbon kompozit monocoque szerkezet	19
5.1.5 Fém csőváz	20
5.2. A vázszerkezet típusának kiválasztása	22
5.3. Az előzetes geometria elkészítésének folyamata	22
5.3.1 A tervezéshez szükséges adatok	23
5.4. Az előzetes geometria kialakítása	24
6. A végleges geometria kialakítása	29
6.1. A tengelycsonk tervező környezetének bemutatása	29
6.2. A kezdeti geometria	30
6.3. Front Bulkhead és Front BulkheadSupportOffaxis vizsgálat	35
6.4. Front Bulkhead vizsgálat	40
6.5. Front Hoop vizsgálat:	42
6.6. Futómű bekötési pontok vizsgálata:	43
6.7. Side impact vizsgálat:	44
6.8. A Végeleges geometria	46
6.9. Gyártásról röviden	47
7. Impact Attenuator	49
8. Összefoglalás	52

9. Mellékéletek:	53
9.1. Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest sűrűségmérése	54
A mérés célja:	55
A mérés leírása	55
9.2. Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest hajlítási vizsgálata	57
A mérés célja:	58
A mérés leírása	58
A próbatest felépítése.....	58
A mérőrendszer felépítése.....	60
A mérés végrehajtása.....	60
A mérés eredményei és kiértékelése	61
A mérés kiértékelése	62
1. számítási mód.....	62
2. számítási mód.....	63
A szimuláció validálása	63
Pro/MECHANICA kompozit vizsgálat.....	64
Pro/MECHANICA izotróp vizsgálat	65
$E_f = 8637 \text{ MPa}$	65
ANSYS izotróp vizsgálat.....	68
$E_f = 10801 \text{ MPa}$	68
$E_f = 8637 \text{ MPa}$	70
9.3. A futtatás szöveges eredményei: Summary, Log, Checkpoints:.....	72
10. Köszönetnyilvánítás.....	85
11. Irodalomjegyzék	86

2. A Formula Student bemutatása

1981-ben az Egyesült Államokban az SAE (Society of Automotive Engineers) elindította a Formula SAE versenysorozatot, melyben azóta mintegy 230 diákcsoport vesz részt világszerte. A sorozat mára Ausztráliától Európáig a világ számos pontjára eljutott. Európában a szervezést a I Mech E (Institution of Mechanical Engineers) vállalta magára évi három verseny rendezésével: Angliában (Silverstone - ban), Németországban (Hockenheim - ben) és Olaszországban (Fiorano - ban). A diákcsoportok versenyautó-tervezésben mérik össze a tudásukat. A küzdelem az autó megtervezésén és megépítésén túl, az autó köré felépített, teljes üzleti koncepció kidolgozásából és prezentálásából is áll.

A versenysorozat célja azonban nem csak a kiváló versenyautók tervezése, hanem a jövő mérnökgenerációjában rejlő lehetőségek kiaknázása is.

A versenyek lehetőséget nyújtanak a diákoknak, hogy fejlesszék és megmutassák tehetségüket, lelkesedésüket és elkötelezettségüket a mérnöki kiválóság iránt. Az iparágban dolgozó cégeknek ez a rendezvény kiváló alkalmat ad, hogy a csapatok támogatásával szorosabb kapcsolatot teremtsen a felsőoktatással, illetve, hogy az egyetemekről, főiskolákról kikerülő műszaki értelmiség már olyan naprakész ismeretekkel rendelkezzen, amellyel jobban megállhatja a helyét későbbi karrierje során.

„A Formula Student egybeolvasztja az első osztályú megoldások gyakorlati alkalmazását és a diákok elméleti képzését. Így jelent ez egy fantasztikus gyakorlati tapasztalatot a fiatal mérnököknek.”

Ross Brawn Formula SAE pártfogó /Mercedes GP/

„A legfontosabb eredménye a versenysorozatnak az, hogy a mély elméleti képzés mellett a mérnökhallgatók a valóságban is láthatják az általuk konstruált alkatrészeket, így már az egyetemi tanulmányaik alatt is felelősségteljes feladattal kell megküzdeniük”

Mario Theissen Formula SAE pártfogó /BMW F1/

2.1. BME-FRT a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen

A BME-FRT 2007 első hónapjaiban alakult azzal a céllal, hogy sikeresen vegyen részt a Formula Student - sorozatban, és ezzel hagyományt teremtsen a BME-n és Magyarországon is.

Távlati célunk továbbá, hogy a projekten keresztül javítsuk az oktatás színvonalát, a hallgatókat jobban felkészítsük egy „igazi” cégnél történő

munkára, interdiszciplináris, és a való világ diktált problémák megoldásán keresztül. Célunk továbbá szakközépiskolák, szakmunkásképző iskolák bevonása is a projektbe, így segítve elő a jövőmérnöke és a gyártásban részt vevő technológusok közötti párbeszéd kialakulását, megteremtését.

Csapatunk közlekedésmérnöki, gépészmérnöki, villamosmérnöki és gazdaságtudományi kar hallgatóiból áll, mivel a versenyautó megépítéséhez enygy kar által képviselt ismeretek együttesen szükségesek.



1. ábra BME FRT a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi egyetemen



2. ábra A csapat autói (FRC-001 2008, FRC-002 2009, FRC-003 2010)

A BME-FRT csapat számos külföldi versenyen vett részt az versenyautóival. Eredményeink:

2008

Hockenheim	2. legjobb újonc csapat
	összetett 49. hely
Fiorano	összetett 16. hely

2009

Hockenheim	összetett 58. hely
Silverstone Class 3 (2010-es tervek)	összetett 3. hely

2010

Silverstone	összetett 20. hely
Győr	összetett 2. hely

2011

Silverstone	összetett 29. hely
Silverstone Class 2 (2012-es tervek)	összetett 2. hely
Győr	összetett 6. hely



3. ábra Az FRC - 003 a versenypályán

3. A dolgozat témája

A dolgozatunk a BME Formula Racing Team 2011-es C2-es tervezett versenyautójába szánt monocoque szerkezetű váz tervezését és végeselemes szimulációjának megkezdését tárgyalja. Célja a tervezés kezdeti feltételeinek feldolgozása, ezek alapján a hiányzó információk/adatok megszerzése, a vázszerkezet megtervezése, és párhuzamosan annak végeselemes analízise az optimális topológia kialakítása érdekében. A feladat innovativitása megközelíti a hazánkban alkalmazott kompozit technológia határait, sőt néhol túl is lépi azt, így a végrehajtása során számos ponton az eredmények visszacsatolására van szükség: mérések, mechanikai vizsgálatok formájában. A dolgozat több tudományterület eredményeit integrálja, komplex módon vizsgálja a feladattal kapcsolatos problémákat.

4. Tervezés menete

4.1. Versenyautó tervezésének áttekintése

Egy versenyautó tervezése, ugyanúgy, mint bármely másik gépelem tervezése, kötelező kérdések feltevésével és koncepciókutatással kezdődik:

- Mi a cél?
- Mik a lehetőségek?
- Mik a szabályok, határok?
-

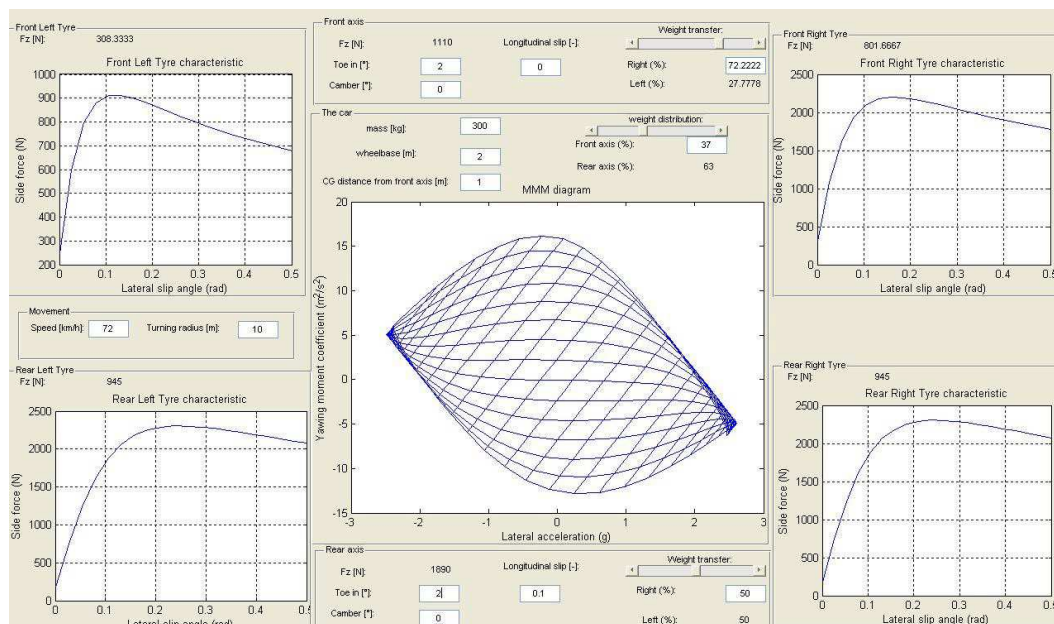
Ha megvannak a céljaink, definiálhatunk elvárásokat a késztermékkel kapcsolatban. Egy versenyautó esetében cél, hogy minél hamarabb végig tudjon vele menni a pilótája azon a trajektórián, amit kitűztek a számára. Tehát tervezés következő lépései:

- Pálya analízis
 - Milyen mozgásállapot változásokat követel meg a pálya karakterisztikája?



- Pilóta „analízis”
 - Formula Student versenyautó esetén: fél profi hobbyversenyző

Az ily módon nagyvonalakban definiált elvárásokhoz választanunk kell egy ideális gumi karakterisztikát, attól függően, hogy mit várunk el az alap koncepciótól. Ha megfelelő mennyiségű adattal rendelkezünk, egy úgy nevezett MMM diagram (handling diagram) program segítségével (mi esetünkben Matlab környezetben) kideríthetjük, hogy milyen a koncepció erő és nyomaték létrehozó képessége.



4. ábra MMM diagramm

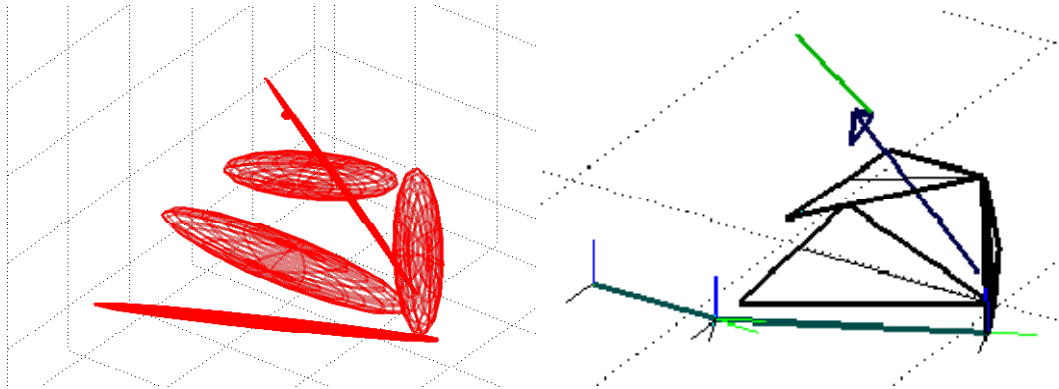
Ha az értékek számunkra megfelelőek elkezdhetjük a futómű geometriánk finomhangolását. Ehhez létrehoztunk egy saját fejlesztésű összetett járműmodellt, amellyel a jármű dinamikai tulajdonságai hatékonyan analizálhatóak. Mivel ez közvetlenül nem a TDK dolgozat készítőinek érdeme, ezért csak címszakban említem:

- Összetett járműmodell Matlab környezetben
 - o Nem csupán kinematikai modell
 - o Hatékonyan analizálható vele egyes geometriai paraméterek

hatása (momentántengely, momentán-centrum) hatása a jármű dinamikájára.

Ugyanebben a programkörnyezetben megalkottunk egy negyed jármű modellt, melyből az optimalizáláshoz szükséges erőket vesszük a későbbiekben, és mellyel hatékonyan analizálhatóak a

- Mozgás és erő áttételek
- Rugó, csillapítás, Gumi paraméterek hatása az
- Út-kerék kapcsolatra
- Különböző útviszonyok mellett



5. ábra Negyed járműmodell

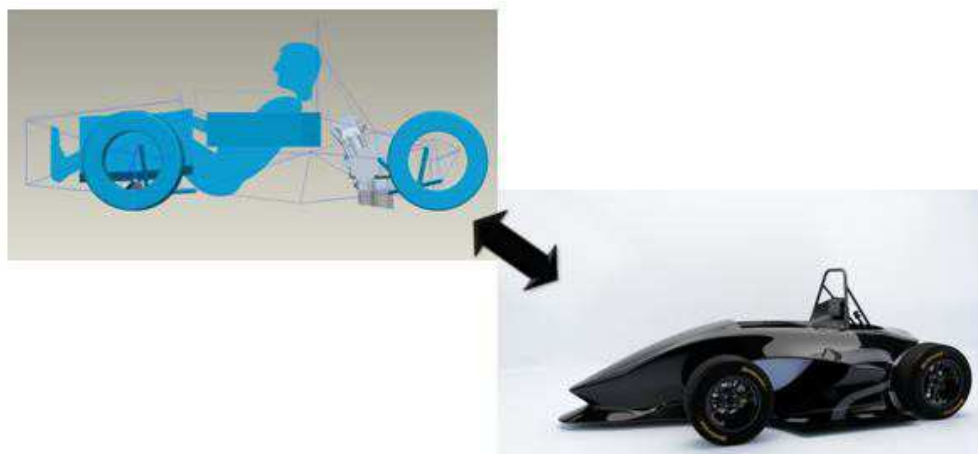
Az így megkapott futómű geometriából, és a Formula Student szabályzatban előírtakból következik egy keret szerkezet, amely a későbbi 3D modell alapját szolgáltatja. Ez már egy úgynevezett skeleton-ja az autónak. A 3D modellezés folyamatát most csak címszavakban említem:

- Konceptciós döntések meghozása összeállítás szinten
- Egyes részegységeket befolyásoló döntések részegység szinten
- Alkatrész kialakítása alkatrész szinten
- Információáramlás kizárólag felülről lefelé (top-down design), így téve

lehetővé a feladatok szétosztását fenntartva a modell működését.

Idei évtől a csapatmunkát támogató Intralink rendszer bevezetése:

- Megszünteti a „kavarodást”, mindenki ugyanazon (a legfrissebb) verzión dolgozik
- Korábbi verziók biztonsági mentése biztosított
- A hibák nem csak a különböző részegységek összeállítása után, hanem azonnal jelentkeznek
- Mindenki „látja” az egész modellt, de csak a saját részét tudja módosítani



6. ábra Modellezés eleje és vége

4.2. Skeleton

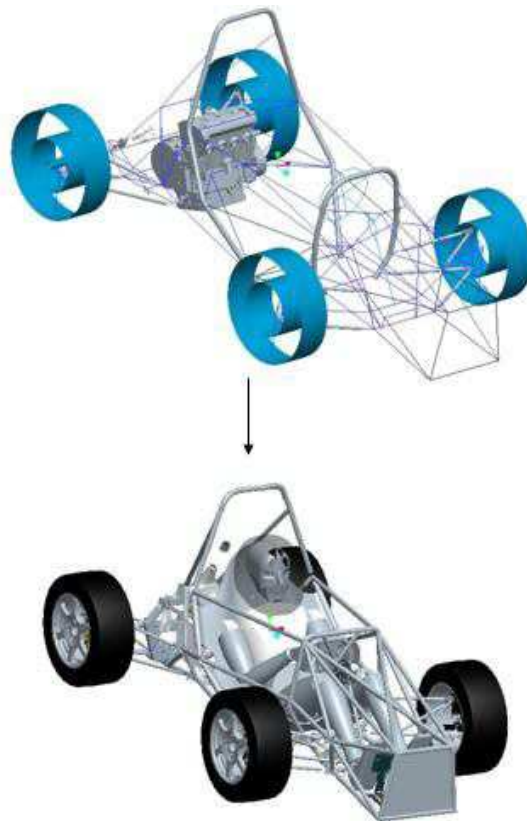
Fontos hogy a tervezőprogramokban is lehessen csoportosan dolgozni, hogy a teljes modell összeállításakor ne ütközzünk problémákba; az egyik alkatrész ne lógjon bele a másikba, a csatlakozások pontosan illeszkedjenek, stb. Ezt problémát úgy oldjuk meg, hogy a kocsi modelljét megadott referencia pontokra építjük fel, amelyek 3-3 koordinátát tartalmaznak így a térben egyértelműen meghatározható a helyük. Ilyen pontok a különböző alkatrészek csatlakozási, bekötési pontjai. Például a vázhoz szükséges pontok:

Futómű
1. Első, felső lengőkarok elülső rögzítési pontja jobb oldalon
2. Első, felső lengőkar hátsó rögzítési pontja jobb oldalon
3. Első, alsó lengőkarok elülső rögzítési pontja jobb oldalon
4. Első, alsó lengőkarok hátsó rögzítési pontja jobb oldalon
5. A monoshock jobb oldali rugójának csatlakozási pontja
6. A monoshock bal oldali rugójának csatlakozási pontja
7. A monoshock főrugójának csatlakozási pontja
8. Hátsó, felső lengőkarok elülső rögzítési pontja jobb oldalon
9. Hátsó, felső lengőkar hátsó rögzítési pontja jobb oldalon
10. Hátsó, alsó lengőkarok elülső rögzítési pontja jobb oldalon
11. Hátsó, alsó lengőkarok hátsó rögzítési pontja jobb oldalon
12. A hátsó himba csatlakozási pontja jobb oldalon
13. A hátsó rugóstag csatlakozási pontja jobb oldalon
14. Első, felső lengőkarok elülső rögzítési pontja bal oldalon
15. Első, felső lengőkar hátsó rögzítési pontja bal oldalon
16. Első, alsó lengőkarok elülső rögzítési pontja bal oldalon

17. Első, alsó lengőkarok hátsó rögzítési pontja bal oldalon
18. Hátsó, felső lengőkarok elülső rögzítési pontja bal oldalon
19. Hátsó, felső lengőkar hátsó rögzítési pontja bal oldalon
20. Hátsó, alsó lengőkarok elülső rögzítési pontja bal oldalon
21. Hátsó, alsó lengőkarok hátsó rögzítési pontja bal oldalon
22. A hátsó himba csatlakozási pontja bal oldalon
23. A hátsó rugóstag csatlakozási pontja bal oldalon
Hajtáslánc
24. 1. motor tartó konzol felfogatása a vázon jobb oldalon
25. 2. motor tartó konzol felfogatása a vázon jobb oldalon
26. 3. motor tartó konzol felfogatása a vázon jobb oldalon
27. 1. motor tartó konzol felfogatása a vázon bal oldalon
28. 2. motor tartó konzol felfogatása a vázon bal oldalon
29. 3. motor tartó konzol felfogatása a vázon bal oldalon
30. 1. difi rögzítési pontja a vázon jobb oldalon
31. 2. difi rögzítési pontja a vázon jobb oldalon
32. 3. difi rögzítési pontja a vázon jobb oldalon
33. 1. difi rögzítési pontja a vázon bal oldalon
34. 2. difi rögzítési pontja a vázon bal oldalon
35. 3. difi rögzítési pontja a vázon bal oldalon
Motor
36. 1. Hútfő rögzítésének pontja a vázon
37. 2. Hútfő rögzítésének pontja a vázon
38. 3. Hútfő rögzítésének pontja a vázon
39. 1. Váltókar felfogatási pontja
40. 2. Váltókar felfogatási pontja
41. 3. Váltókar felfogatási pontja
42. Bowden ház 1. rögzítési pontja a vázhoz
43. Bowden ház 2. rögzítési pontja a vázhoz
44. 1. Kipufogó rögzítése a vázon
45. 2. Kipufogó rögzítése a vázon
46. 3. Kipufogó rögzítése a vázon
Kormánymű
47. 1. Rack felfogatási pontja a vázon jobb oldalon
48. 2. Rack felfogatási pontja a vázon jobb oldalon
49. 1. Rack felfogatási pontja a vázon bal oldalon
50. 2. Rack felfogatási pontja a vázon bal oldalon
51. 1. Kormányrúd felfogatási pontja a vázon jobb oldalon

52. 2. Kormányrúd felfogatási pontja a vázon jobb oldalon
53. 1. Kormányrúd felfogatási pontja a vázon bal oldalon
54. 2. Kormányrúd felfogatási pontja a vázon bal oldalon
55. 1. Kormányrúd megfogási pontja jobb oldalon
56. 2. Kormányrúd megfogási pontja jobb oldalon
57. 1. Kormányrúd megfogási pontja bal oldalon
58. 2. Kormányrúd megfogási pontja bal oldalon
Pedálsor
59. Kuplung bowden házának pedál felöli oldalának rögzítési pontja
60. Kuplung bowden házának motor felöli oldalának rögzítési pontja
61. kuplung bowdenjének rögzítési pontja a kuplung fölön
62. 1. Első fékkör munkahengerének rögzítési pontja
63. 2. Első fékkör munkahengerének rögzítési pontja
64. 1. Hátsó fékkör munkahengerének rögzítési pontja
65. 2. Hátsó fékkör munkahengerének rögzítési pontja
66. 1. Gáz bowden házának pedál felöli oldalának rögzítési pontja
67. 2. Gáz bowden házának motor felöli oldalának rögzítési pontja
68. 1. Első fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
69. 2. Első fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
70. 3. Első fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
71. 1. Hátsó fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
72. 2. Hátsó fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
73. 3. Hátsó fékkör folyadéktartályának rögzítési pontja
Ülés és biztonsági öv
74. 1. Ülés rögzítési pontja jobb oldalon
75. 2. Ülés rögzítési pontja jobb oldalon
76. 3. Ülés rögzítési pontja jobb oldalon
77. 1. Ülés rögzítési pontja bal oldalon
78. 2. Ülés rögzítési pontja bal oldalon
79. 3. Ülés rögzítési pontja bal oldalon
80. Biztonsági öv felső rögzítési pontja jobb oldalon
81. Biztonsági öv oldalsó rögzítési pontja jobb oldalon
82. Biztonsági öv alsó rögzítési pontja jobb oldalon
83. Biztonsági öv felső rögzítési pontja bal oldalon
84. Biztonsági öv oldalsó rögzítési pontja bal oldalon
85. Biztonsági öv alsó rögzítési pontja bal oldalon

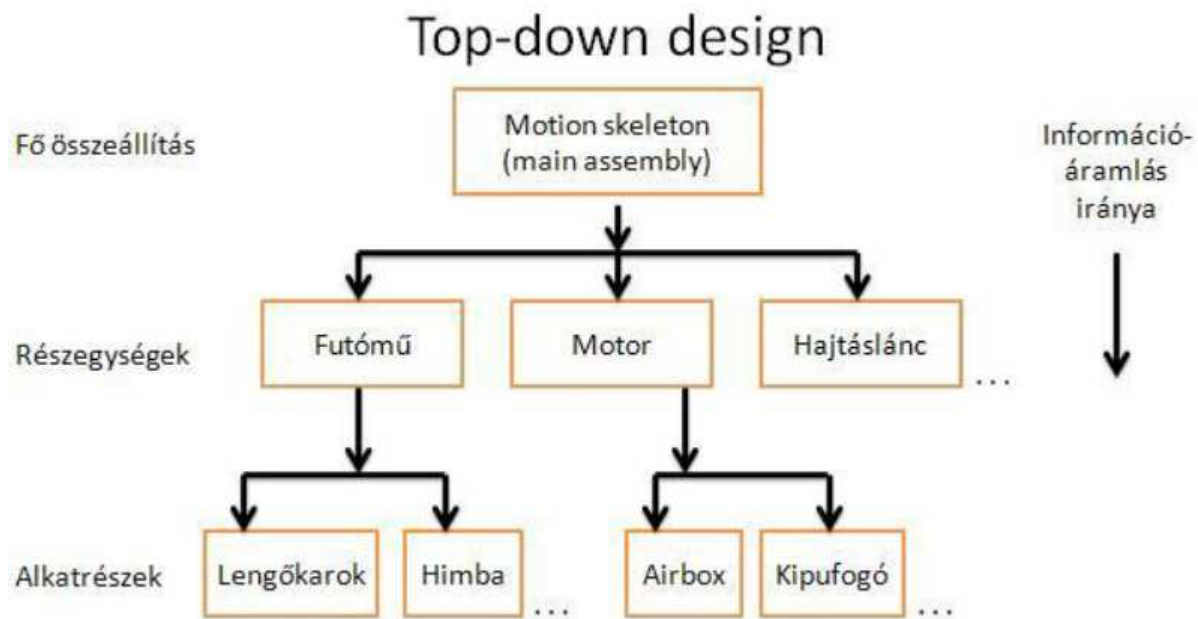
Járműveknél az origót a két első kerék talppontjait összekötő egyenes felezőpontjába szoktuk tenni. A referencia pontok alapján egy olyan parametrikus modellt kell felépíteni, amelyet utána könnyen lehet módosítani. Ez azt jelenti, hogy legelőször egy általános járműmodellt kell létrehozni, primitív geometriai alakzatokkal a referencia pontok (key-pontok) segítségével, majd ezeket a pontokat kiosztva az egyes csoportoknak ők elkészítik az adott alkatrész pontos 3D-s modelljét és azt visszahelyezzük a modellbe.



7. ábra Skeleton modell

4.3. Top-down design

A tervezésben a top-down design elveket követjük, melynek lényege, hogy a legfelső szinttől indulunk a tervezéssel és haladunk lefele az egyes alkatrészek felé. A képen látható, hogy a tervezés hogyan épül fel, és hogy az információáramlás iránya fentről lefelé történik.



8. ábra Top-down design

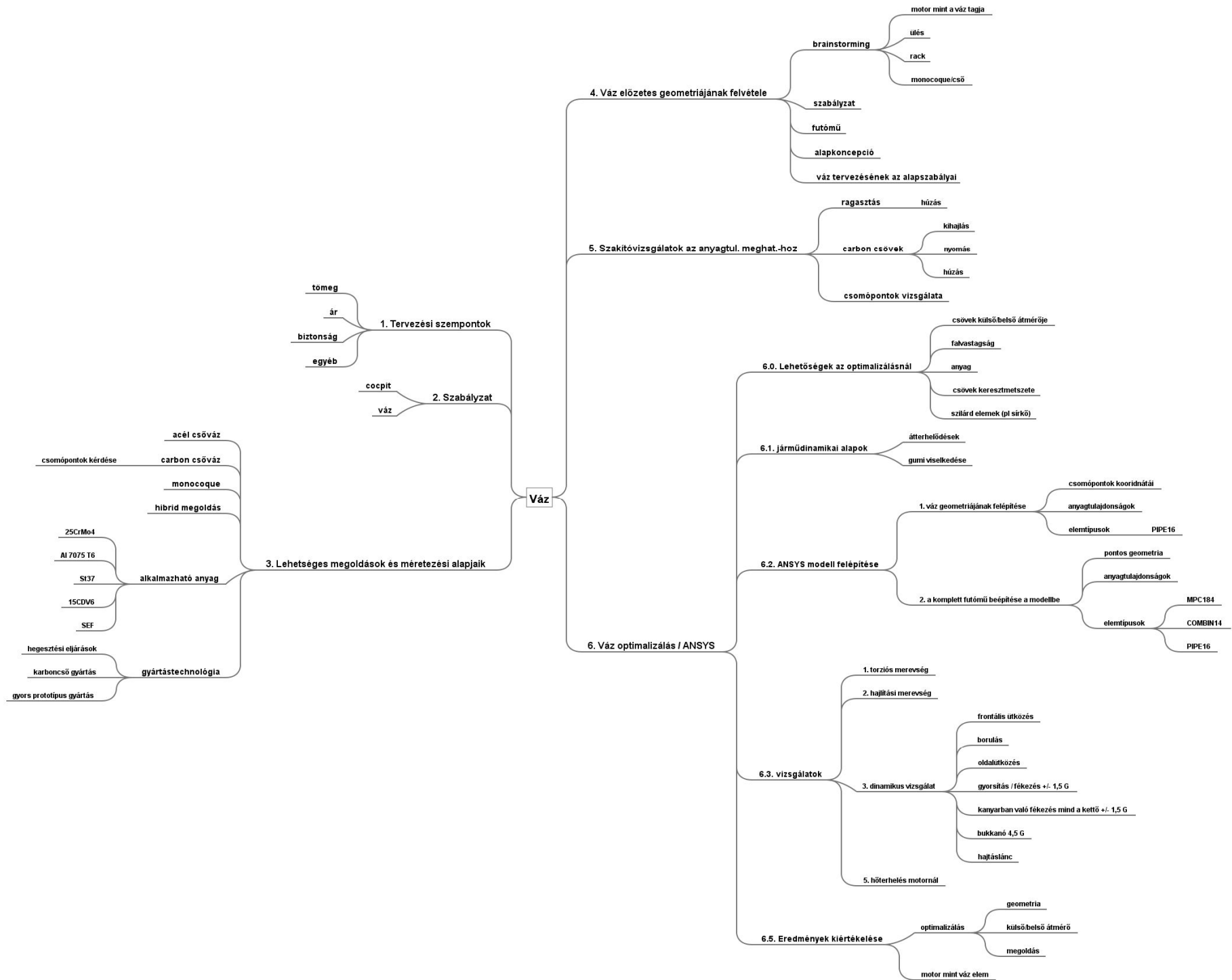
4.4. Tervezés menete

A váz megtervezésekor rengeteg szempontot kell figyelembe venni, nagyon sok előírásnak kell megfelelni. A probléma összetettsége miatt a tervezést célszerű az egyes lépések meghatározásával kezdeni; egy olyan fastruktúra létrehozásával, amely tartalmazza és csoportosítja az összes teendőt, amely végigvezet a tervezésen / kivitelezésen. A következő ábra mutatja a témához készített struktúrát, amely a következőnagobb egységekből áll:

Tervezési szempontok, célok megfogalmazása: a különböző szempontok milyen súlyúak, vagy egyáltalán mit kell figyelembe venni.

- A szabályzat teljes körű áttanulmányozása
- Lehetőségek megvizsgálása: milyen kialakítások, anyagok, technológiák alkalmazhatóak, ezeknek mik az előnyeik illetve hátrányaik.
- A többi csoporttal együttműködve egy előzetes váz geometria felvétele.
- Az előzetes geometria optimalizálása véges elemes program alapján (ANSYS)
- Gyártás
- Esetleges tesztelések a kész vázon

Látható, hogy a kész váz elkészítéséhez hosszú és rögzös út vezet. A legnagyobb problémát az idő jelenti, mivel a váz tervezéséhez csak bizonyos részek véglegesítése után lehet hozzákezdeni, mivel vannak kialakítások, amelyek alapjaiban változtatják meg a váz geometriáját, anyagát, stb..



5. A versenyautó vázszerkezete

A jármű váza nem más, mint az egyes alkatrészek összekapcsolásáért, hordozásáért felelős gépelem. Az egyik legigényesebb alkatrész, hiszen valamilyen módon minden alkatrész kapcsolódik hozzá, így helyes, pontos kialakítása a teljes jármű helyes felépítését és működését befolyásolja. A váz konstrukciójának kialakítása során azonban számos további szempont is fontos szerepet játszik: Az alkatrészeket nem elég rögzíteni; többségüknek a megfelelő pozícióban kell állnia a helyes működés érdekében. Ez a feladat a vázra ható igen nagy üzemi erők és nyomatékok miatt különösen nagy merevséget tesz szükségessé. A terhelések hatására fellépő deformációk minimalizálása ezen kívül a jármű irányíthatóságát is befolyásolja, és a tervezett járműdinamikai tulajdonságok is csak egy igen merev vázszerkezet felhasználása mellett tekinthetők minden esetben állandónak. Fel kell készülni arra is, hogy a vázra előre nem láthatóan nagy erők hatnak. Ilyen egy esetleges baleset, vagy meghibásodás esetében fordulhat elő. A biztonság érdekében ezért a méretezés során nem elég az üzemi terhelésre méretezni, biztonsági merevítésre is szükség van. Továbbá megjelenik a méretezés kapcsán az előállítás költségvonzata: Törekedni kell a minimális anyagfelhasználásra, lehető legegyszerűbb és leggyorsabb gyárthatóságra. A jármű hosszú távú fenntartása szempontjából kulcsfontosságú a vázszerkezet javíthatósága is. A jármű, ami a tervezett vázszerkezetre épül, egy egyszemélyes hátsókerék hajtású pálya-versenyautó, mely a Formula Student nemzetközi versenysorozatra készül. Az eddig felsoroltak szempontoknál is fontosabb tehát, hogy az autó megfeleljen a versenyszabályzat sokrétű feltételrendszerének. A versenysorozat jellegéből adódóan ráadásul törekedni kell a szerkezet minél innovatívabb kialakítására is. Mindezeknek a monocoque szerkezet maradéktalanul megfelel. A következőkben kitérünk az anyag, majd a szerkezet részletesebb jellemzésére és arra, hogy milyen szempontok szerint döntöttünk mellette a kínálgató alternatívák közül.

5.1.1 Szénszál-erősítésű polimer kompozit

Az iparban egyre gyakrabban használt szerkezeti anyag extrém tulajdonságai és egyre olcsóbb ára, valamint gyorsabb gyártási technológiája miatt vált közkedveltté. Az anyag kompozit felépítése arra utal, hogy két elkülönülő fázisban lévő anyag kombinációja alkotja: A nagy rugalmassági moduluszú erősítő szálként szolgáló szénszál mellett egy – mátrix-anyagnak hívott – további alkotó felel a szálak összetartásáért, és orientációjuk

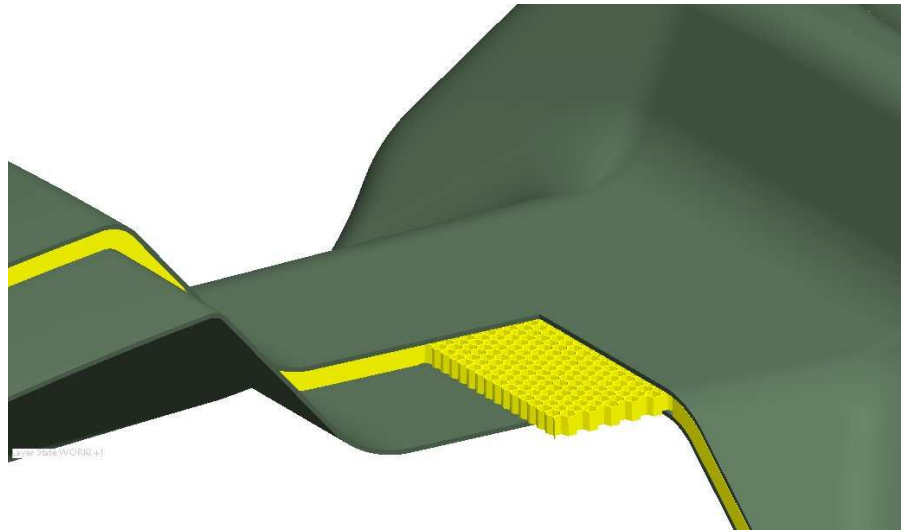
megtartásáért. Szénszál használata esetén ez az összetevő általában epoxy-gyanta. A mátrix teljesen körülveszi az erősítő anyagot, közöttük adhézións kapcsolat áll fent, amely a deformáció magas szintjén is fennmarad. Az anyagtípust először repülőgép alkatrészek (turbina lapátok) gyártása során használták fel az 1960-as években, azonban a technológia fejlődésével egyre több területen kezdték alkalmazni a hagyományos szerkezeti anyagok leváltására kitűnő eredménnyel. A repülőgépipar után a motorsport, majd a versenyszerűen használt sporteszközök anyagaként is megjelent, és mára már a közúti sportautók, valamint prémium kategóriás járművek széles skálájában található legalább néhány ilyen alkatrész. Más polimer kompozitokkal szemben használata a kimagasló mechanikai tulajdonságai miatt indokolt, bár magasabb ára is tükrözi a jobb tulajdonságait.

Ezek alapján tehát olyan felhasználási területeken kifizetődő a felhasználása, ahol az acélhoz hasonló mechanikai tulajdonságok mellett igen kis tömeg szükséges. A szénszál szerkezet kialakítása során számos típusú alapanyag és gyártási technológia közül kell választani a rendelkezésre álló technikai és anyagi háttér függvényében. A szénszál rétegek lehetnek egyirányú (Unidirectional – UD) szerkezetűek, és szöttek, melyek az egyes irányokban felvehető terhelés nagyságában különböznek: az UD anyagok egy irányba nagyon nagy (akár 200 MPa-os) merevséggel rendelkeznek, míg a sík másik irányában elhanyagolhatóval; ugyanakkor a szövetek a sík mindkét irányában azonos, de kisebb (kb. 70 MPa-os) merevséget mutatnak. Az alapanyagon túl a gyártási technológia is legalább ekkora befolyással bír a végleges tulajdonságokon: A Magyarországon legelterjedtebb kézi laminálási technológiát (a rétegek manuális felhelyezése és mátrix-anyaggal történő impregnálása) jóval meghaladó minőségű termékek készíthetők gépesített gyártással (csak korlátozott bonyolultságú felületeken alkalmazható), valamint prepreg anyagok (előre impregnált, szintén kézzel fektetett rétegek) felhasználásával. Az anyagok utókezelése a túlnyomásos kamrában, vákuummal és hőkezeléssel (a légzárványok elkerülése érdekében) szintén jelentős minőségjavulást eredményezhet. A szénszál polimerek számos előnye mellett meg kell említeni, hogy nem csak az ára a hátránya ezen anyagoknak: jelenleg még nem megoldott a teljes mértékű újrahasznosíthatóságuk, amely számos cég egyre etikusabb működése, és a szigorodó előírások miatt korlátozhatja az elterjedésüket. A primer kompozit termékek bezúzásával nyert, az eredeti töredékére csökkent hosszúságú szálakat tartalmazó anyagot még felhasználhatják kevésbé igénybevett termékek gyártására (elterjedten használják notebookok szerkezetének kialakítására). Az így előállított szekunder termékek

azonban már nem újrahasznosíthatóak, mivel sem a mátrix-anyag, sem az erősítő szálak nem lágyulnak hőre, gyártásuk irreverzibilis.

5.1.2 Szénszál erősítésű polimer kompozit szendvicsszerkezet

Bár a szénszál erősítésű kompozit anyag igen nagy húzási igénybevételt visel el és hajlítási tulajdonságai is kitűnőek, további erősítés és tömegcsökkenés érhető el szendvicsszerkezet alkalmazásával.



9. ábra Szénszál erősítésű polimer kompozit szendvicsszerkezet

E felépítésben a gyantával átitatott szénszálrétegek két oldalról egy úgynevezett szendvicsanyagot/maganyagot határolnak. A maganyag feladata, hogy az anyag hajlítási merevségét növelje, melyet két módon segít elő: egyrészt az anyag síkjára merőleges (harmadik) irányba a lehető legnagyobb merevséget kell mutatnia, hogy hajlítás közben a legkevésbé tudjon csak összenyomódni, valamint a vastagságából adódóan növelje a keresztmetszet másodrendű nyomatékát. A maganyag szerkezete, anyagválasztása során tehát a lehető legnagyobb harmadik irányú merevség elérése a cél, minimális fajlagos tömeg mellett. Ezt általában valamilyen méhsejt-szerkezetű anyaggal érik el, melynek sokszor a merevsége elhanyagolható, és inkább a keresztmetszet növelése a valódi cél. Szénszálak szerkezetek merevítésére leggyakrabban alumínium, vagy ultrakönnyű szerkezetekben aramid, és egyre gyakrabban textil méhsejteket alkalmaznak.

5.1.3 A monocoque szerkezet

A monocoque szerkezet egy héjelemekből felépülő önhordó vázszerkezet (nevét, mely jól leírja a felépítését a görög mono (egy) és francia coque (héj) szavakból képezték), melynek felhasználása teljesen kiválthatja a hagyományos csőváz alkalmazását, vagy a csővázat csak néhány igen nagy terhelésű helyen (általában motor felfogatásnál) megtartva egészíti ki azt. Használatával jelentős tömegcsökkenés érhető el, amely miatt már a versenyjárművek

mellett közúti járművek felépítésében is domináns szerepet játszik. Az első felhasználói a szénszálas kompozit anyaghoz hasonlóan szintén a repülőiparhoz kötődnek, majd az autóipar is igen hamar alkalmazni kezdte (így épülnek fel a ma már általánosan használt önhordó karosszériák) jelentős tömegcsökkentő hatása miatt. Egyes versenycélra készített jármű kivételével minden modern gépjármű ilyen szerkezettel épül fel. A szerkezet héjelemekből épül fel, amelyek a jármű borítása mellett egyben teherviselő elemként is működnek, így akár teljesen elhagyható a térhálós vázszerkezet. Egyes nagyobb igénybevételű területeken a héjszerkezetet megerősítik, melyre több megoldás is kínálkozik: A többi zóna szerkezetéhez képest több réteget rögzítenek össze a héjakból, a rétegeket egymásra hajtva érnek el nagyobb vastagságot, vagy szendvicsszerkezetet alkalmaznak. Utóbbi nem használható fel olyan helyeken, ahol a monocoque-hoz csavarozással, vagy szegecseléssel rögzítenek alkatrészeket. A szerkezetet felépítő anyag lehet fa, fém, vagy a legmodernebb esetekben valamilyen szálerősítésű polimer kompozit.

5.1.4 Karbon kompozit monocoque szerkezet

Az ipar hamar felismerte a szénszálas kompozit anyagban rejlő további tömegcsökkentési lehetőségeket, hiszen a legkiválóbb a merevség-tömeg aránya. A monocoque alkatrészek bonyolult gyártási technológiája miatt azonban először nem a nagy testű gépeket alkalmazó közforgalmú légiközlekedésben alkalmazták: Legfontosabb úttörői a kisrepülőgépek, sportrepülőgépek gyártói, valamint a folyamatos innovációra törekvő Forma-1-es csapatok voltak. A karbon monocoque szerkezet merevítését a szükséges helyeken több réteg egymásra laminálásával, szendvicsszerkezet alkalmazásával, de legegyszerűbben a karbon kompozit szerkezet ortotrópiájának felhasználásával érhető el, míg más alkatrészeket általában hagyományos erőzáró kötésekkel (csavar, szegecs) rögzítenek rá. Az anyag kisebb sűrűsége miatti tömegcsökkentésen túl a vázszerkezethez szükséges kötőelemek is elhagyhatóak a használatával. Ezt leginkább a jelenleg forgalomba álló modern utasszállító repülőgépeken használják ki. A fém monocoque használata során ugyanis szegecsekkel rögzítik egymáshoz az egyes lemezeket, a karbon monocoque szerkezetű gépek teste azonban egyetlen nagy laminátumként készül el. Legfrissebb eredmény, hogy már közúti sportautót is építenek monocoque szerkezetet felhasználva. A motorsportban alkalmazott monocoque szerkezetek esetén számos további követelményt is figyelembe kell venni. A monocoque-nak kell felvennie a futómű-bekötésből, valamint a motor, vagy a motortartó keretből érkező terheléseket, így annak különösen merevnek kell lennie. E célból a szerkezet

minél nagyobb részét szükséges egy laminátumként kialakítani, mivel a készre laminált részek határán csökken a teherbíró képesség. A legelterjedtebb ezért a szerkezet két részben történő elkészítése vízszintes osztóssíkkal. Továbbá a járművek felülete az aerodinamikai szempontok miatt nagyon jó felületi minőségű kell, hogy legyen, amit a lehető legkisebb tömeg elérése érdekében magának a monocoque felületének kell biztosítania.

5.1.5 Fém csőváz

Vizsgáljunk meg egy másik alternatívát, amotorsport kezdetei óta használt fém csővázat. Jellemző rájuk, hogy háromszögeléssel biztosítják a terhelések átadását, és azt hogy acsomópontokba ne keletkezzen hajlító nyomaték. Bár már egyre jobban teret hódítanak a monocoque vázak a hagyományos csővázak még mindig nagy népszerűségnek örvendenek. Ezt a népszerűséget a könnyű méretezésük és alacsony gyártási költségei miatt tudják megtartani.



10. ábra Csővázas konstrukció

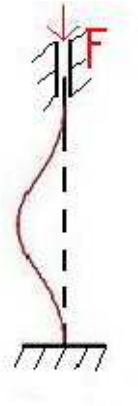
A képen jól látható a háromszögelés, mely átvezeti az egyes csomópontokban keletkező terheléseket. Mivel az átlós elemek jellemzően hosszabbak és nagyobb terhelés éri őket, ezért hajlamosabbak a kihajlásra. Hogy ezt minimalizáljuk ismernünk kell a terhelések ébredésének a helyét, valamint az átterhelődés irányát, tehát az erőfolyamokat, és így már megfelelően alkalmazhatjuk az átlós elemeket. Azonban fontos ismernünk a mechanikai alapokat is, hogy tisztába legyünk a lehetőségeinkkel. A csövek nyomásra, húzásra vannak

igénybe véve. Nyomásról akkor beszélünk, amikor a csövet a tengelyével párhuzamos erő terheli, ekkor a csőben ébredő feszültség:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

ahol P a felületet érő nyomás és az A felület. Mivel a terhelés adott nagyságú, ezért nekünk csak a felület nagyságát áll módunkba növelni. Amikor a nyomó erő eléri a határértéket a cső kihajlik, ami még jobban igénybe veszi az anyagot. Ez a határterhelés a következő összefüggéssel számolható:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$



ahol az E a rugalmassági modulus, I a keresztmetszet másodrendű nyomatéka, és L_e az effektív hossza a csőnek. Mivel mind a két vége befogás, ezért

$$L_e = 0,5L$$

A terhelések hatására a cső alakváltozást szenved, ennek a nagyságát a következő összefüggéssel tudjuk meghatározni:

$$\delta = \frac{PL}{AE}$$

ahol P a terhelés, L az elem hossza, A a keresztmetszet területe és E a rugalmassági modulus. A háromszögelés ellenére is keletkezhet hajlító feszültség, amelynek nagysága a nyomaték nagyságától, a semleges száltól való távolságtól, és az x tengelyhez tartozó másodrendű nyomaték nagyságától függ:

$$\sigma_M = \frac{M_{xy}}{I_x}$$

5.2. A vázszerkezet típusának kiválasztása

Az autó vázszerkezetének a tervezését koncepciókutatás előzte meg, amely során az egyes alternatívákat jellemző tulajdonságokat összevetve választottuk ki a legmegfelelőbb megoldást. A következő táblázatban (döntési mátrix) 1 és 5 között értékeltük a következő megoldásokat:

- térhálós acél csőváz (a versenyszabályzat nem engedi a könnyűfémek hegesztését)
- teljes monocoque szerkezet
- monocoque szerkezet csővázas motortartó szerkezettel

	Szorzó (1-5)	Acél csőváz	Monocoque csővázzal	Teljes monocoque
Előállítási költség	4	5	2	1
Gyártási idő	3	4	3	2
Merevség	4	2	4	5
Alapanyag beszerezhetősége	3	4	5	5
Tervezés bonyolultsága	3	5	3	2
Szimuláció pontossága	2	4	2	2
Egyéb alkatrészek rögzíthetősége	4	5	3	1
Tömeg	5	2	4	5
Forma alakíthatósága	2	1	4	5
Tapasztalat	5	5	3	1
Csapattagok véleménye	2	1	5	5
Innovativitás	5	1	5	4
Végeredmény		139	151	129

A vizsgált feltételek alapján a csővázzal kiegészített monocoque szerkezet bizonyult a legelőnyösebbnek, így ezt választottuk.

5.3. Az előzetes geometria elkészítésének folyamata

Egy versenyautó tervezése mindig az aszfalt-gumi kapcsolattól kiindulva kezdődik meg, hiszen ott ébrednek azok a meghatározó erők, melyek az autó járműdinamikai viselkedését meghatározzák. Ezek előzetes tulajdonságok felvétele és egy pályaanalízis során

szimulációval meghatározhatóak. A futómű kialakítására épül a váz tervezése, amely esetén a felvett adatok mellett a versenyszabályzat rá érvényes feltételeit is figyelembe kellett vennünk. Ezekből kiindulva egy sor előzetes iránymutatás alapján kellett a közelítő geometriát kialakítanunk. Emellett alapul vettük a korábbi évek tapasztalatait és eredményeit is: A csapat csővázas versenyautóin alkalmazott adatrögzítő rendszerek által rögzített adatok alapján számos járműdinamikai jellemzőt adottnak vehettünk, nem kellett optimumot keresnünk. A tengelytáv és nyomtáv szintén ezen adatok alapján adódtak ki, amelyek nagyrészt meghatározták a vázszerkezet befoglaló méreteit.

5.3.1 A tervezéshez szükséges adatok

A következő adatokra volt tehát szükségünk a tervezés megkezdéséhez:

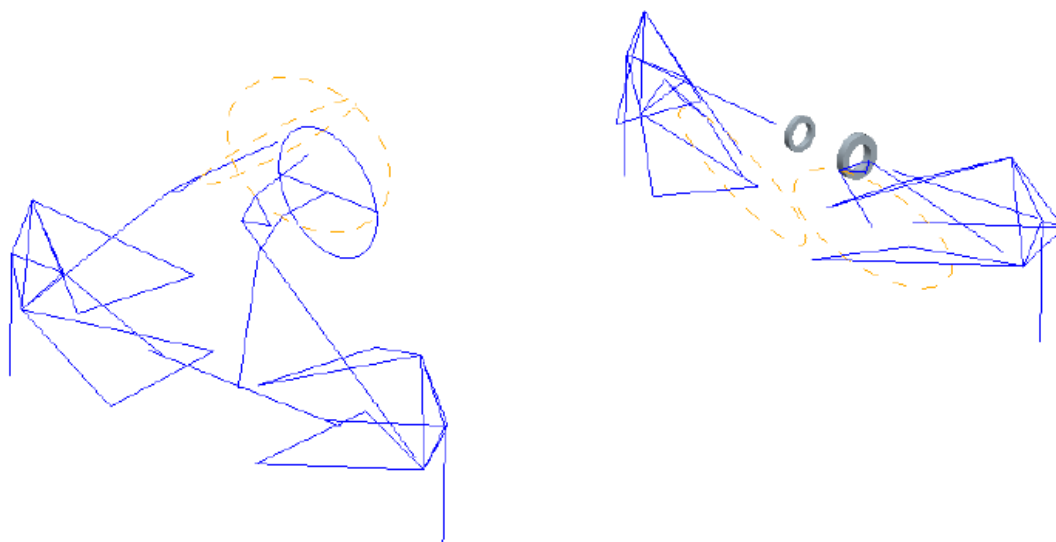
- Futómű bekötési pontok koordinátái
- Szabályzat által meghatározott méretek
- A szabályzatban meghatározott terhelési esetek
- Felhasznált anyagok tulajdonságai
- A szerkezetre várhatóan ható erők

Az első és utolsó pont adatait a futóműszimulációkból nyerhetjük, míg a szabályzatból adódik a második és harmadik pont adathalmaza.

5.4. Az előzetes geometria kialakítása

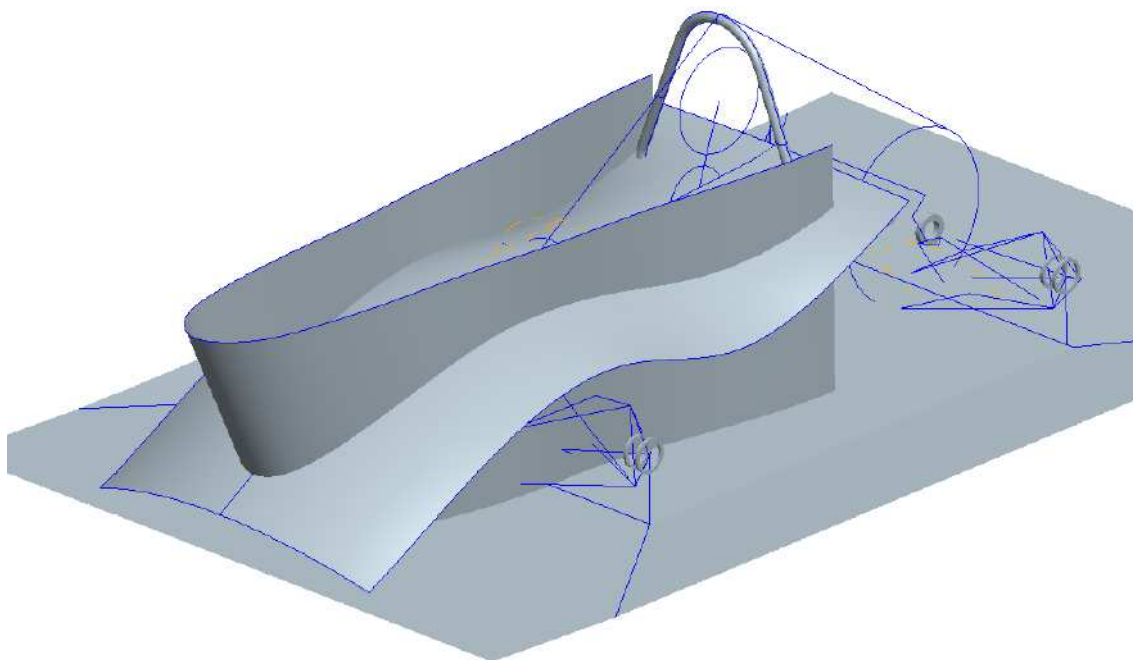
Az előzetes geometria kialakítása két vonalon indult el: egyrészt a forma megalkotása egy gyurmamodell elkészítésével kezdődött meg, majd ezt a formát adaptáltuk a futóműbekötésekből kiadódott geometriai pontokhoz, valamint a többi alkatrész rögzítési pontjaihoz.

A BME Formula Racing Team tervezési feladatait Pro/ENGINEER Wildfire 5.0 M040 University Edition változat használatával végzi. Ez a programcsomag lehetőséget biztosít a Top-Down tervezési filozófia alkalmazására egy úgynevezett Skeleton-modell használatával. A Skeleton-modell nem más, mint egy központi referenciahalmaz, a Top-Down tervezési filozófia gerince, a magas fokú csoportmunka teszi nélkülözhetetlenné. Feladata, hogy biztosítsa és mindenki számára elérhetővé tegye a fejlesztések során az adott tervező környezetben az alkatrészek fő elhelyezkedési tartományát, csatlakozási pontokat, egyéb geometriai kikötéseket. Ezt a koncepció eldöntése után a tervezés következő lépéseként kell létrehozni. Többnyire koordináta pontokból, vonalakból, síkokból, felületekből áll. A részegységek tervezésének kezdetekor ezek a referenciák kerülnek kiosztásra, a konstruktőrök között, ők erre építik fel az alkatrészek modelljeit. Az ütemtervben meghatározott SkeletonFreez után a skeleton elmei nem, de méretei változhatnak, de csak akkora mértékben, hogy a rá épített alkatrészek még stabilak maradjanak. Ezzel olyan szerkezetű és szintű csoportmunka valósítható meg a BME-FRT keretein belül, amelyet ma a legmodernebbnek tartanak a világ vezető autógyártói is. A 2012-es autó skeleton modelljének megalkotása szintén csapatunk feladatát képezte, melynek kiindulási alapja a 2011-es skeleton volt. Ezt a tapasztalatok alapján, illetve egyes szponzoraink mérnökeivel való konzultálás után gondoltuk újra és építettük fel.

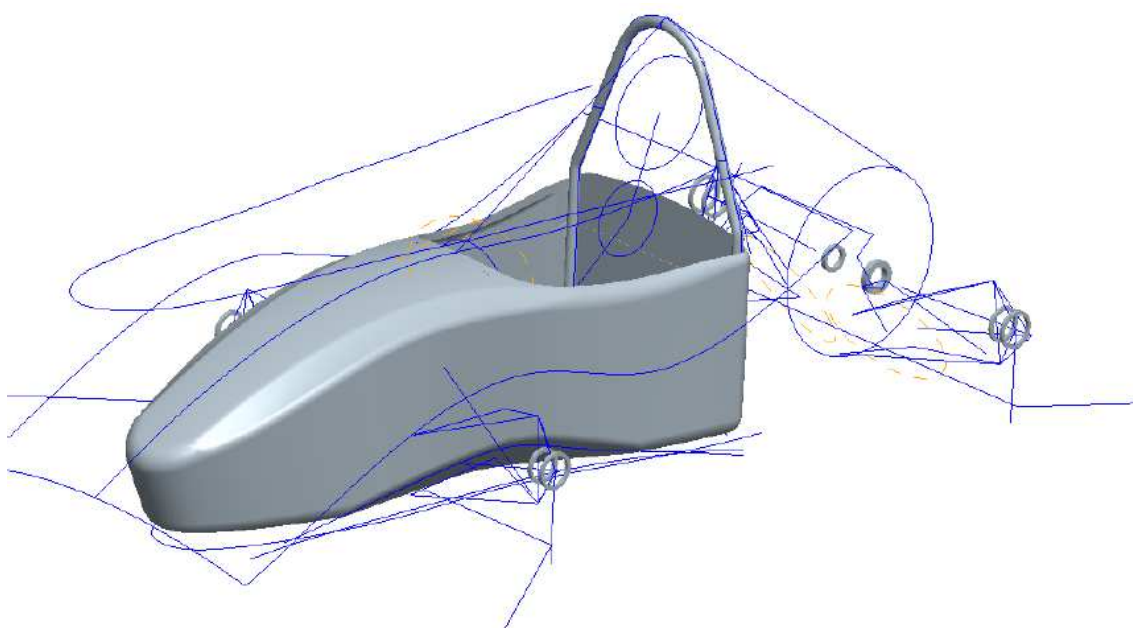


11. ábra A futómű skeleton modelle

A formaterv, a futóműbekötés pontok, valamint az alkatrészek bekötési pontjai alapján kezdtük meg a geometria kialakítását először oly módon, hogy vázlatokat összekötve felületeket képeztünk. Ezek a felületek metszették le egymásból a megmaradó síkokat, majd ezeket lekerekítésekkel tettünk folytonossá.

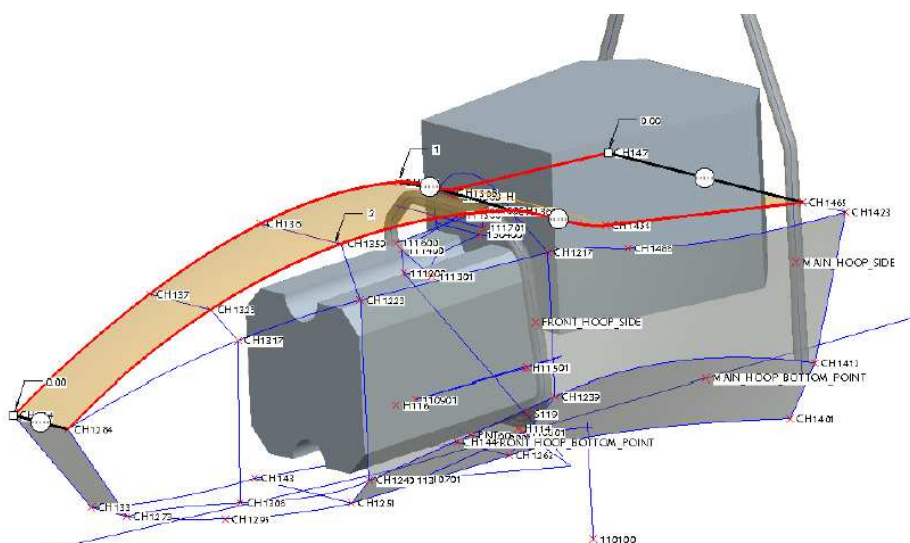


12. ábra A geometria kialakítása felület alapú módszerrel

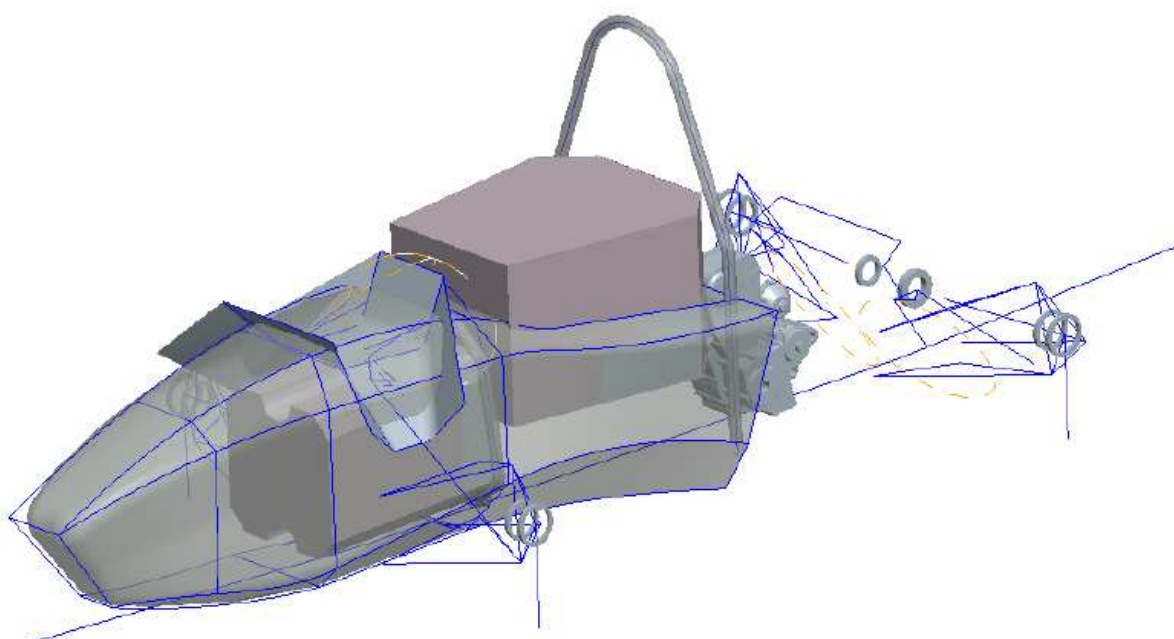


13. ábra A felület alapú módszerrel elkészített geometria

A kiadódó áthatások azonban igen szabálytalanok és hullámosak lettek, amely a végeselemes szimuláció, az aerodinamika és a teherviselés szempontjából sem lett volna előnyösek. A rossz minőségű eredmény miatt új módszert kerestünk. A másik megoldás szerint térgörbéket vettünk fel, majd ezek közé fektettünk síkokat a térben. Mivel az áthatási vonalak maguk az általunk felvett térgörbék voltak, ezért azok szabályosak lettek, az igényeinknek megfelelőek. Az áthatásokat aztán lekerekítettük, hogy folytonos felületeket kapjunk.

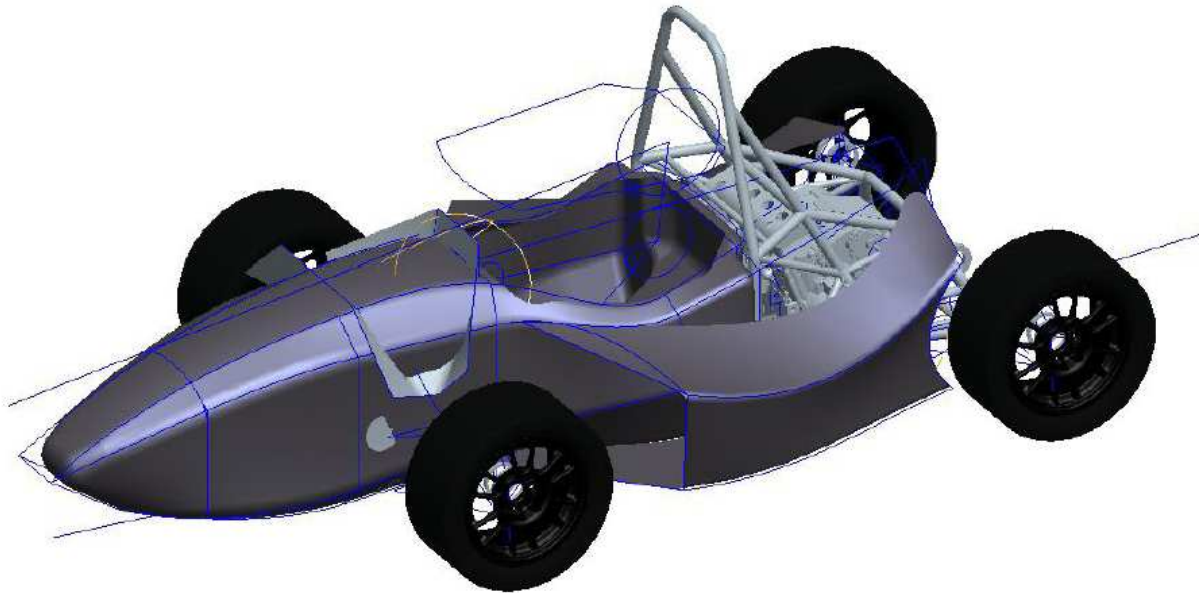


14. ábra Térgörbék felvétele a geometriához



15. ábra Térgörbe módszerrel elkészült előzetes geometria

A monocoque szerkezethez aztán megterveztük a motorfelfogató hátsó csőszerkezetet, majd beépítettük az alkatrészeket, melyekről kész modellel rendelkezünk. A szerkezet végelemes vizsgálatát és optimalását ez alapján meg tudtuk kezdeni.



16. ábra Az előzetes geometria épített versenyautó modelle

6. A végleges geometria kialakítása

A geometria véges elemes szimulációját Pro/MECHANICA és ANSYS környezetben végeztük el, azonban az 1. mérés eredményei alapján az előbbi bizonyult pontosabbnak, ezért az optimaláláshoz szükséges szimulációs iterációkat már csak abban végeztük el.

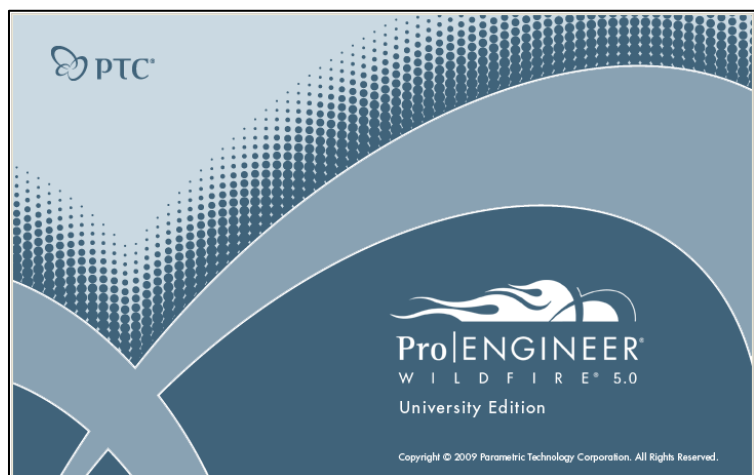
Használt anyagok: Bár lehetőség volt a Pro/MECHANICA ban a vázszerkezet anizotróp vizsgálatára, ezt mégis elvetettük, mert a mérésekhez képest 30% eltérés jelentkezett. Ezért az alábbi anyagokat választottuk:

- szendvicsszerkezet: $E = 10800 \text{ Mpa}$, $\nu = 0,33$, Megengedhető maximális feszültség: 30Mpa
- tömör izotrop laminátum: $E = 40000 \text{ Mpa}$, $\nu = 0,33$, Megengedhető maximális feszültség: 250Mpa

Az optimalálás során több lépésben(durva hálóval) iterálással tudtuk a megfelelő bordázatot kialakítani, úgy, hogy az lehető minimális tömeg mellett, maximális merevséget biztosítson. A következő pár oldalon ezt kívánjuk bemutatni.

6.1. A tengelycsonk tervező környezetének bemutatása

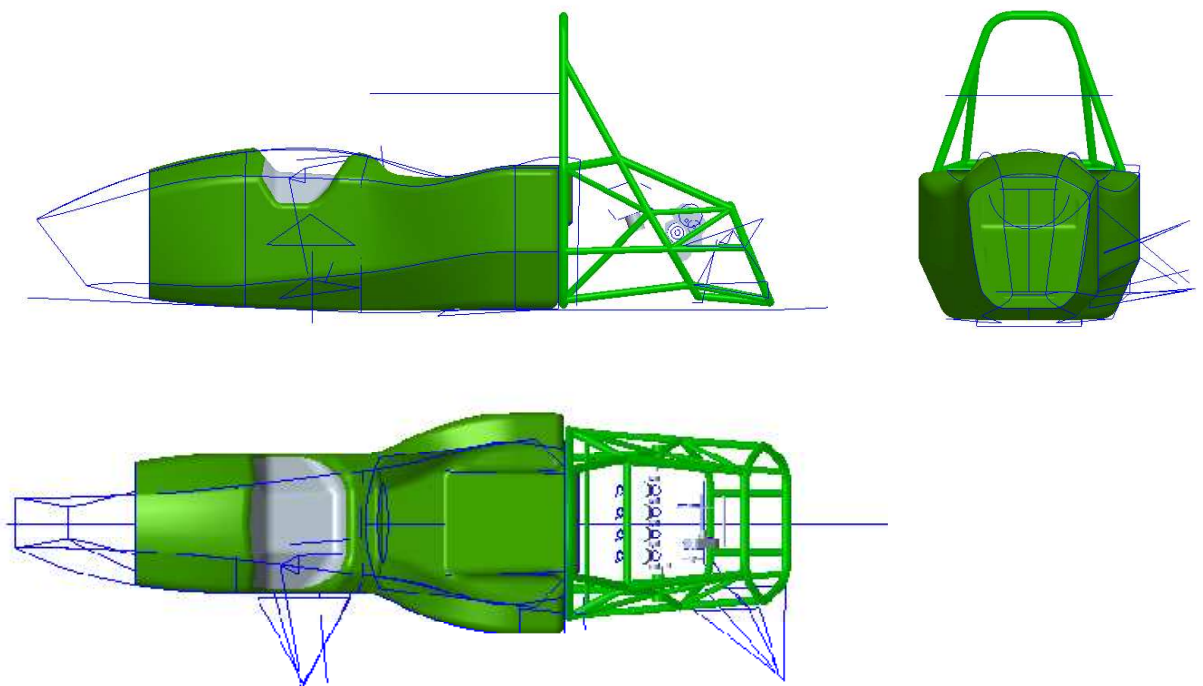
A geometriai modellt és a véges elemes vizsgálatot Pro Engineer szoftvercsomaggal végeztem. A választás azért esett erre, mert ez jelenleg az iparban a legjobban alkalmazható integrált tervezőrendszer gépészeti feladatok megoldására. Továbbá az is a döntés mellett szólt, hogy a BME - FRT is ezt a szoftvert



17. ábra Pro/Engineer WF 5.0 UE

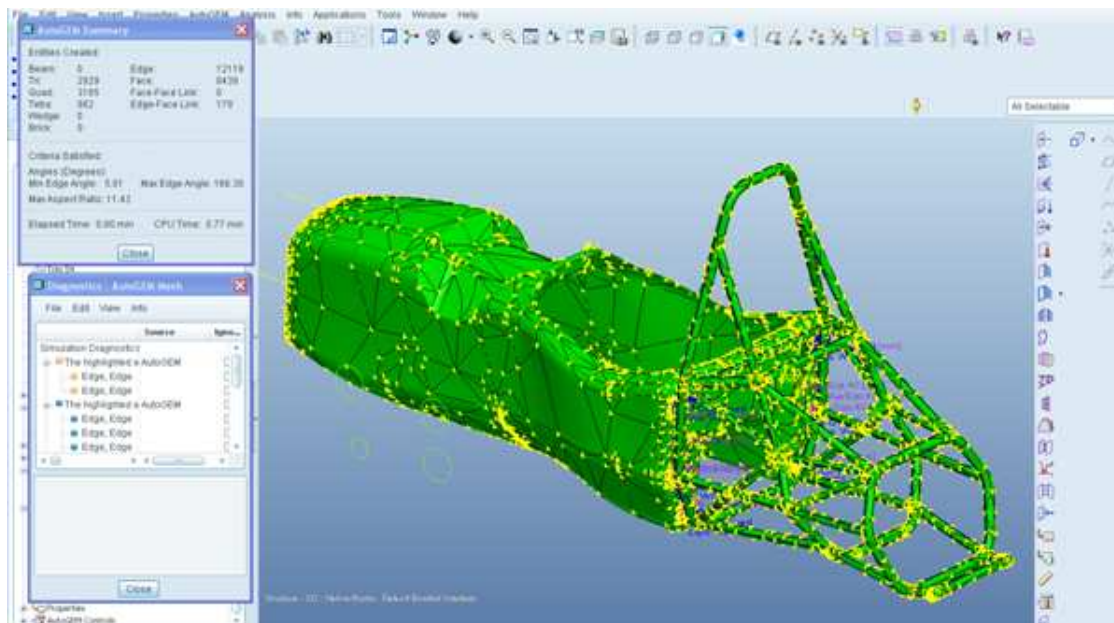
használja, hiszen a csapat támogatója az S&T Consulting Hungary Kft., aki az oktatási verziót (University Edition) a hallgatók rendelkezésére bocsájtotta. Munkámat az is megkönnyítette, hogy az S&T Consulting Hungary Kft. – nál 2010 szeptemberében 3 napos véges elemes oktatáson vehettem részt.

6.2. A kezdeti geometria

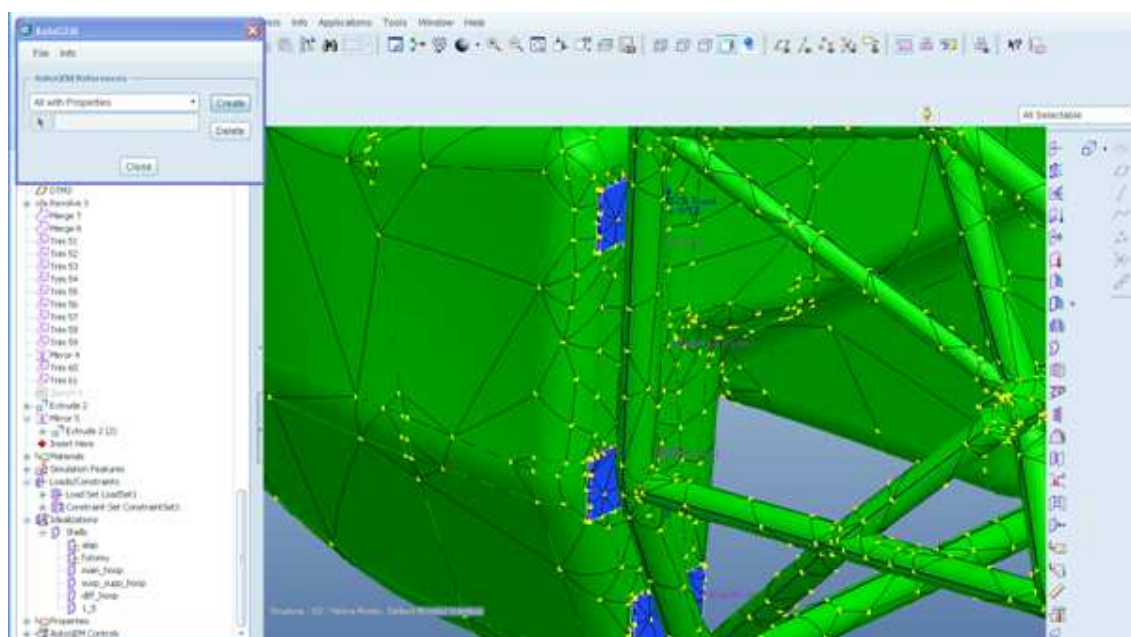


18. ábra A kezdeti geometria

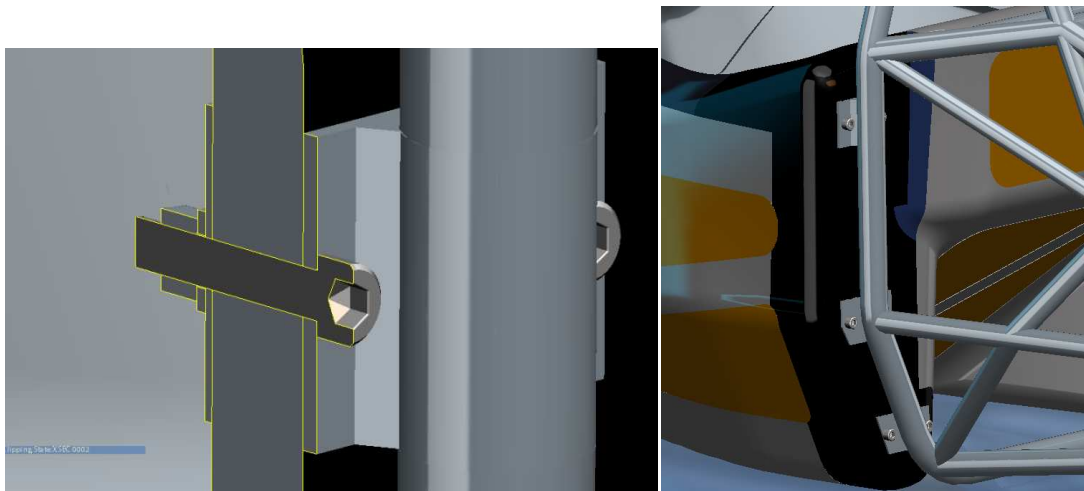
Az aktív erőket és a peremfeltételeket a legrosszabb esetre határoztuk meg (Front Bulkhead és Front BulkheadSupportOffaxis vizsgálat). Ha ezeknek a feltételeknek megfelel, akkor jó esélye van, hogy a többi esetnek is megfelel minimális módosítással.



19. ábra A kezdeti geometria behálózva, P - módszerrel

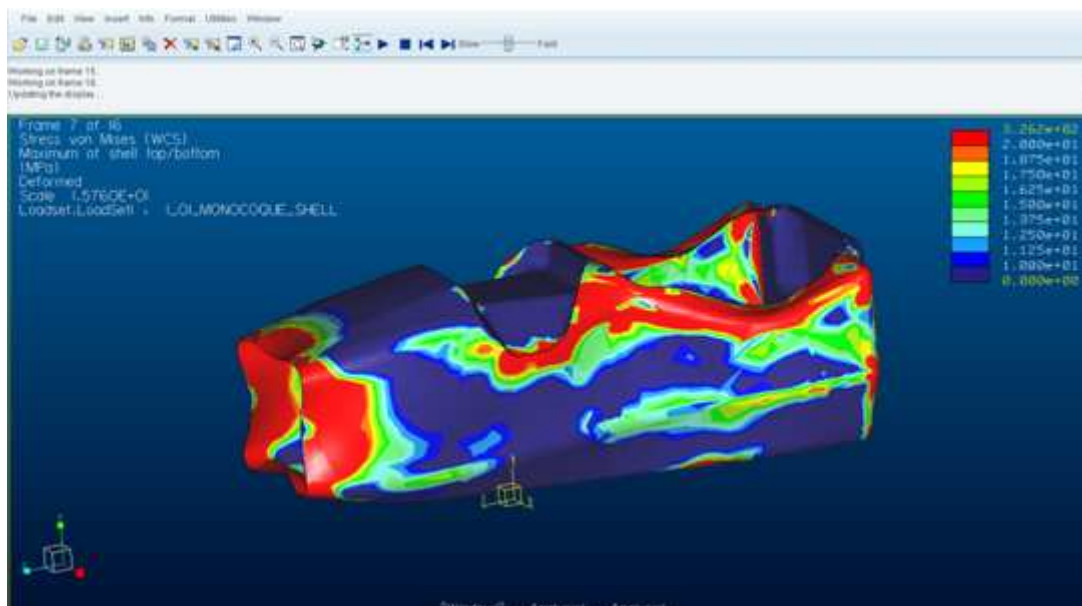


20. ábra A csatlakozás végelelemes hálója



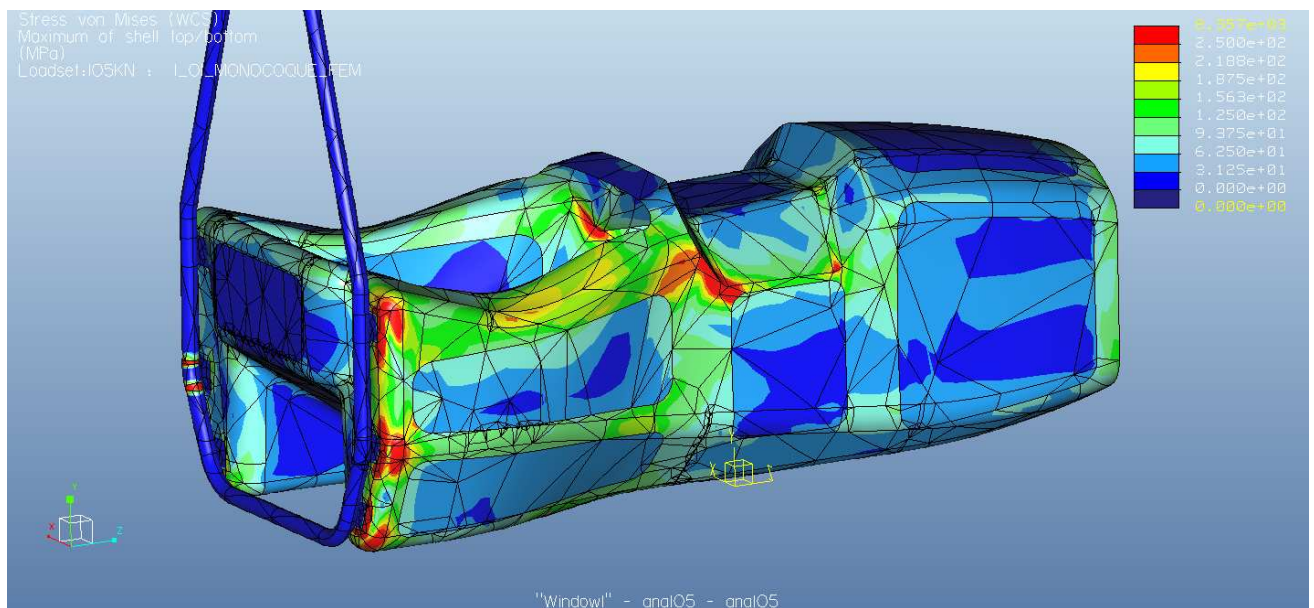
21. ábra A csatlakozás CAD modelle

A váz hátsó fele csavarkötéssel, összesen 12darab M8 as, Grade 12,9 es csavarral van rögzítve. A környéken a monocoque vastagabb, több rétegű, annak megfelelően, hogy milyen feszültségek ébrednek, a régió a fenti képeken fekete színnel láthatóak.

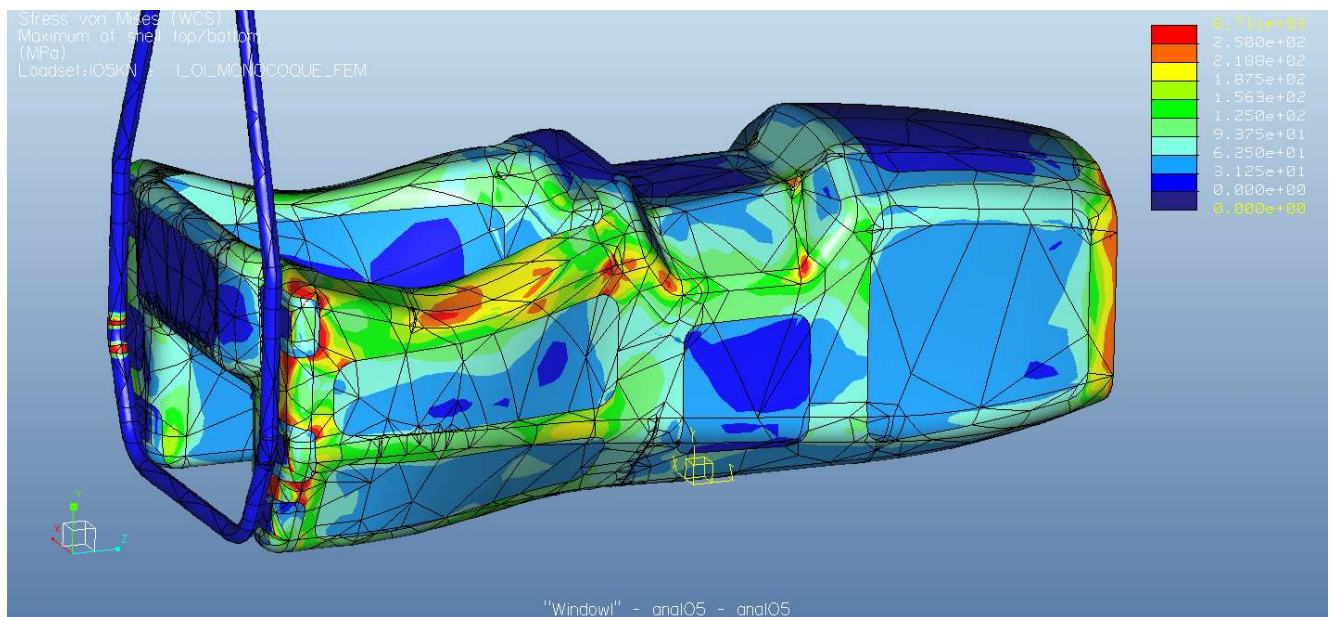


22. ábra Az első futtatások után, Mises szerinti redukált feszültség

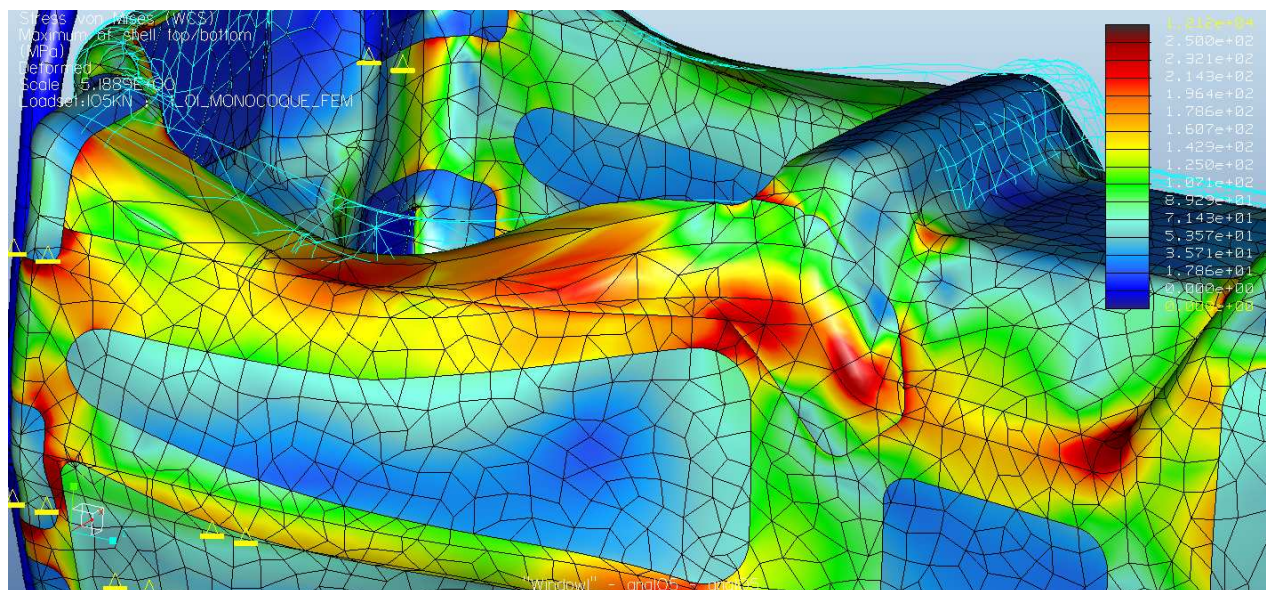
Az első futtatások után jól látható, hogy egyes helyeken további megerősítéseket igényel a szerkezet, ezért régiókat hoztam létre, a szimulációk eredményeinek megfelelően, kisebb feszültségek, nagyobb merevség érdekében.



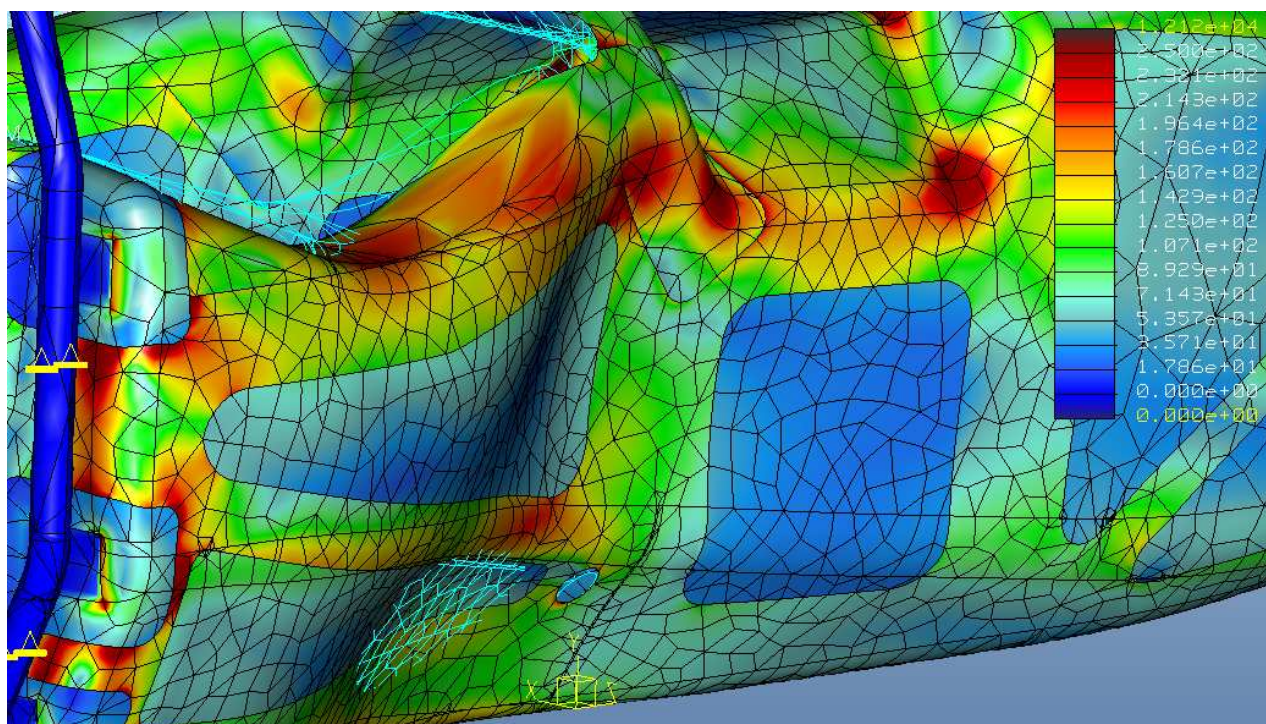
23. ábra Az első futtatások után. Látható, hogy a main hoop bekötés helyén további megerősítésre van szükség. Mises szerinti redukált feszültség.



24. ábra Erősítés a Main Hoop bekötése körül. Mises szerinti redukált feszültség.



25. ábra További bordázat a pilótafülke körül 1.Mises szerinti redukált feszültség.



26. ábra További bordázat a pilótafülke körül 2.Mises szerinti redukált feszültség.

Többlépéses iteráció során eljutottunk közel végleges geometriához, amely megfelel a legrosszabb terhelési esetre:

6.3. Front Bulkhead és Front BulkheadSupportOffaxis vizsgálat

A Front Bulkhead az autó elején elhelyezkedő „első non – crushable” zóna. Elölről ez zárja le a monokokot, feladata, hogy egy esetleges ütközés esetén az energiaelnyelő elemeketől megvédje a pilótát. A szabályzat szerint az alábbi terhelési eseteknek kell megfelelni.

Aktív erők: Front Bulkhead síkja előtt 150mm re elhelyezkedő pontban hat.

$$F_x = 105 \text{ kN}$$

$$F_y = 105 \text{ kN}$$

$$F_z = 0 \text{ kN}$$

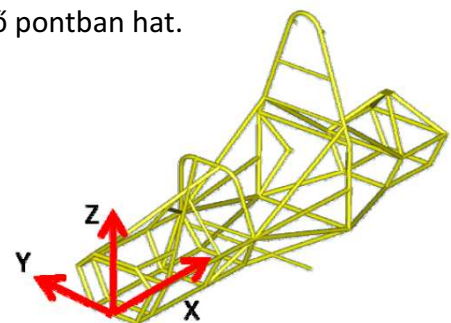
Peremfeltételek:

A Main Hoop alsó csomópontjai translációs szabadságfokai lekötöttek, az elfordulás nem.

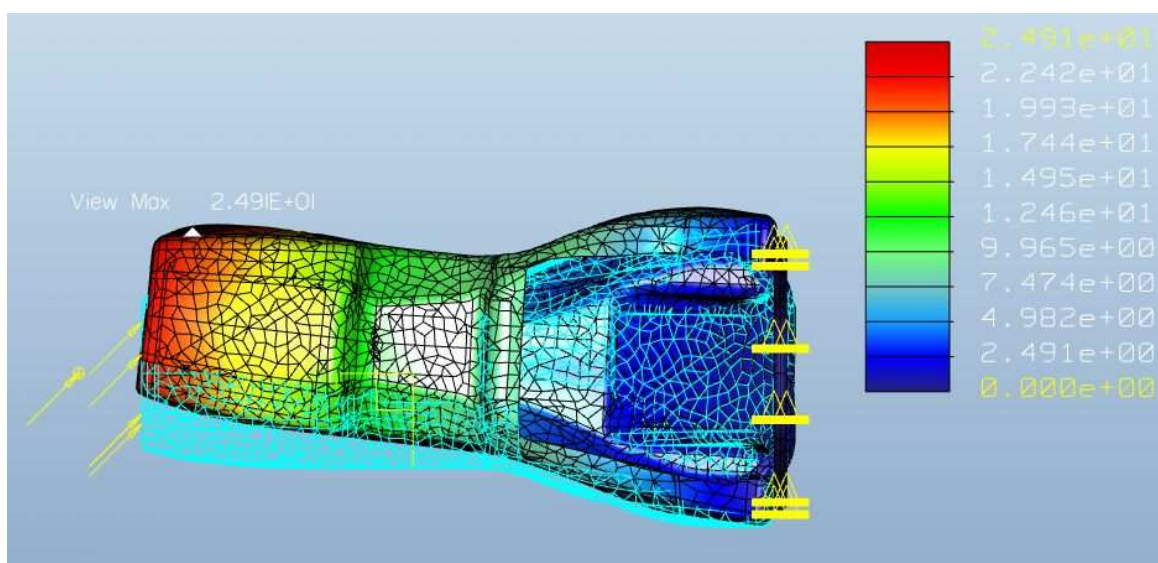
Megengedett maximális deformáció: 25mm

Meghibásodás nem történhet.

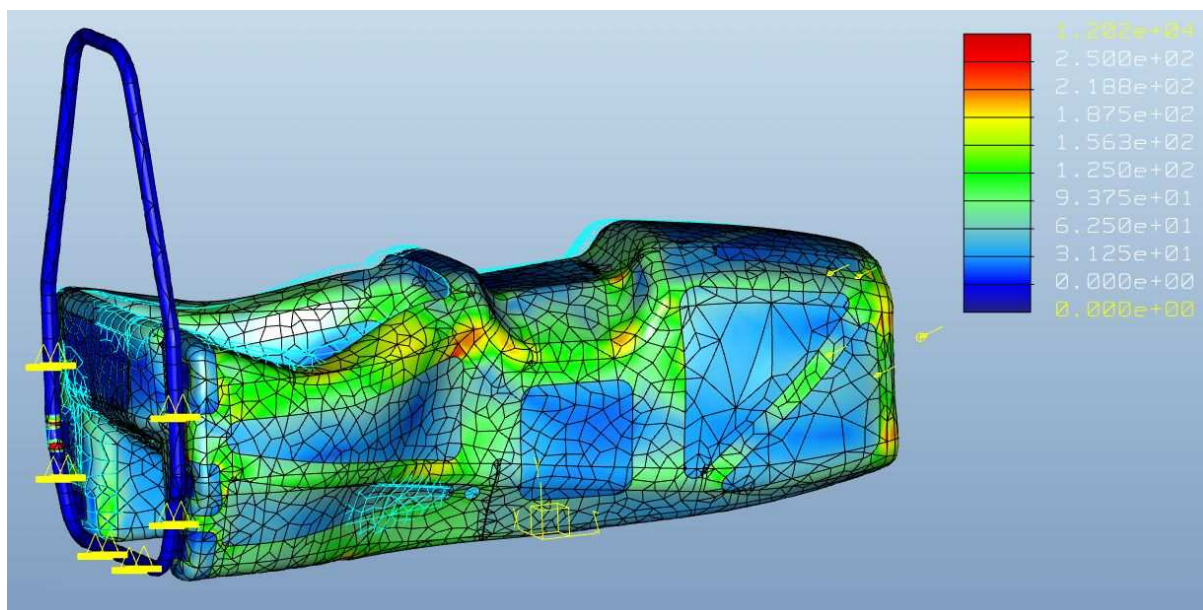
A vizsgálatok eredményén látható, hogy a maximális elmozdulás 4,68 mm, hozzá tartozó maximális Mises szerinti redukált feszültség 140 Mpa, tehát megfelel.



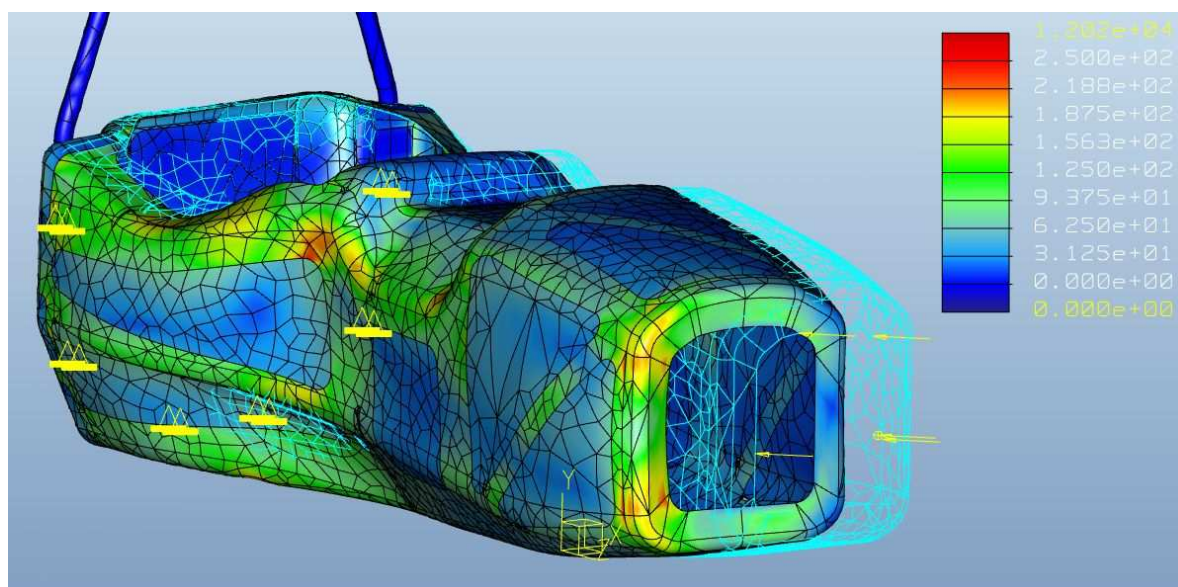
27. ábra Koordináta rendszer



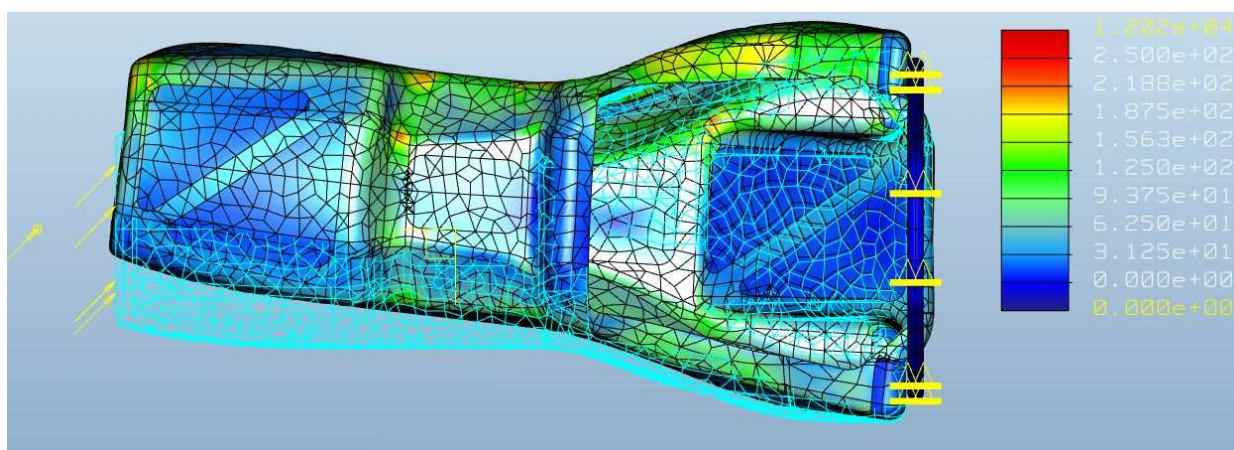
28. ábra Maximális elmozdulás 24,9 mm (MAG)



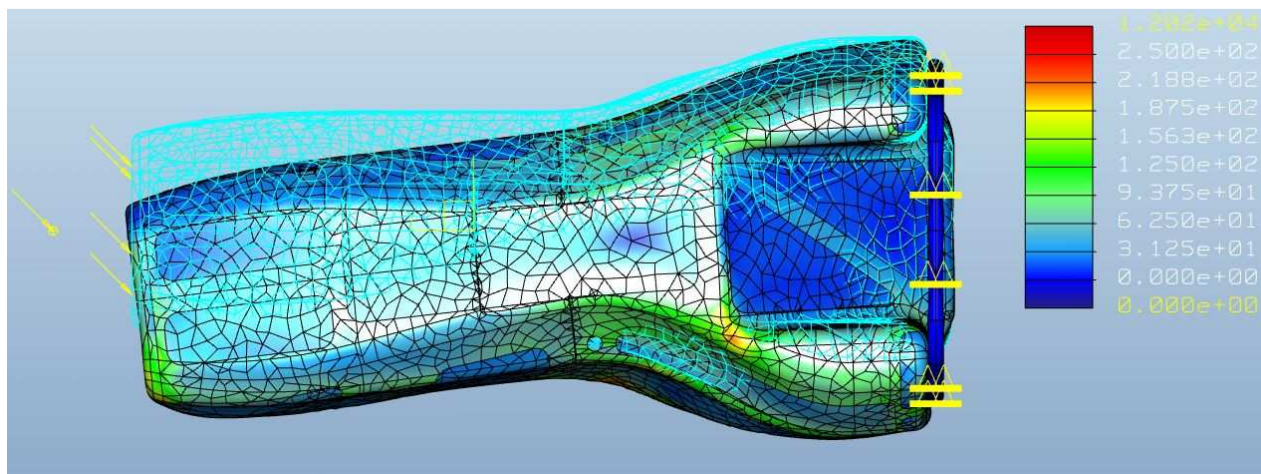
29. ábra Feszültségek oldalról, Mises szerinti redukált feszültség.



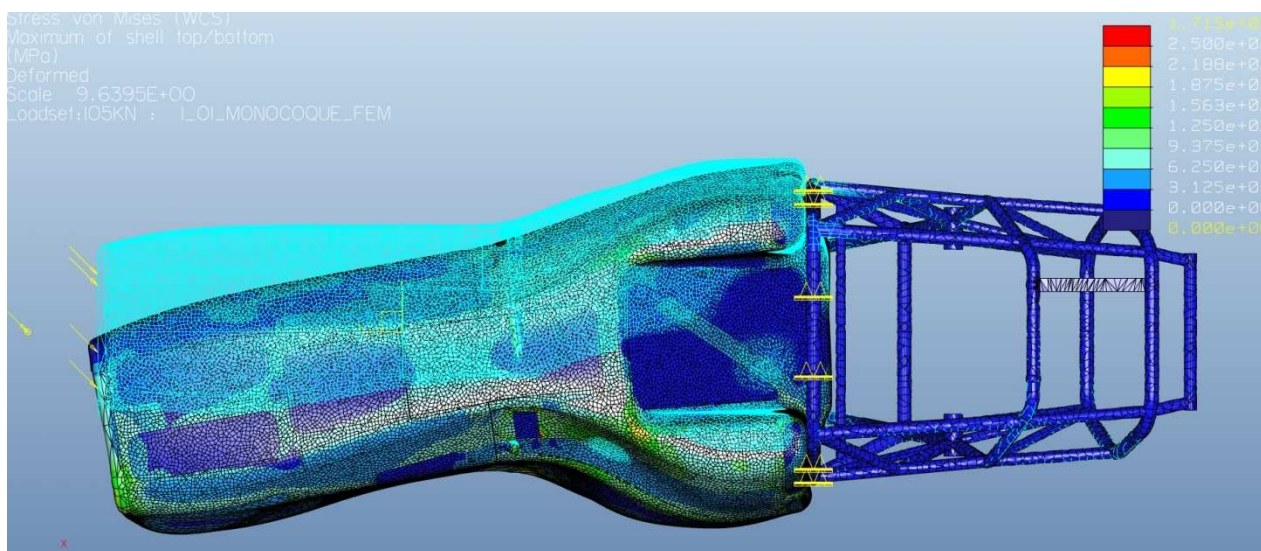
30. ábra Feszültségek oldalról 2, Mises szerinti redukált feszültség.



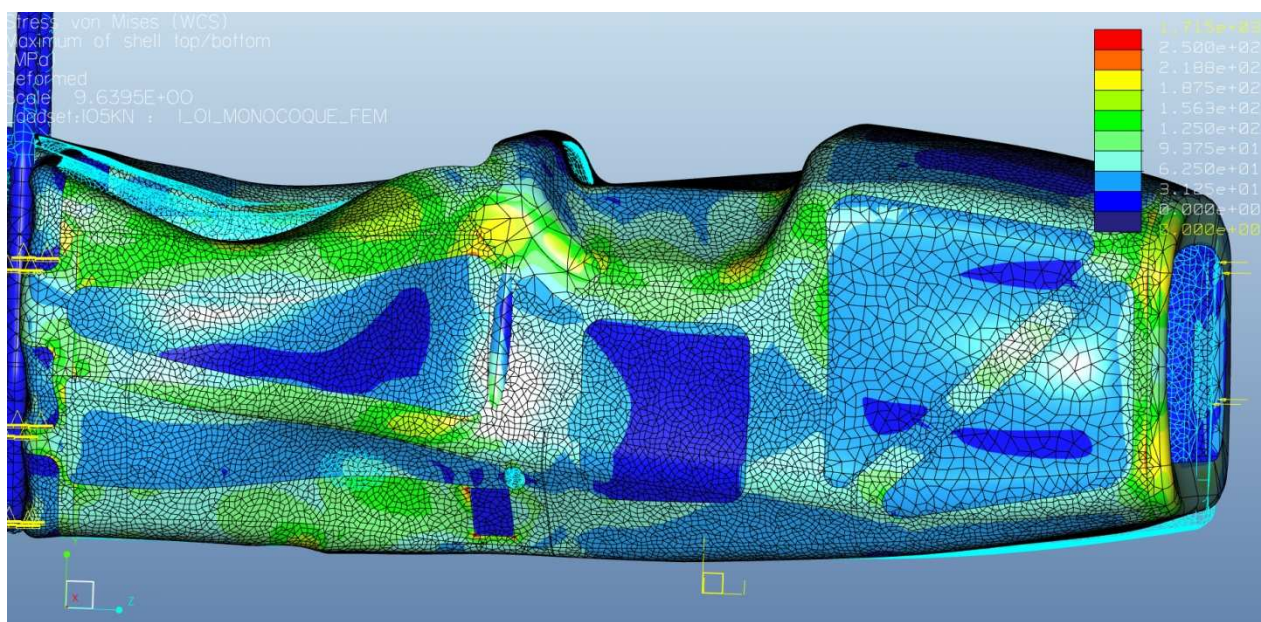
31. ábra Feszültségek felülnézetből, Mises szerinti redukált feszültség.



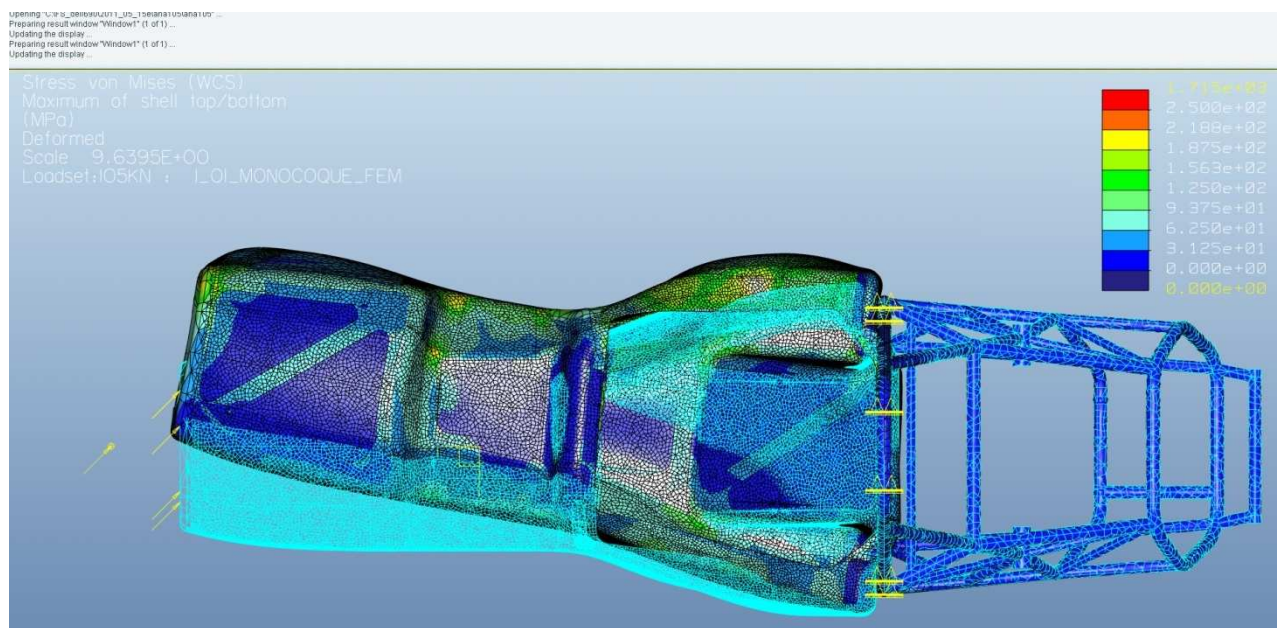
32. ábra Feszültségek alulnézetből, Mises szerinti redukált feszültség.



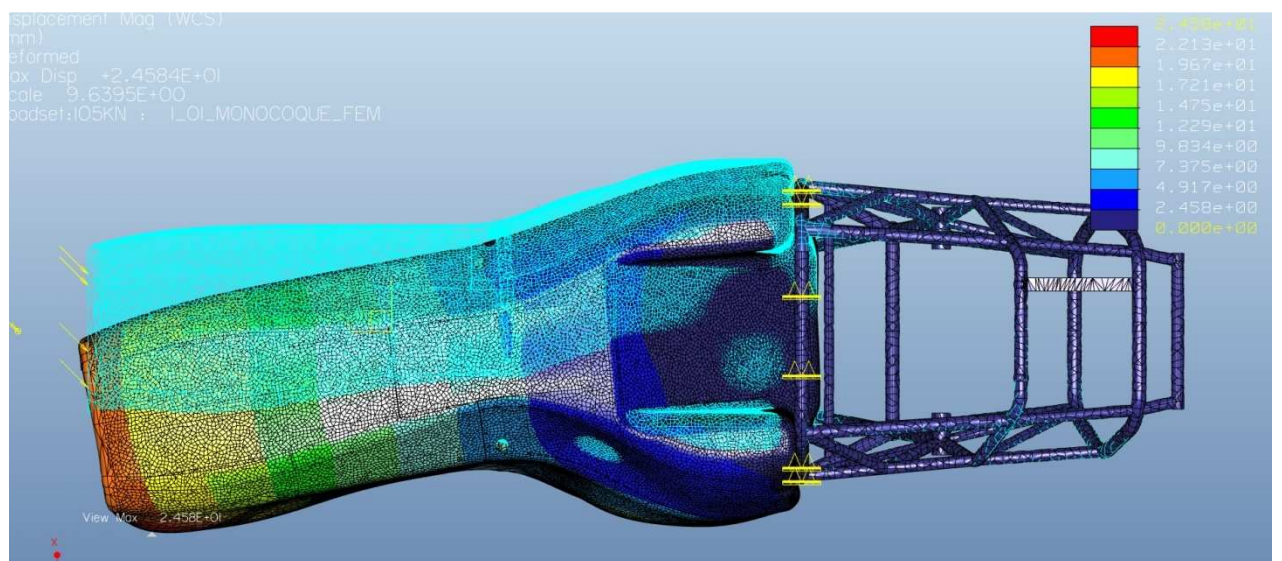
33. ábra Hálófinomított vizsgálat, feszültség, alulnézet, Mises szerinti redukált feszültség.



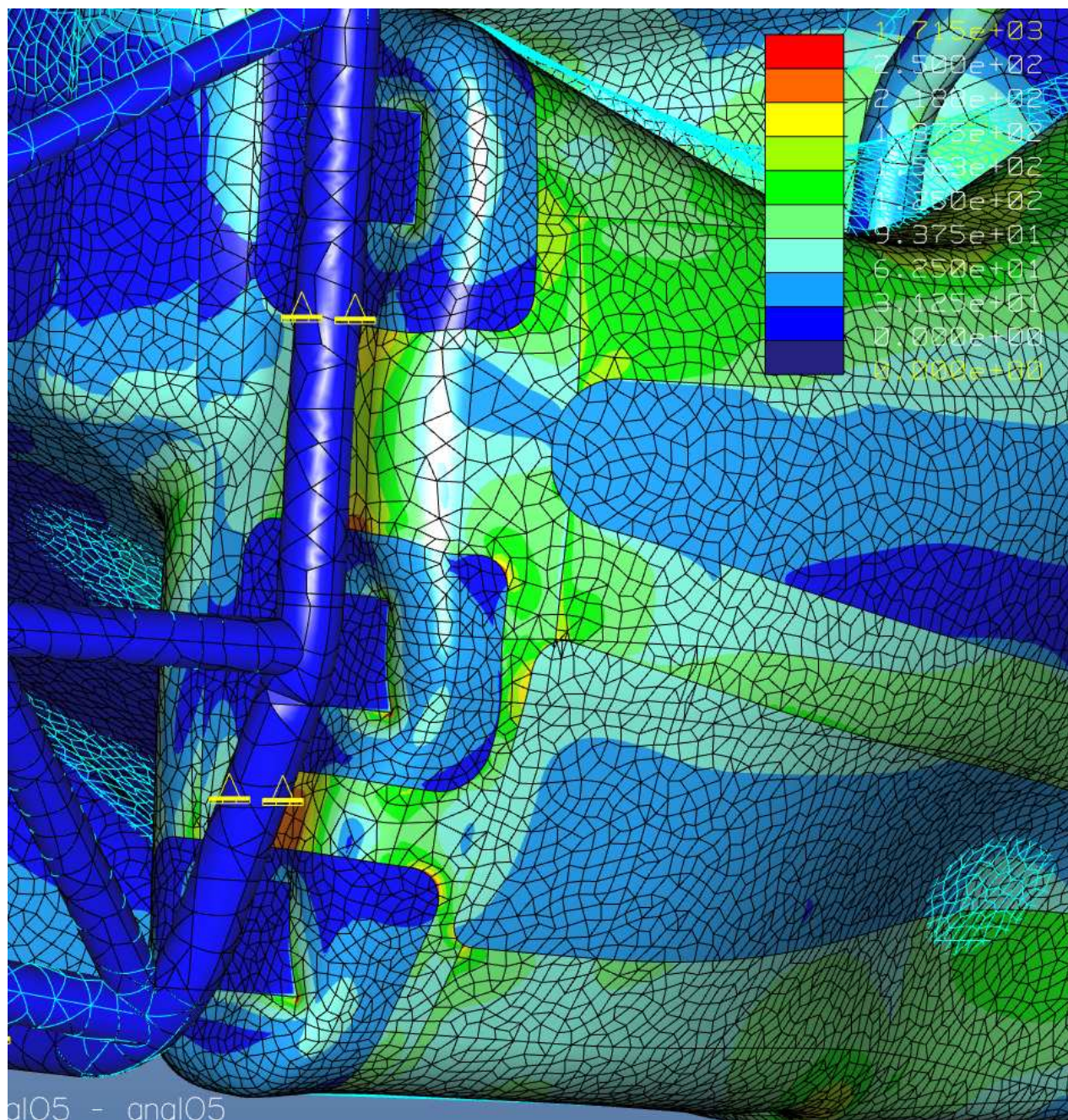
34. ábra Hálófinomított vizsgálat, feszültség, oldalnézet, Mises szerinti redukált feszültség.



35. ábra Hálófinomított vizsgálat, feszültség, felülnézet, Mises szerinti redukált feszültség.



36. ábra Hálófinomított vizsgálat, elmozdulás = 24,5 mm (MAG)



37. ábra Bekötési környezet alakja, feszültségek, Mises szerinti redukált feszültség.

6.4. Front Bulkhead vizsgálat

A Front Bulkhead az autó elején elhelyezkedő „első non – crushable” zóna. Elölről ez zárja le a monokokot, feladata, hogy egy esetleges ütközés esetén az energiaelnyelő elemeketől megvédje a pilótát. A szabályzat szerint az alábbi terhelési eseteknek kell megfelelni.

Aktív erők: A front bulkhead első felületén hatnak

$$F_x = -150\text{kN}$$

$$F_y = 0\text{kN}$$

$$F_z = 0\text{kN}$$

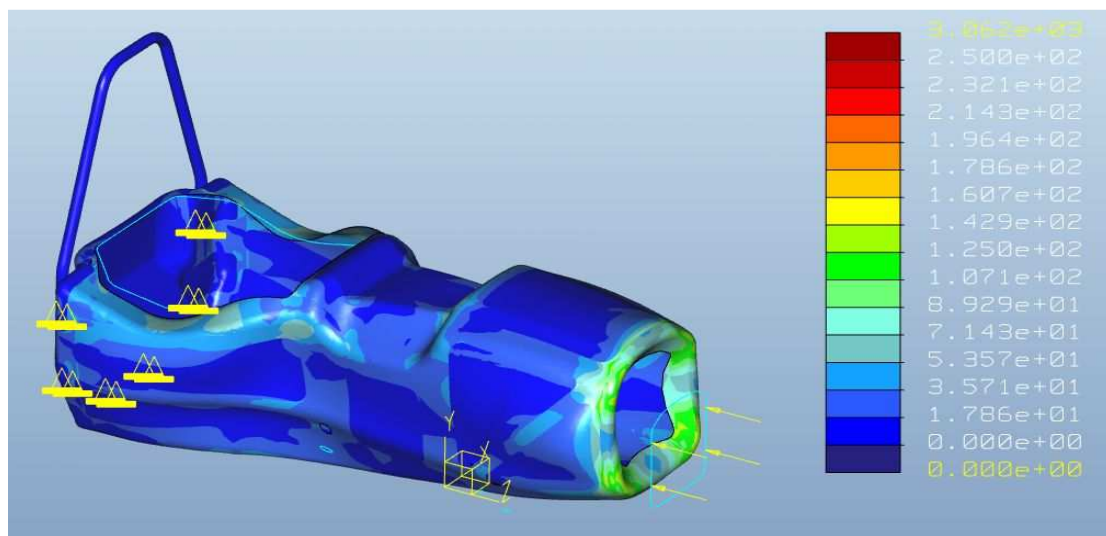
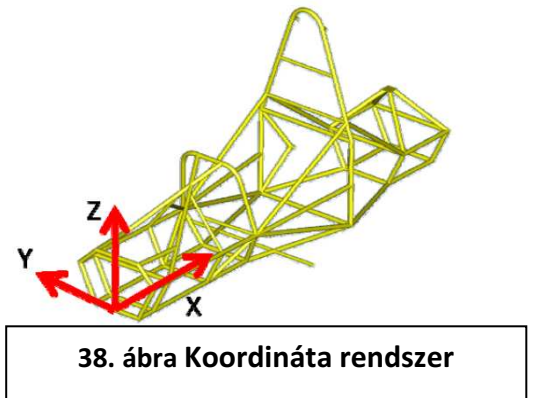
Peremfeltételek:

A Main Hoopalsó csomópontjai translációs szabadságfokai lekötöttek, az elfordulás nem.

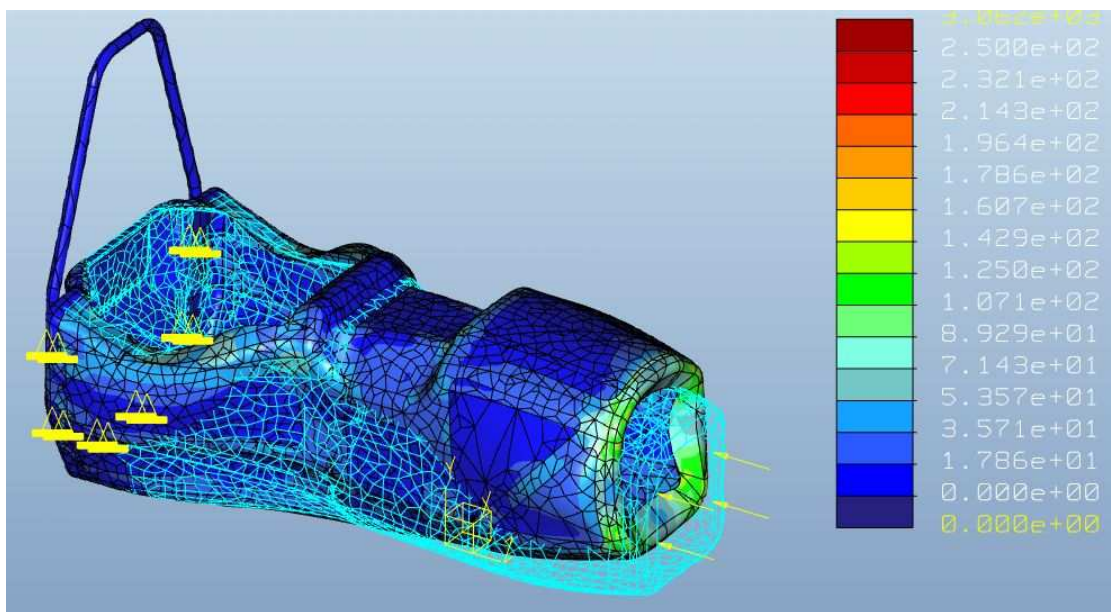
Megengedett maximális deformáció: 25mm

Meghibásodás nem történhet.

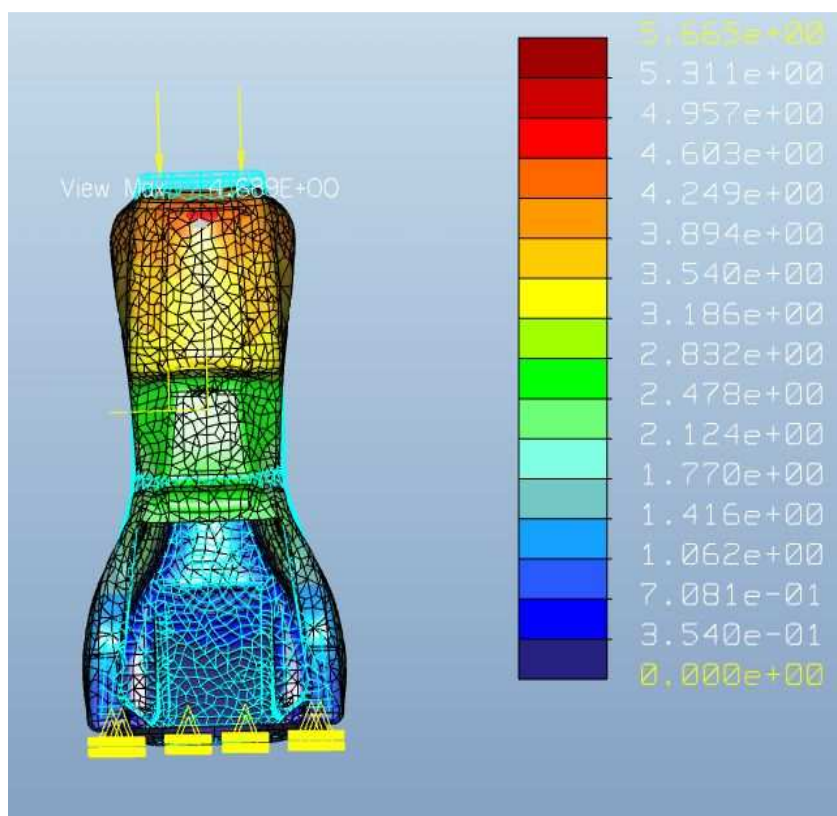
A vizsgálatok eredményén látható, hogy a maximális elmozdulás 4,68 mm, hozzá tartozó maximális Mises szerinti redukált feszültség 140Mpa, tehát megfelel.



39. ábra Terhelési eset és, deformált alak és feszültség.



40. ábra Maximális feszültség 140Mpa, háló



41. ábra Maximális elmozdulás

6.5. Front Hoop vizsgálat:

A front hoop a pilótafülke előtt elhelyezkedő bukókeret. Feladata, hogy megvédje a pilótát burulás esetén. A szabályzat szerint az alábbi terhelési eseteknek kell megfelelni.

Aktív erők: Front Hoop tetején hatnak

$$F_x = 6 \text{ kN}$$

$$F_y = 5 \text{ kN}$$

$$F_z = -9 \text{ kN}$$

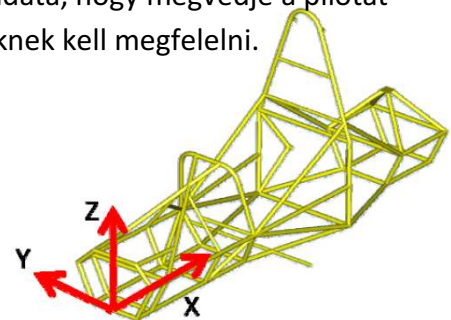
Peremfeltételek:

A Main Hoop és a Front Hoop alsó csomópontjai translációs szabadságfokai lekötöttek, az elfordulás nem.

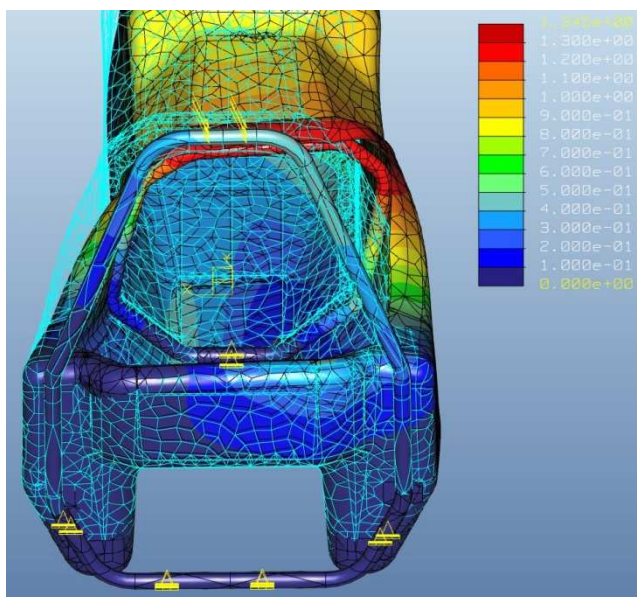
Megengedett maximális deformáció: 25mm

Meghibásodás nem történhet.

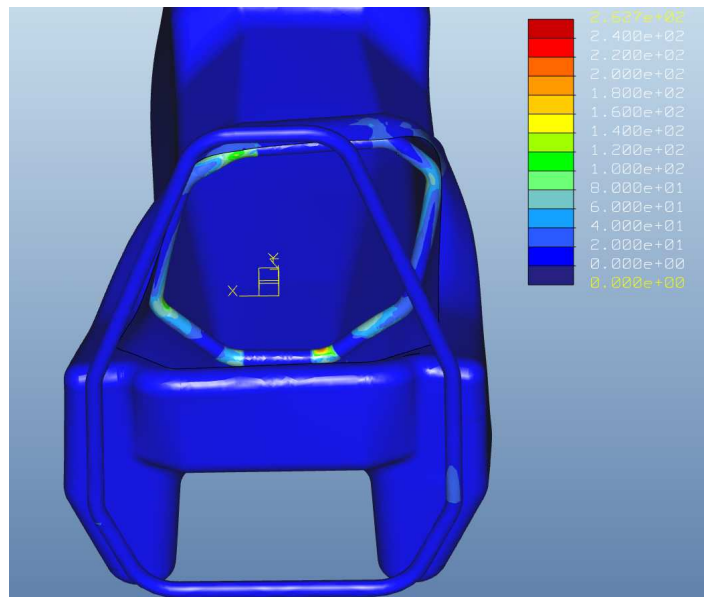
A vizsgálatok eredményén látható, hogy a maximális elmozdulás 1,34 mm, hozzá tartozó maximális Mises szerinti redukált feszültség 267 Mpa, ami a csőben ébred. Ez megfelel, mivel a cső S355 anyagú, folyáshatára 355Mpa.



42. ábra Koordináta rendszer



43. ábra Mises szerinti redukált feszültség és deformált alak



44. ábra Elmozdulás (MAG) és deformált alak

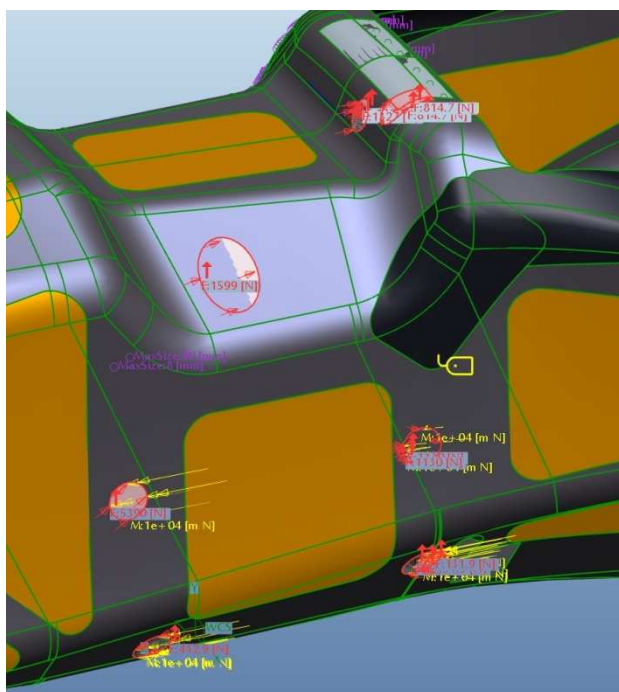
6.6. Futómű bekötési pontok vizsgálata:

Habár a szabályzat nem tér ki rá, kézenfekvőnek tartottuk, hogy vizsgáljuk a futómű bekötési pontokban ébredő feszültségeket. Ehhez a futómű csoport vezetőt kértük meg hogy szolgáltatson aktív erőket, amik terhelik a monokokot. Az erőket a következő táblázat mutatja:

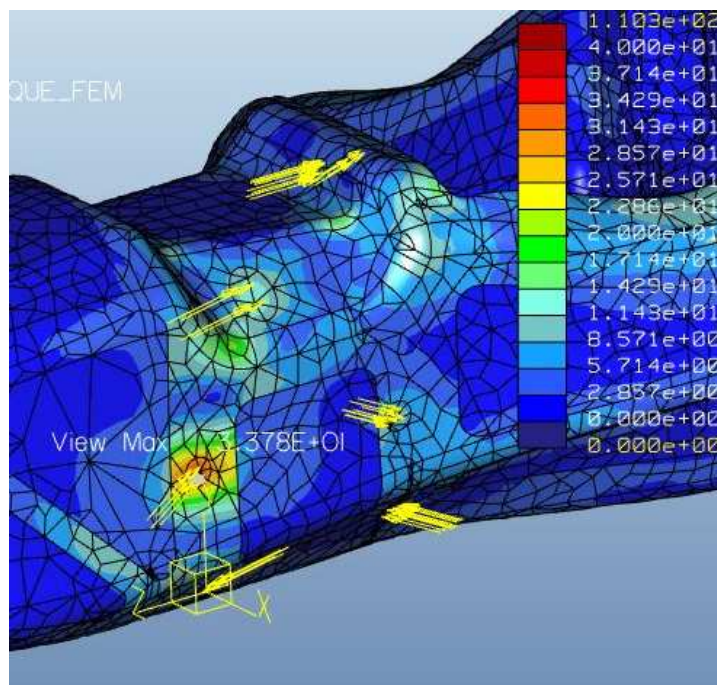
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	MEGNVEZÉS	X (N)	Y (N)	Z (N)	TOTAL	STÁTUSZ		
2	Terhelő erő	.625	1000	2100	2410	OK	BAL ELSŐ FUTÓMŰ	
3	Alsó lengőkar első	75,13	-113,68	390,72	413,8	OK	Erőbevezetés helye:	Első keréktalppont
4	Alsó lengőkar hátsó	10,38	60,47	117,67	132,701	OK		
5	Felső lengőkar első	-1821,64	1646,29	-4799,6	5522,91	OK	Koordináta-rendszer:	Alap
6	Felső lengőkar hátsó	-364,36	-514,08	-938,71	1130,58	OK		
7	(Pushrod)	1008,01	-1250,35	1008,01	1858,95	OK		
8	Rocker bearing	987,51	774,92	-991,08	1599,35	OK		
9	Spring frame	-679,178	-450,97	-15,55	815,41	OK		
10	Stab rúd				1327,56	OK		

45. ábra A futóműbekötésből származó erők

Az erők támadáspontja a bal oldali ábrán figyelhető meg. A jobb oldali ábrán látható, hogy a maximális Mises szerinti redukált feszültség 33,78 Mpa, ami megfelel.



46. ábra Futómű bekötések modellezése



47. ábra Feszültségek a bekötési pontok körül

6.7. Side impact vizsgálat:

A Side Impact Structure (SIS) pilótafülke két oldalán elhelyezkedő bukókeret. Feladata, hogy megvédje a pilótát oldalütközés esetén. A szabályzat szerint az alábbi terhelési eseteknek kell megfelelni.

Aktív erők: A szabályzat nem köti ki hol kell hatnia(de indokolni kell), jelen esetben a Main Hoop és a Front Hoop között félúton vettük fel a terhelést.

$$F_x = 0 \text{ kN}$$

$$F_y = 7 \text{ kN}$$

$$F_z = 0 \text{ kN}$$

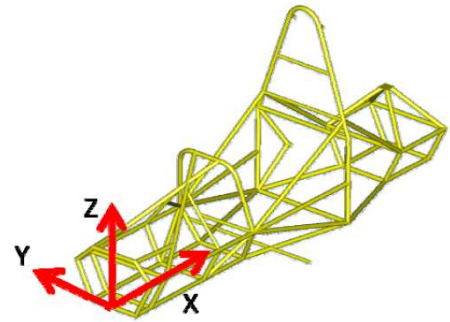
Peremfeltételek:

A Main Hoop és a Front Hoop alsó csomópontjai translációs szabadságfokai lekötöttek, az elfordulás nem.

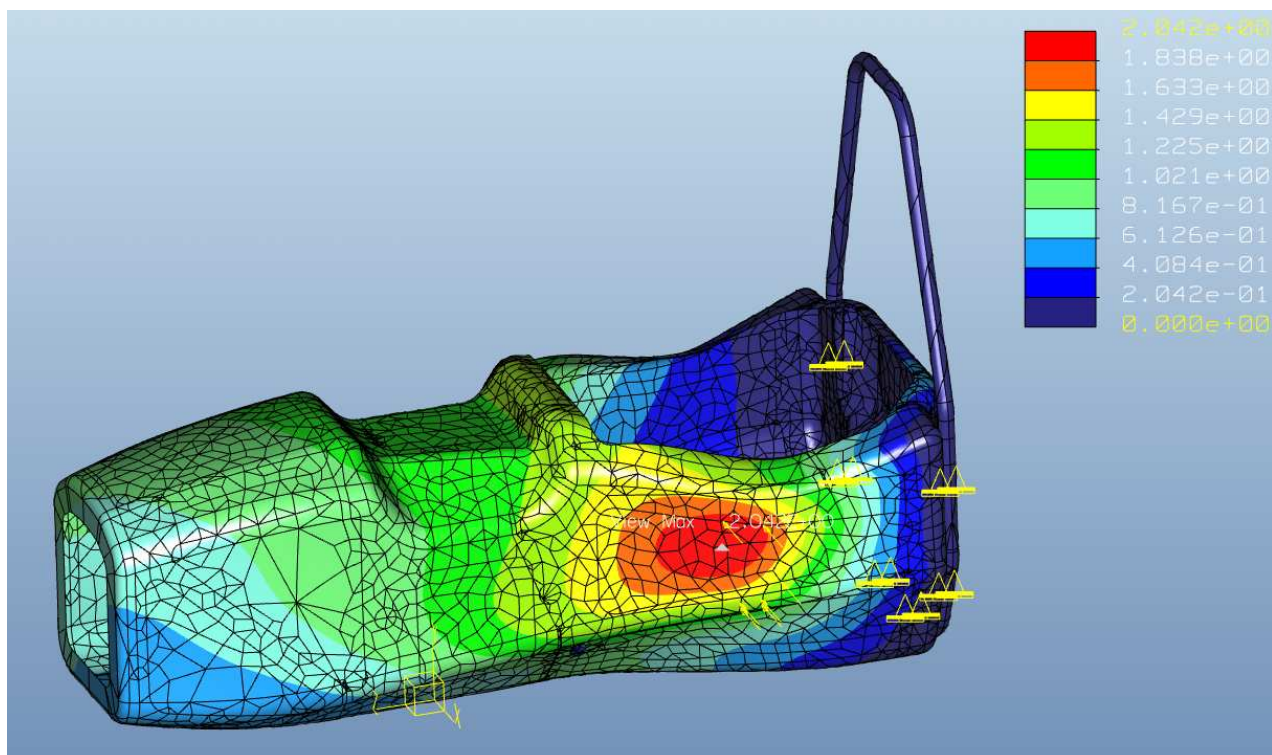
Megengedett maximális deformáció: 25mm

Meghibásodás nem történhet.

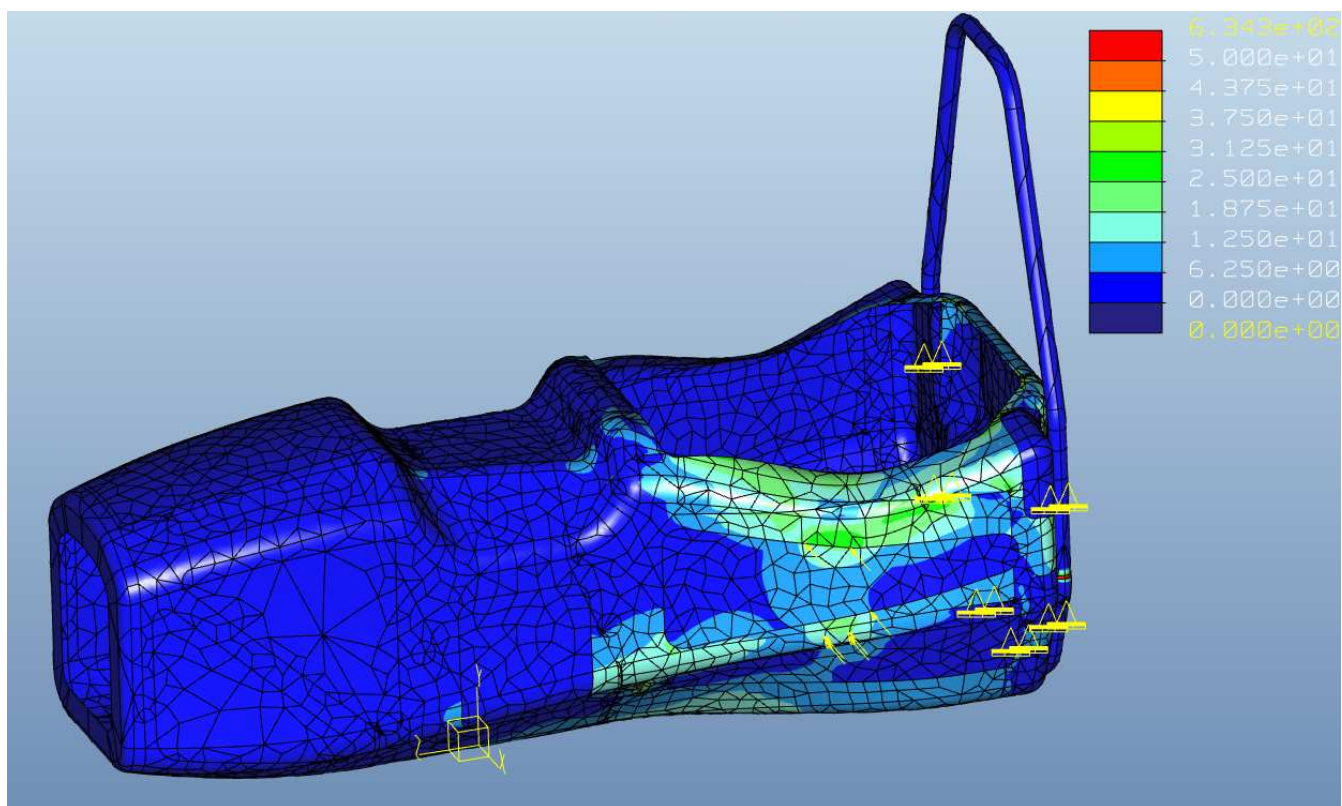
A vizsgálatok eredményén látható, hogy a maximális elmozdulás 2 mm, hozzá tartozó maximális Mises szerinti redukált feszültség 35-40Mpa, ami bőven az anyag tönkremeneteli kritériuma alatt van.



48. ábra Koordináta rendszer

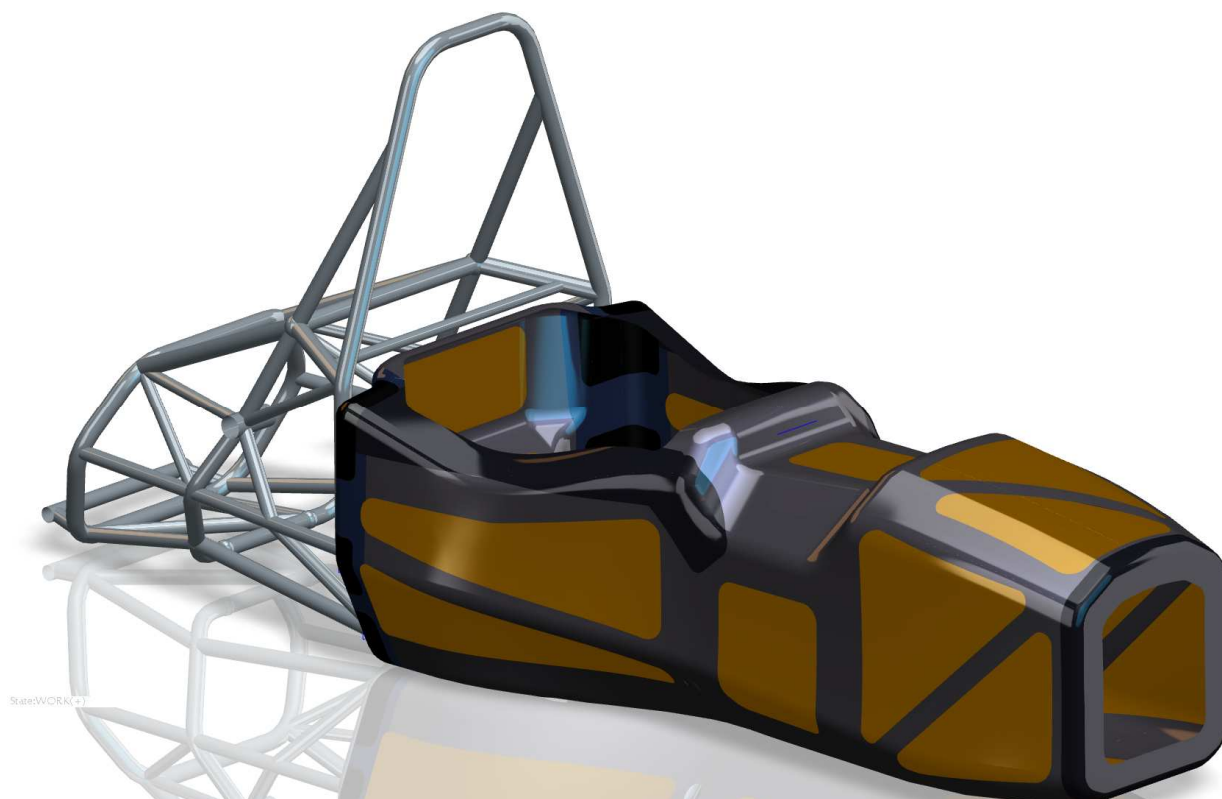


49. ábra Elmozdulás (MAG)



50. ábra Feszültség (Mises szerinti redukált feszültség)

6.8. A Végeleges geometria



51. ábra Végleges geometria

A monocoque vázszerkezet végül 29,7 kg lett, mely megfelel az új, 2011-es szabályzatoknak is.

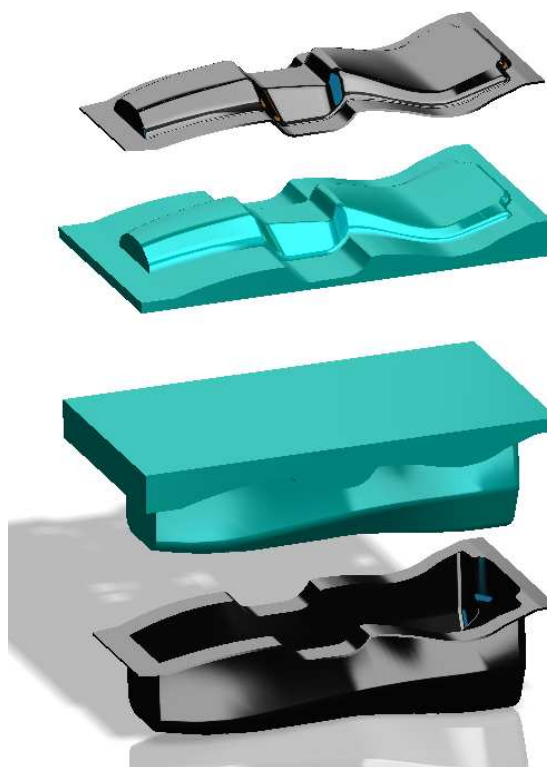
Ez egyelőre nem könnyebb, mint a tiszta csővázas konstrukció, de egy hatalmas lépés egy jelentősen könnyebb vázszerkezet felé.

6.9. Gyártásról röviden

Silverstoneban számot kellett adni a tervek mellett a gyártástechnológiáról is.

A gyártás megkezdésének első lépése, hogy az ősmintát(világoskék) tooling blockból kimarjuk. A CFRP (carbon fibre reinforced plastic) (fekete) szerszámokat erre lamináljuk rá, amelyet később összezsavarozva arra használunk fel, hogy megadja a monocoque külső felületét és a szerkezet alakját. Azért választottuk, a ősmintás – negatív szerszámozást, hogy a külső felület a lehető legjobb minőségű lehessen, ezáltal minimális mennyiségű felületjavítás és festék szükséges.

Miután a vázszerkezet anyagát fellamináltuk a negatív szerszámra, 90 percre, 130°C on térhálósítani kell autoclav kemencében, vákuumzsákosva.



52. ábra Pozitív és negatív szerszámok



53. ábra Negatív szerszámok összeállítás után



54. ábra Autokláv



55. ábra Laminálás a negatív szerszámokra



56. ábra A kész vázszerkezet

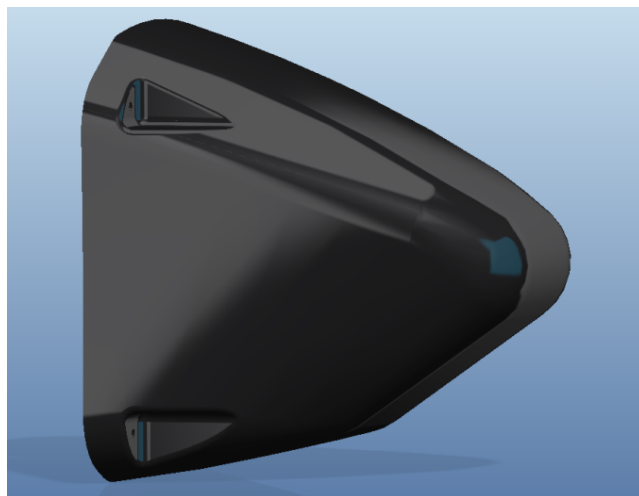


57. ábra A kész monocoque és a versenyautó többi részegysége. A részegységek a BME FRT Junior csapata által lettek megtervezve.

7. Impact Attenuator

A szabályzat előírja egy energia elnyelő elem létezését a váz, ez esetben a monocoque első részén. Az alkatrésznek el kell nyelnie 7350J energiát, amely a 300kg os 7m/s al haladó FS versenyautó mozgási energiája, az lassulás maximuma nem érheti el a 40 g értéket, az átlag pedig a 20 g –t.

A csapat eddig PUR habból készült alkatrészeket használt mind a 4 autójában, azonban ezek nehezek voltak, illetve burkolóelemről is gondoskodni kellett, amely további plusz tömeget jelentett. A 2012 es autóban ezért szeretné a csapat, ha héjszerkezetű, „önhordó” lenne ez az elem is. A szempontokat döntési márixba sorolva is ezt az eredményt kaptuk.



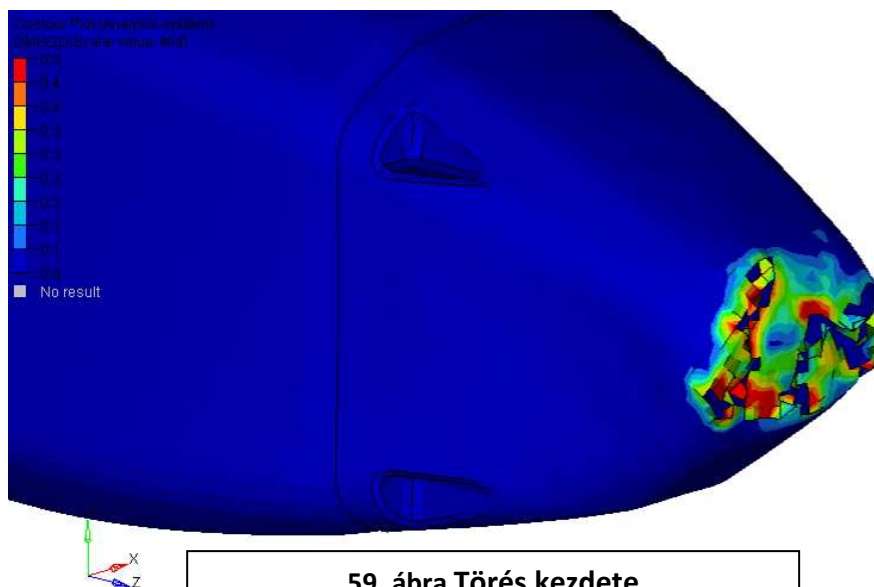
58. ábra Impact Attenuator

	súlyozás	hab	kompozit	fém
tömeg	10	2	5	1
tapasztalat	4	5	1	1
ár	2	3	2	5
tervezés bonyolultsága	5	3	1	5
csapattagok véleménye	5	3	5	1
Eredmény:		76	88	54

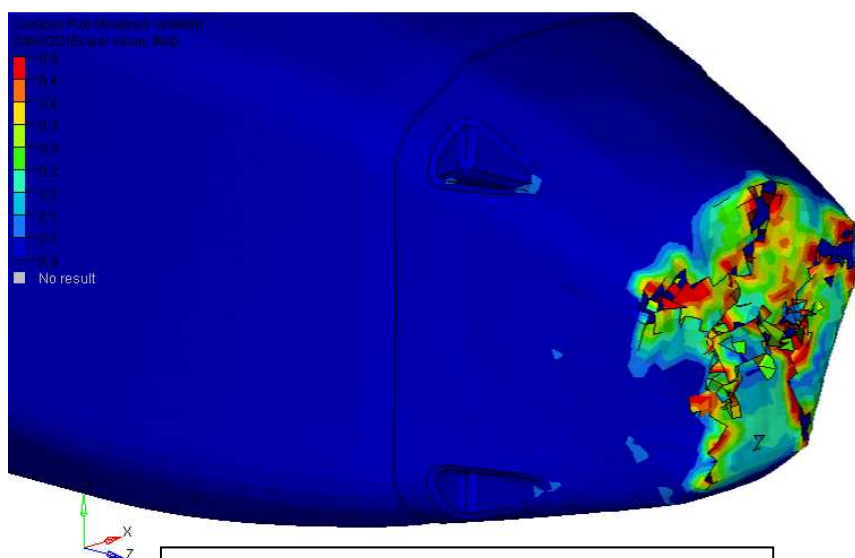
Legfontosabb szempont a tömeg, lévén versenyautóról van szó, 10 pontot kapott súlyozásra. Az ár nem jelentős tényező, mivel relatív kis alkatrészeről lévén szó.

Tervezés első fázisában a külföldi csapatok impactjait tanulmányozva jutottam el a kezdeti geometriához. Ezt finomítva – természetesen a monocoqueal együtt - jutottam el az első változathoz, amelyet már véges elemes környezetben tudtam tanulmányozni. Ebben Csiszár András mérnökirodája MESHINING Engineering volt segítségemre. Mivel ez egy nem lineáris, anizotróp vizsgálat volt, a pre - processálás ANSA környezetben, a megoldás PamCrash - ben történt.

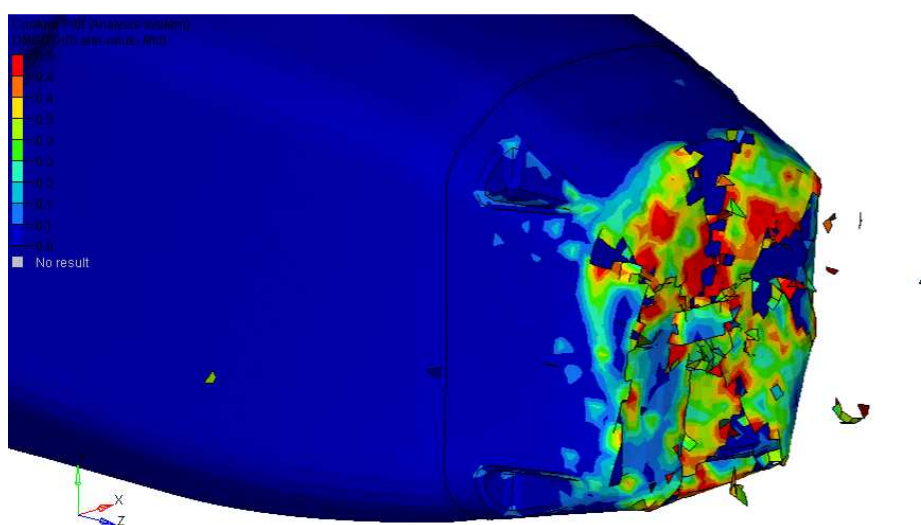
Az impact végül 8 szövet rétegű 0-45-90-135-0-45-90-135 szálorientációval,összesen 2mm eres vastagsággal lett végleges.



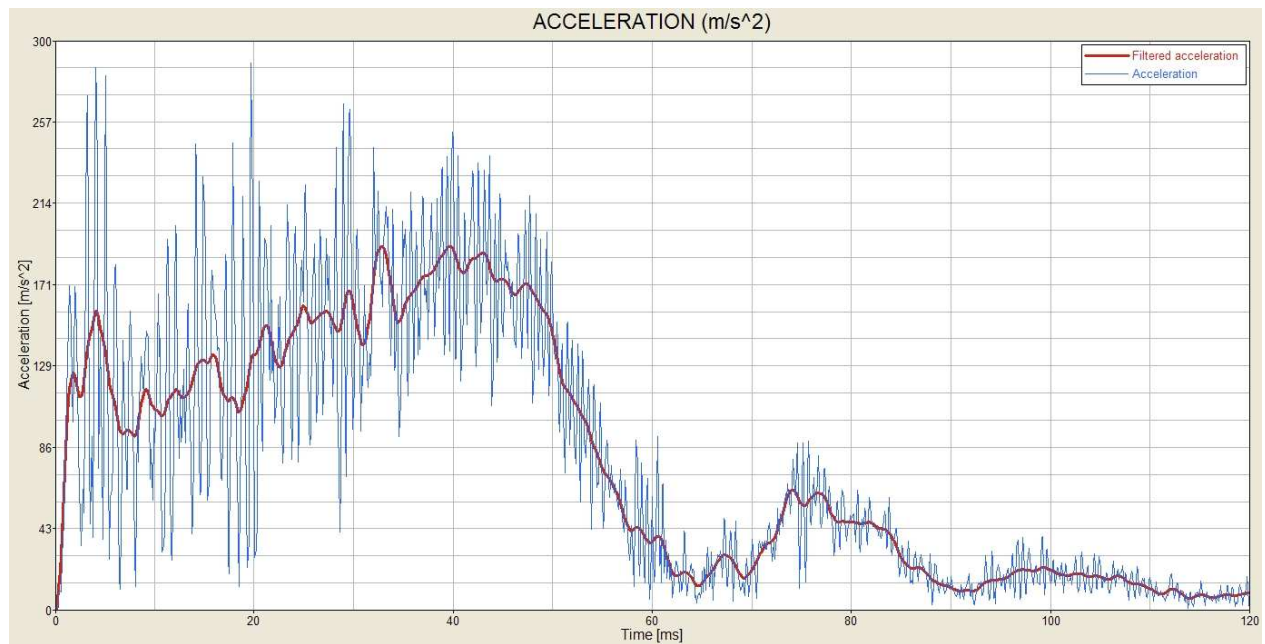
59. ábra Törés kezdete



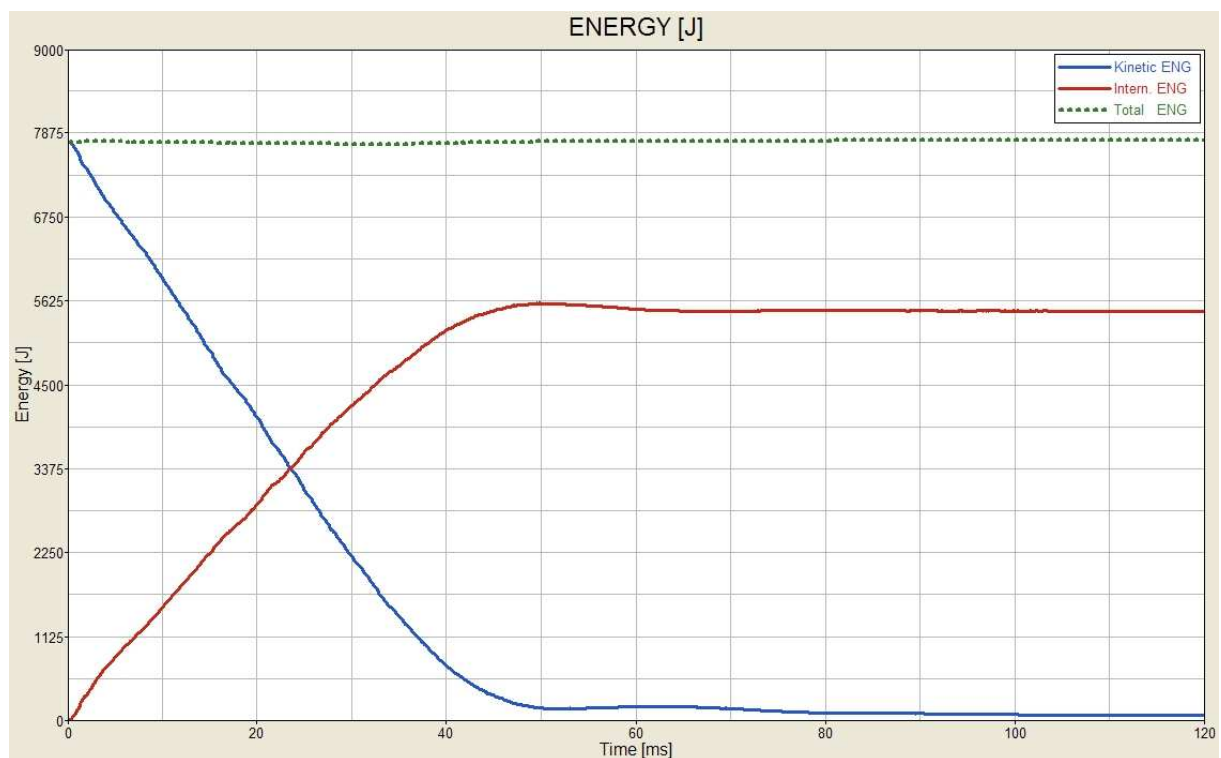
60. ábra Törés közepe



61. ábra Törés vége



62. ábra Gyorsulás görbék, jól láthatóan nem éri el a 40g értéket, és az átlag is 20g alatt marad végig



63. ábra Energia görbék az idő függvényében

Az impact minden követelménynek megfelelt a vizsgálatok alapján, tömege csupán 985 gramm lett, amely töredéke az előző évekhez képest.

8. Összefoglalás

A monocoque vázszerkezet végül 29,7 kg lett, mely megfelel az új, 2011-es szabályzatoknak is. Ez egyelőre nem könnyebb, mint a tiszta csővázas konstrukció, de egy hatalmas lépés egy jelentősen könnyebb vázszerkezet felé.

A monocoquehoz tartozó Impact 985 gramm lett, amely töredéke az előző évekhez képest.

A polimer-specifikus részletek mellett az általános tervezési technikákban is mélyebb ismeretekre tettünk szert: 3D-s felületmodellezésben, végelemes vizsgálatokban izotróp és anizotróp anyagmodellek felhasználásával, valamint ezek eredményének visszacsatolásában nyertünk tapasztalatot.

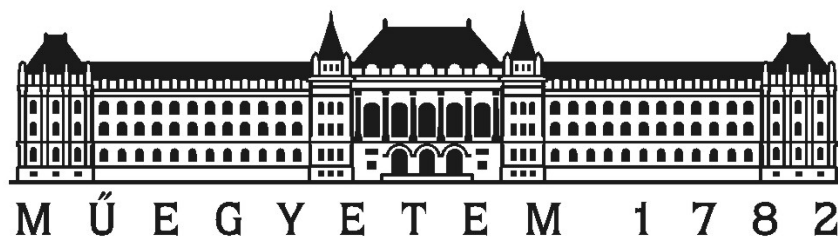
Nemzetközi mezőnyben, Silverstoneban a BME FRT Junior csapata monocoqueos konstrukcióval design eventen (ahol a tudásunkról, munkánkról, eredményeinkről kellett számot adni) és összesítettben is megszerezte a 2. helyezést, amelyet mindannyian szép eredménynek tartunk.

Formula Student 2011 Class 2 and 2A Overall Results							
CLASS 2	Position	University Name	Penalties	Design	Cost	Presentation	Total
	1	University of Bath		149,3	91	75,00	315,3
	2	TU Budapest		148,0	87	73,25	308,2
	3	University of Belgrade		130,8	87	53,97	271,8
	4	Universidade de Aveiro		132,7	58	53,45	244,2
	5	Brunel University		87,1	82	52,04	221,1
	6	University of Edinburgh		63,5	99	43,28	205,8
	7	Oxford Brookes University		92,7	71	33,82	197,5
	8	DKTE'S Textile and Engineering Institute		136,4	0	44,16	180,6
	9	Warsaw University of Technology		107,1	0	57,48	164,6
	10	Helwan University	20	56,6	57	29,96	123,6
	11	University of the West of England		0,0	6	9,64	15,6
	12	Loughborough University		7,0	0	0,00	7,0
	13	Khan Younis Training college (KYTC)	110	0,0	52	62,38	4,4
	14	Anambra State University		3,0	0	0,00	3,0

64. ábra <http://www.formulastudent.com/events/FS2011/Results>

9. Mellékéletek:

9.1. Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest sűrűségmérése



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Gépészmérnöki Kar

Gép- és Terméktervezési Tanszék

Önálló feladat 2010/2011 II. félév

Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest sűrűségmérése

Mérés ideje:

2011. május 10. kedd

Mérés helye:

BME FRT műhely

Mérést végezte és jegyzőkönyvet készítette:

Székely Béla (AJ7A86)

Haász Ákos (PXR2W)

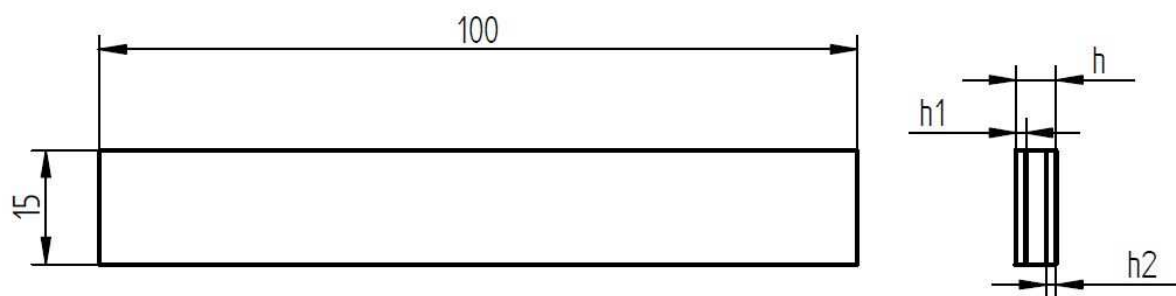
Budapest, 2011.04.18.

A mérés célja:

A mérés célja az első jegyzőkönyvben vizsgált hajlító próbatest izotróp anyagát jellemző sűrűség meghatározása. Ehhez az egyes összetevők jellemzőit használtuk fel, és számoltuk ki az egész próbatest sűrűségét.

A mérés leírása

A vizsgált próbatest az ISO 14125-ös szabvány szerint végrehajtott hajlítási vizsgálatra készült karbon kompozit szendvicsszerkezet próbateste, így annak egyes méreteit (hosszát és szélességét) a szabvány határozza meg, míg a szükséges méretek egy része a próbatest laminálása után vált mérhetővé. Ezek a próbatest teljes vastagsága (h), és a próbatest két szélső rétegét képező karbon laminátumok vastagságai (h_1 és h_2). A méréstüket tolómérővel végeztük:



1. ábra A próbatest méretei

	h (mm)	h_1 (mm)	h_2 (mm)
1	5,13	1,29	1,27
2	5,34	1,38	1,35
3	4,95	1,30	1,29
4	5,34	1,29	1,23
5	5,37	1,39	1,33
6	5,36	1,32	1,31
7	5,26	1,46	1,41
8	5,28	1,27	1,40
9	5,38	1,28	1,20
10	5,36	1,44	1,22
Átlag	5,28	1,34	1,30

1. táblázat A próbatest vastagságméreteinek mérése

Az egyes összetevők sűrűségértékeit azok adatlapjából nyertük ki:

$$\rho_{Carbon} = 1,82 \text{ g/cm}^3$$

$$\rho_{Epoxy} = 1,15 \text{ g/cm}^3$$

$$\rho_{Honeycomb} = 0,1 \text{ g/cm}^3$$

A karbon laminátum összetételét a következő módon közelítjük:

55 V/V% karbon és 45 V/V% epoxy gyanta

Laminátum	Térfogat	Karbontf. (cm ³)	Epoxytf. (cm ³)
1	1,342x15x100= 2013mm ³ =2,013cm ³	1,10715	0,90585
2	1,301x15x100= 1951mm ³ =1,951cm ³	1,07333	0,87818

Tömegek:

Laminátum	Karbon	Epoxy	Összeg
1	2,015	1,042	3,057
2	1,953	1,010	2,963

A méhsejt réteg tulajdonságai:

$$V_{Honeycomb} = (5,28 - 1,34 - 1,30) * 100 * 15 = 3,960 \text{ cm}^3$$

$$m_{Honeycomb} = 0,395 \text{ g} = m_3$$

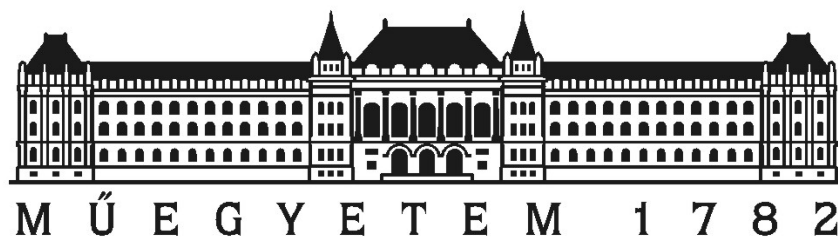
A teljes próbatest tulajdonságai:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 = 3,057 + 2,963 + 0,395 = 6,415 \text{ g}$$

$$V = 5,277 * 100 * 15 = 7,916 \text{ cm}^3$$

$$\rho_{próbatest} = \frac{m}{V} = \frac{6,415}{7,916} = 0,811 \text{ g/cm}^3$$

9.2. Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest hajlítási vizsgálata



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Gépészmérnöki Kar

Gép- és Terméktervezési Tanszék

TDK 2011

Karbon kompozit szendvicsszerkezetű próbatest hajlítási vizsgálata

Mérés ideje:

2011. március 29. kedd

Mérés helye:

MT Polimertechika

Laboratórium

Mérést végezte és jegyzőkönyvet készítette:

Székely Béla (AJ7A86)

Haász Ákos (PXR2W)

Budapest, 2011.04.18.

A mérés célja:

A mérés elvégzésének elsődleges célja a szendvicsszerkezetű monocoque vázszerkezet végelelemes szimulációjának validálása volt. Az adott felépítésű próbatesttel szemben nem támasztottunk teherbírási elvárásokat, így a mérési eredmény jósága másodlagos jelentőségű. Célunk, hogy a mért eredmények a szimuláció eredményeit a mért értékek 20-30%-os hibahatárán belül megközelítsék, ami alapján a szimuláció eredményeit már megfelelőnek értékeljük.

A mérés leírása

A 4-pontos hajlítóvizsgálatot az ISO 14125: Szálerősített polimer kompozitok hajlítási tulajdonságai és vizsgálata című szabvány alapján végeztük akkreditált szakítógép segítségével. A próbatest elkészítésekor a tervezett monocoque szerkezet egy egyszerűbb szerkezetű zónájának a felépítését valósítottuk meg. (A karbon szerkezet számos különböző zónából áll, melyek a várható terheléseknek megfelelően eltérő szerkezettel (szendvicsanyag nélküli zónák és különböző vastagságú szendvicsanyaggal töltött részek) és karbon rétegrenddel rendelkeznek.)

A próbatest felépítése

A próbatest a UD karbonszövetből és Nomex méhsejt maganyagból épült fel, valamint epoxigyantából melyek a következő mechanikai tulajdonságokkal rendelkeznek:

Összetevő	Rug. modulusz [E]=GPa	Csúsz. rug. modulusz [G]=GPa
UD 150 szénszál	126	107
Nomex méhsejt	90	3

2. táblázat

UD 150 szénszál:

Gyártó: ZoltekZrt.
Típus: Panex 35 UD 150

Nomex méhsejt:

Gyártó: EuroComposites
Típus: ECA-1 Honeycomb

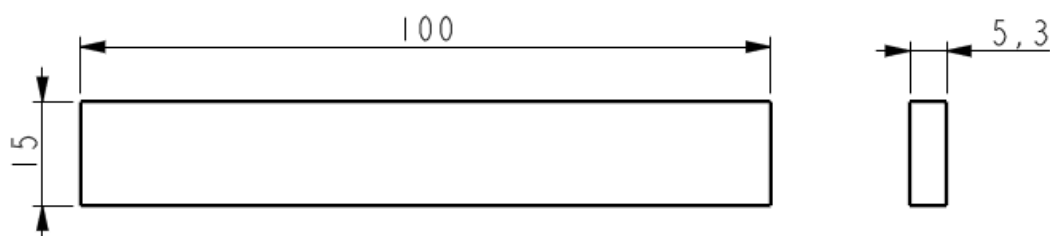
Epoxigyanta:

Gyártó: P+M Polimerkémia
Típus: FM-20

A próbatest a következő rétegrenddel épül fel:

	Réteg sorszáma	Anyag	Vastagság (mm)	Orientáció (°)
	1	UD 150	0,28	0
	2	UD 150	0,28	45
	3	UD 150	0,28	0
	4	UD 150	0,28	45
	5	Nomex	3	90
	6	UD 150	0,28	45
	7	UD 150	0,28	0
	8	UD 150	0,28	45
	9	UD 150	0,28	0

A próbatest méreteit (1. ábra) a szabvány alapján határoztuk meg.



2. ábra: A hajlító próbatest dimenziói

A mérés során összesen 4 próbatest hajlítási vizsgálatát végeztük el. Ezek közül kettő a fenti rétegrenddel rendelkezett, míg kettő 90°-kal elforgatott rétegrenddel. Az utóbbiak mérési eredményei azonban jelentősen gyengébbek az előbbieknél, a próbatestek lehajlása a mérési határon túlment, így azok eredményei értékelhetetlennek bizonyultak.

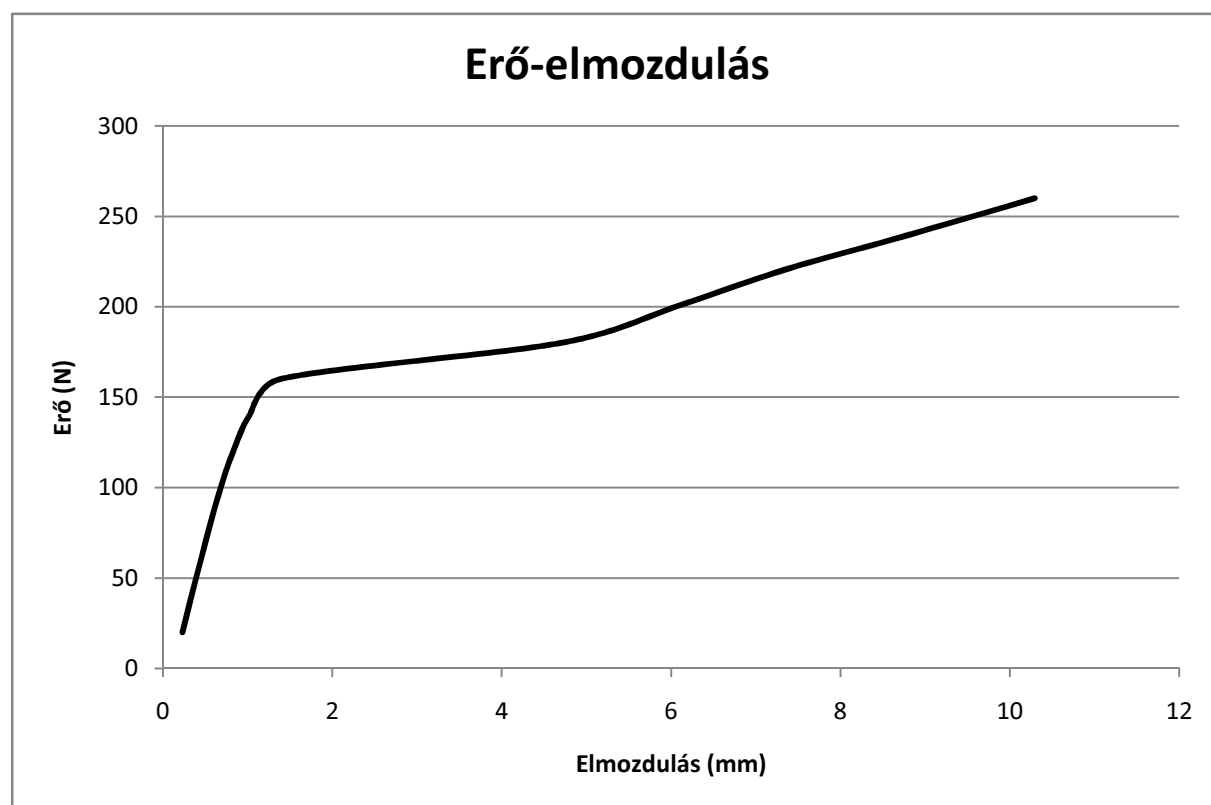
A mérés eredményei és kiértékelése

A kiértékelés során a számítógép által rögzített adatsorban azonosítottuk a mérőóra leolvasásához tartozó erőknél megfelelő lehajlást, majd ezekhez a lehajlásokhoz hozzáadtuk a mérőóráról leolvasott értékeket.

Erő	Nyomófej elmozdulása	Nyomóélek közötti lehajlás	Teljes lehajlás
N	mm	mm	mm
20	0,149	0,079	0,228
40	0,278	0,056	0,334
60	0,402	0,043	0,445
80	0,509	0,048	0,557
100	0,619	0,061	0,680
120	0,748	0,079	0,827
140	0,917	0,103	1,020
160	1,235	0,148	1,383
180	4,097	0,6	4,697
200	5,265	0,79	6,055
220	6,349	0,96	7,309
240	7,742	1,086	8,828
260	9,185	1,109	10,294

3. táblázat: A mért elmozdulások

Ezek alapján a hajlítás erő-elmozdulás grafikonja a 3. ábrán látható:



4. ábra

A mérés kiértékelése

A mért értékek kiértékelése az ISO 14125-ös szabvány szerint történt, ez alapján tudtuk meghatározni a teljes próbatest hajlítási modulusát. A szabvány kétféle számítási módot közöl, így mindkettőt alkalmaztuk.

1. számítási mód

A számításához azonban nem felhasználható a teljes mérési tartományt. A 3. ábra grafikonján is jól láthatóan 150 N fölött megkezdődött a próbatest tönkremenetele, így csak az addig rögzített erőértékekhez tartozó mérési pontokat vizsgáltuk. Ez befolyásolja a mérési eredmény összevetését is a szimulációval, hiszen utóbbi során nem terhelhetjük tovább a próbatestet 150 N-nál.

A szabvány szerinti módszer szerint számoltuk ki a vizsgált lehajlásipontokat:

$$s' = \frac{\varepsilon_f' * L^2}{6h} \text{ valamint } s'' = \frac{\varepsilon_f'' * L^2}{6h}$$

ahol

$$\varepsilon_f' = 0,0005 \text{ és } \varepsilon_f'' = 0,0025$$

Ezek alapján

$$s' = 0,123792 \text{ és } s'' = 0,618962$$

A számítás során ezen lehajlásokhoz tartozó pontokban fellépő reakcióerőket lenne szükséges felhasználni a hajlítási modulus számításához. Mindkettő a tönkremenetel kezdete alatt helyezkedik el, így a számítás végrehajtható. E pontokat a mérés során nem rögzítettük, azonban a grafikon közel lineáris futása miatt a hozzájuk tartozó erőértékek extrapolálással és interpolálással határozandók meg.

A hozzájuk tartozó erőértékek így:

$$F' = 0,176 \text{ és } F'' = 90,031$$

A hajlítási modulus számítása ezek alapján a következő egyenlettel történik:

$$E_f = \frac{L^3}{4 * b * h^3} * \left(\frac{\Delta F}{\Delta s} \right) = 10800,894 \text{ MPa}$$

2. számítási mód

E módszer szerint a hajlítófeszültségből kiindulva egy tapasztalati képlet segítségével számítjuk a hajlítási moduluszt az előző módszerrel meghatározott két mérési pont felhasználásával.

A hajlítófeszültség:

$$\sigma'_f = \frac{FL}{b \cdot h^2} = 0,0339 \text{ MPa és } \sigma''_f = \frac{FL}{b \cdot h^2} = 17,307 \text{ MPa}$$

Ezekből a hajlítási modulusz:

$$E_f = 500 * (\sigma''_f - \sigma'_f) = 8636,800 \text{ MPa}$$

A szimuláció validálása

Tekintve, hogy a vizsgálat célja a számítógépes szimuláció validálása volt, az eredményeket összevetettük több féle végeleemes szimuláció eredményével. A szimuláció során a valós méréshez hasonlóan két, egymástól 27 mm-re elhelyezkedő vonalszerű, a próbatestre merőleges terhelést adtunk a próbatestre (150, 100, valamint 50 N), a másik oldalán pedig egymástól 81 mm-re elhelyezkedő vonalszerű alátámasztást adtunk meg. A vonalszerű kényszerek közül az egyik mind a három translációs irányt lekötötte, míg a forgási szabadságfokokat szabadon hagyta; a másik oldali kényszer csak a függőleges (terhelés irányú) translációt kötötte le, míg a többi szabadságfokot szabadon hagyta.

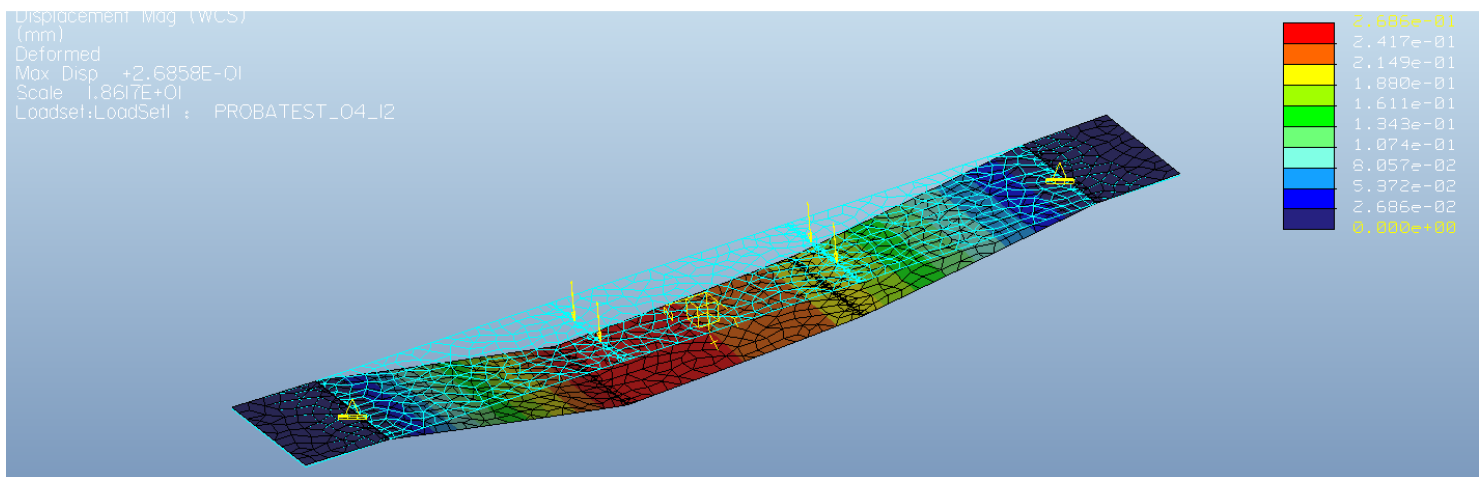


5. ábra A próbatestek szimulációjának peremfeltételei

Pro/MECHANICA kompozit vizsgálat

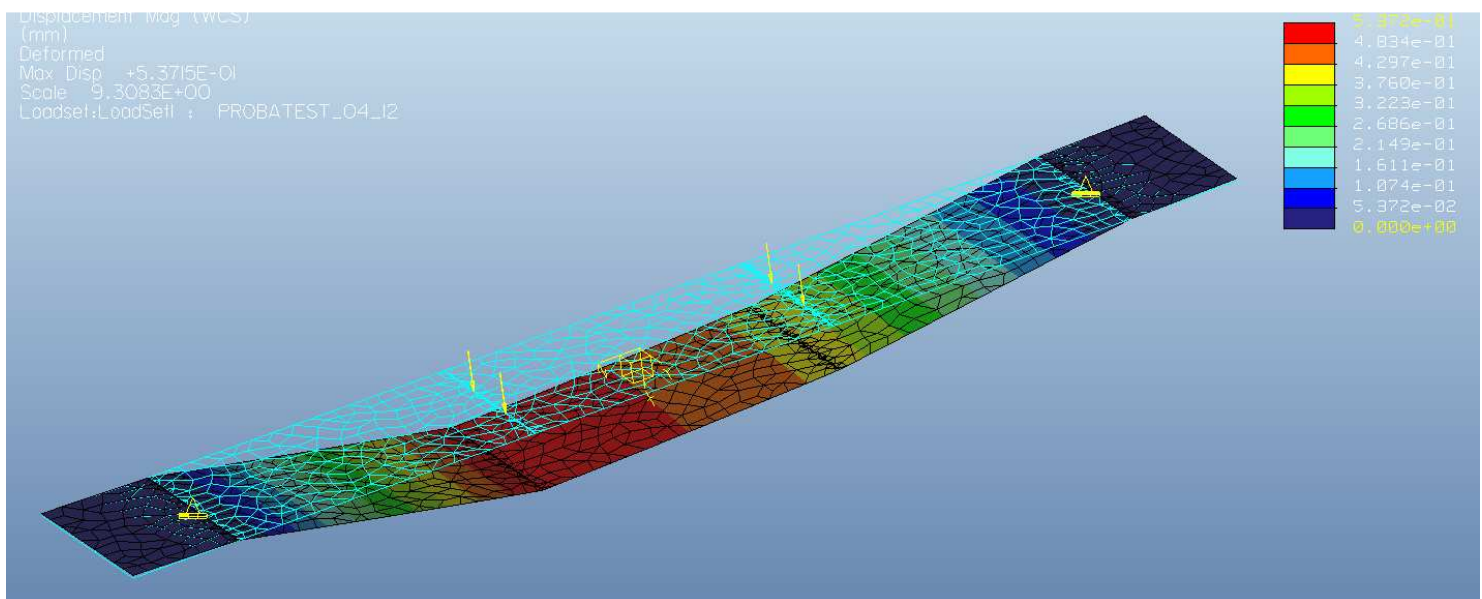
A vizsgálat során a munkadarab valódi rétegrendjét modelleztük a valós szálirányokkal, valamint az egyes rétegek valódi anyagtulajdonságaival, majd 50, 100 és 150 N-nal terheltük meg azt. A vizsgálatok eredményei a következők:

50 N



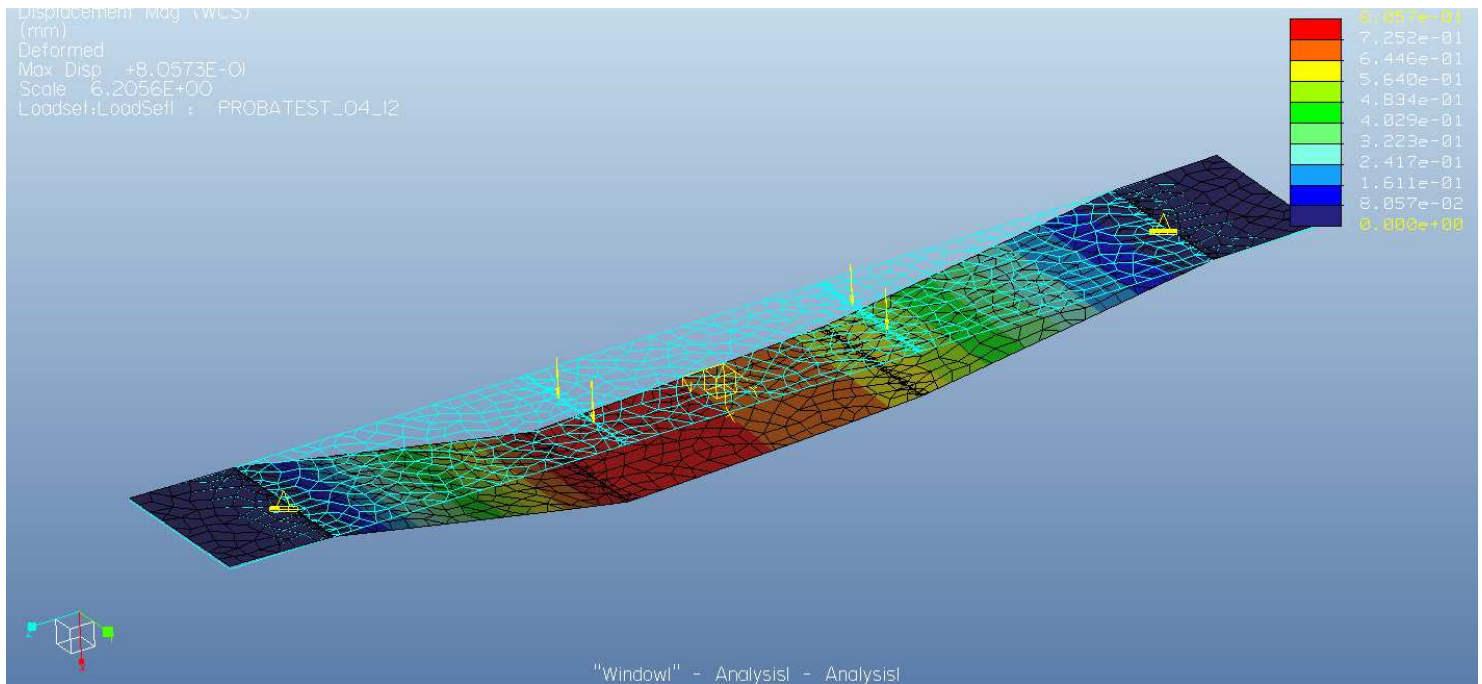
A szimuláció során a maximális lehajlás 0,268 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,389 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 31%-os hibahatárral közelíti meg.

100 N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,537 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,68 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 21%-os hibahatárral közelíti meg.

150 N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,806 mm volt, ami a mérés eredményt (a 1,201 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 33%-os hibahatárral közelíti meg.

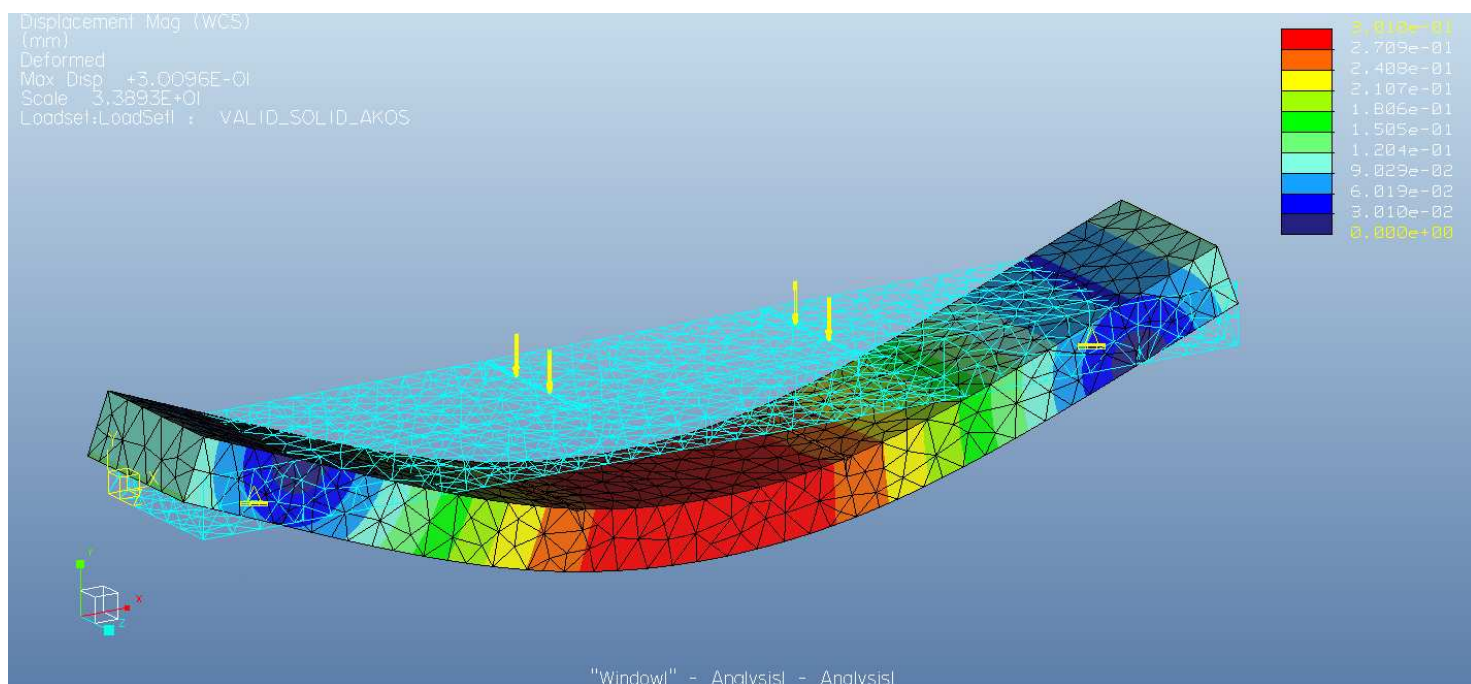
Pro/MECHANICA izotróp vizsgálat

A vizsgálat során a mérés kiértékelése során kiszámolt rugalmassági modulusú izotróp anyagot adtunk meg a próbatest teljes térfogatára, majd az előző vizsgálatához hasonlóan 150, 100, és 50 N-nal terheltük a valós méréssel megegyező konfigurációban. Mivel a szabvány szerint kétféle értéket is kaptunk a rugalmassági moduluszra, ezért a szimulációkat mindkettővel elvégeztük.

$$E_f = 8637 \text{ MPa}$$

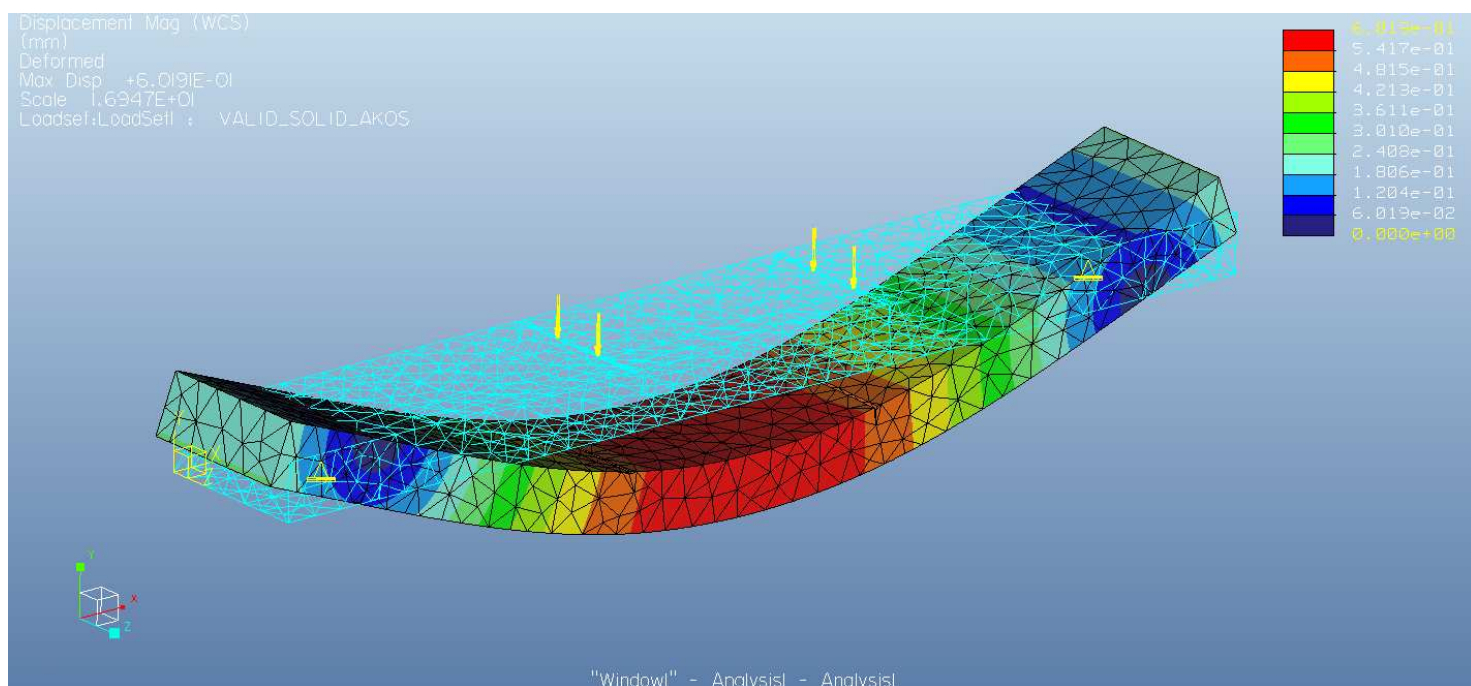
A szabvány szerint kiszámolt másik rugalmassági moduluszal (8637 MPa) is leszimuláltuk a hajlítási vizsgálatot, amely a következő eredményeket adta:

50 N



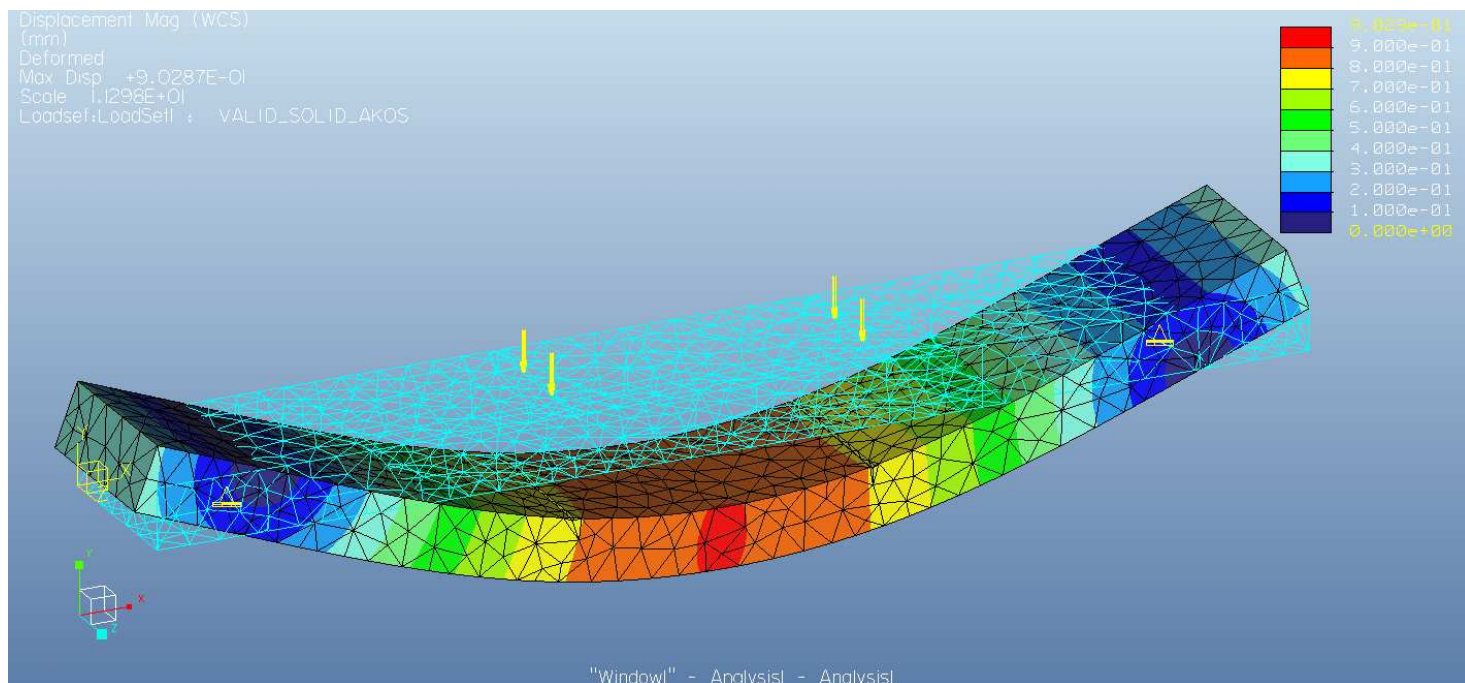
A szimuláció során a maximális lehajlás 0,301 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,309 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 2,6%-os hibahatárral közelíti meg.

100 N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,601 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,68 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 11,6%-os hibahatárral közelíti meg.

150N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,903 mm volt, ami a mérés eredményt (a 1,201 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 24,8%-os hibahatárral közelíti meg.

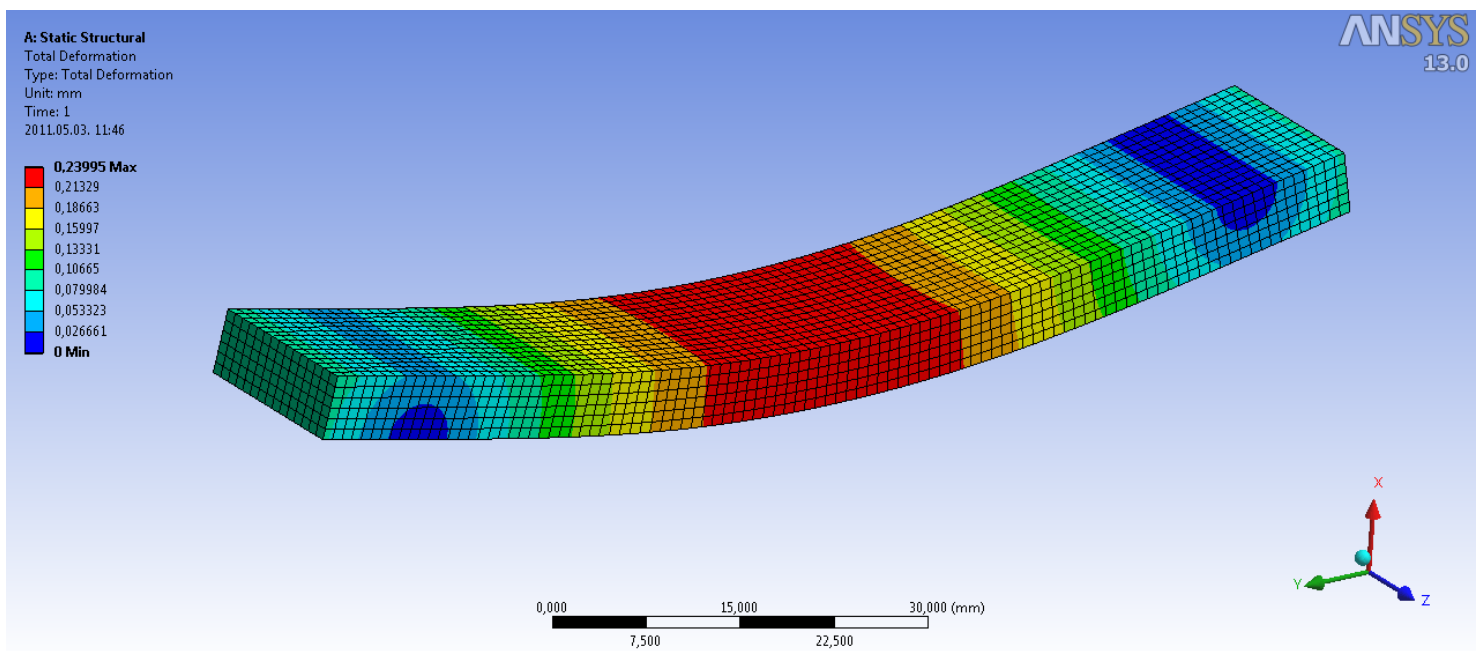
Megállapítható, hogy az izotróp anyaggal végzett szimuláció a valós méréshez közelebb álló értékeket adott, így e szempontból a módszer használata a teljes monocoque szerkezet szimulálásához erősen indokolt. A kisebb rugalmassági modulusz használatával jutottunk jobb eredményre, így a szabvány második számítási módját tekintjük pontosabbnak. További megfontolásokra a későbbiekben térünk ki.

ANSYS izotróp vizsgálat

A vizsgálatok eredményének helyességét ellenőrizvén teljesen azonos peremfeltételek mellett ANSYS környezetben is elvégeztük a hajlítási vizsgálat szimulációját mindkét kimért rugalmassági modulusszal. A vizsgálatok a következő eredményt adták:

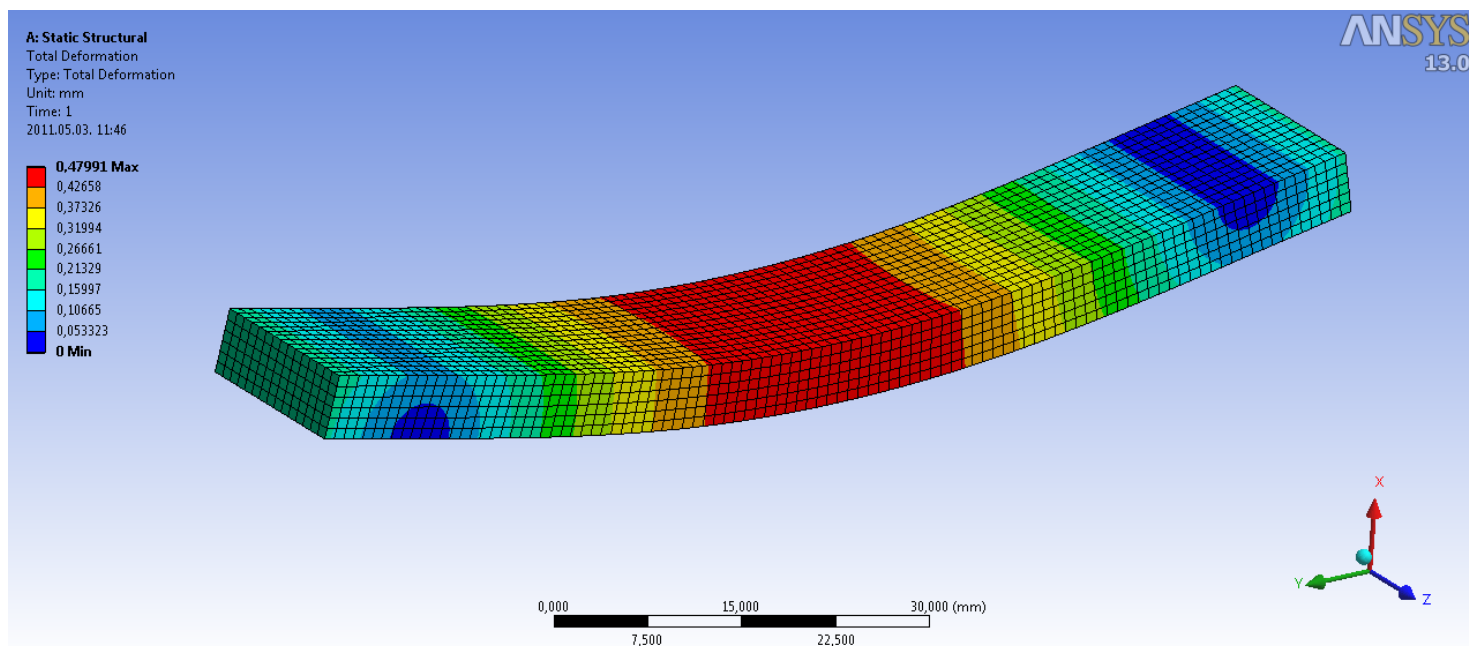
$$E_f = 10801 \text{ MPa}$$

50 N



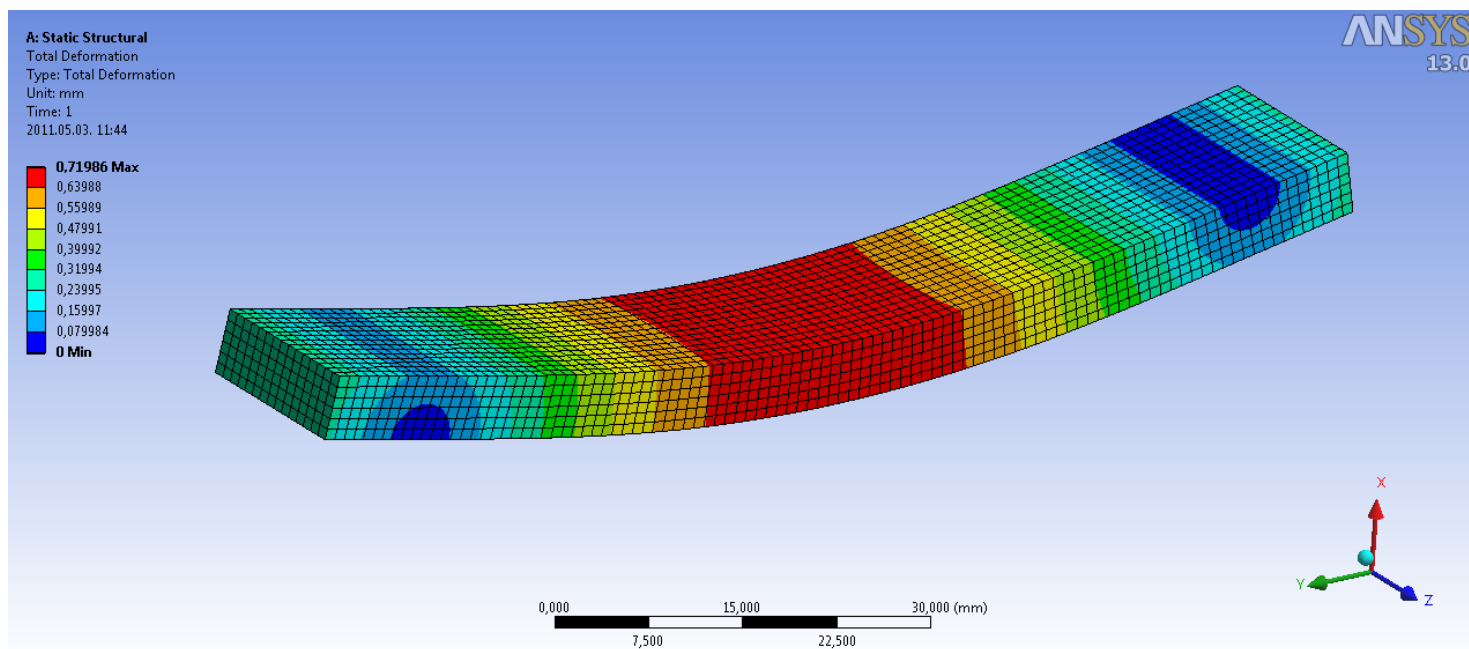
A szimuláció során a maximális lehajlás 0,240 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,309 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 22,4%-os hibahatárral közelíti meg.

100 N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,480 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,68 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 29,4%-os hibahatárral közelíti meg.

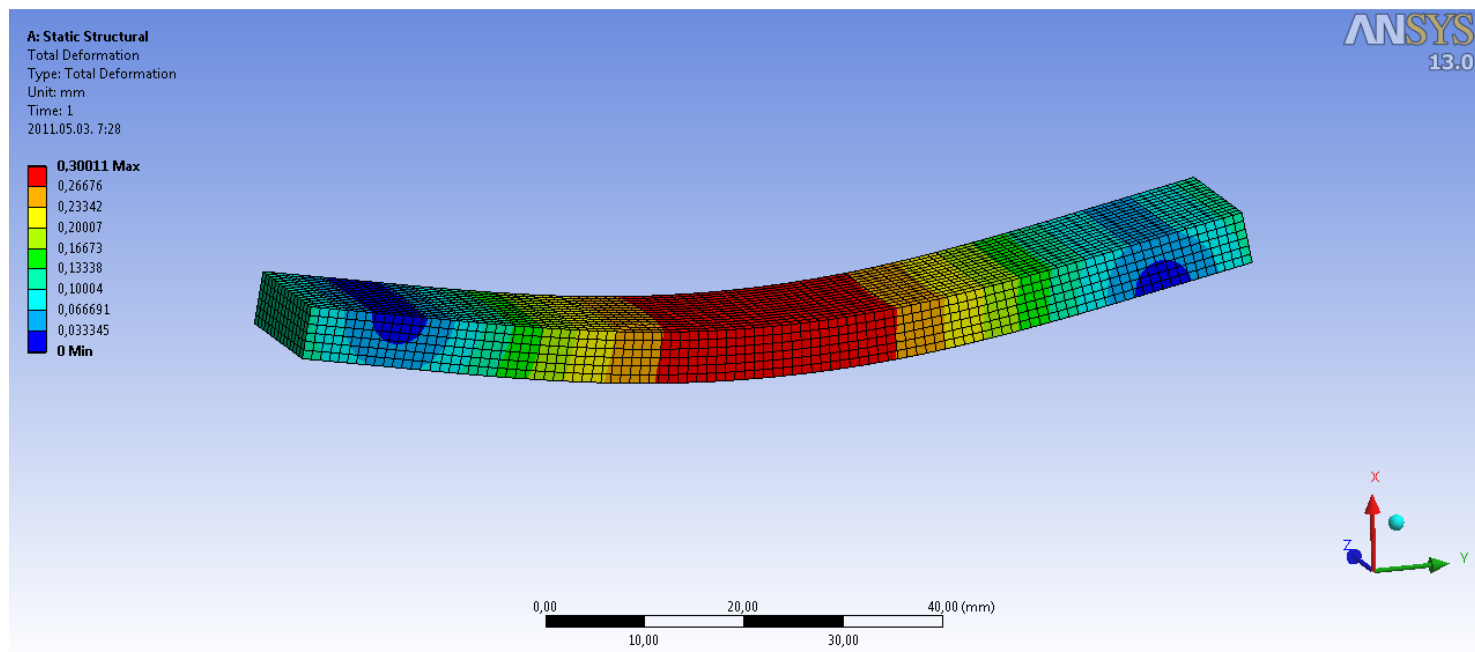
150N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,720 mm volt, ami a mérés eredményt (a 1,201 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 40%-os hibahatárral közelíti meg.

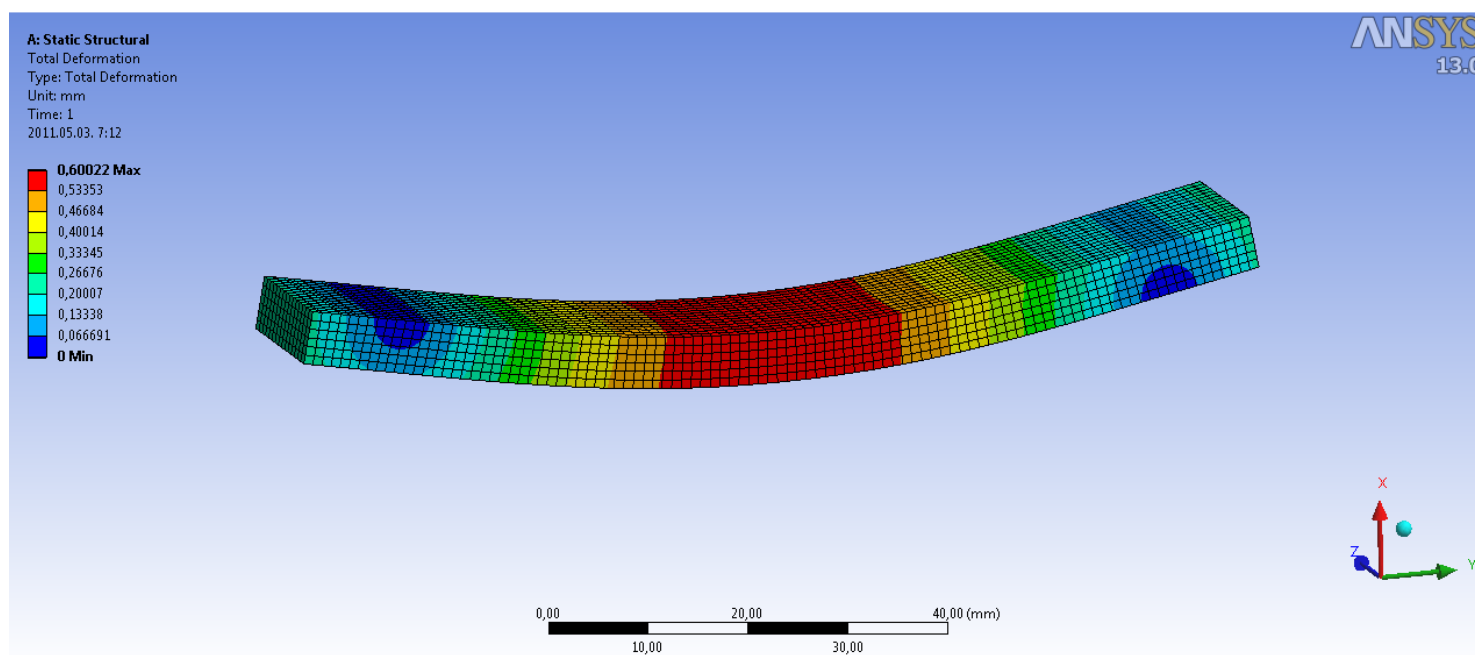
$$E_f = 8637 \text{ MPa}$$

50 N



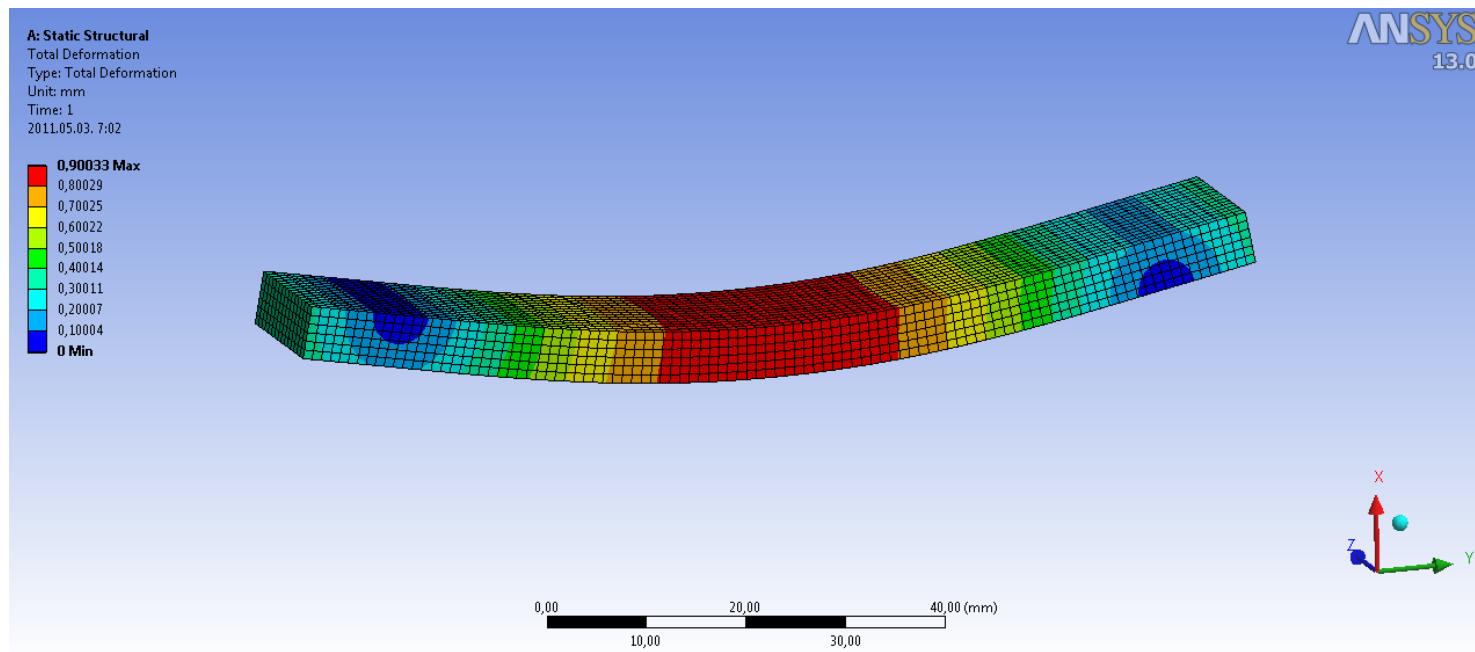
A szimuláció során a maximális lehajlás 0,300 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,309mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 3%-os hibahatárral közelíti meg.

100 N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,600 mm volt, ami a mérés eredményt (a 0,68 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 11,8%-os hibahatárral közelíti meg.

150N



A szimuláció során a maximális lehajlás 0,900 mm volt, ami a mérés eredményt (a 1,201 mm-es mérési eredmény százalékában mérve) 25,07%-os hibahatárral közelíti meg.

Az ANSYS környezetben végzett szimulációk során azonos konklúziókra jutottunk: A szabvány második számítási módjával a valós méréshez közelebbi eredményeket kaptunk. A két rendszer összehasonlítása során pedig arra a konklúzióra jutottunk, hogy a Pro/MECHANICA helyesebb eredményeket ad. Ennek oka a rendszer működésében keresendő: a polinomok fokszámát növelő p módszerrel (Pro/MECHANICA) ezek szerint pontosabb eredményre juthatunk, mint a k módszerrel (ANSYS).

9.3. A futtatás szöveges eredményei: Summary, Log, Checkpoints:

Summary:

-----	Length: mm
Mechanica Structure Version L-03-38:spg	Force: N
Summary for Design Study "ana105"	Time: sec
Thu Nov 10, 2011 17:21:29	Temperature: C

	Model Type: Three Dimensional
Run Settings	
Memory allocation for block solver: 500.0	Points: 7073
	Edges: 15852
Parallel Processing Status	Faces: 8772
Parallel task limit for current run: 2	
Parallel task limit for current platform: 64	Springs: 0
Number of processors detected automatically: 2	Masses: 0
Checking the model before creating elements...	Beams: 0
These checks take into account the fact that AutoGEM will	Shells: 8772
automatically create elements in volumes with material	Solids: 0
properties, on surfaces with shell properties, and on curves	
with beam section properties.	Elements: 8772
Generate elements automatically.	-----
Checking the model after creating elements...	Standard Design Study
No errors were found in the model.	
Mechanica Structure Model Summary	Static Analysis "ana105":
Principal System of Units: millimeter Newton Second (mmNs)	Convergence Method: Single-Pass Adaptive
	Plotting Grid: 4

Convergence Loop Log:	(17:22:24)	Resource Check	(17:37:33)
		Elapsed Time (sec):	964.68
>> Pass 1 <<		CPU Time (sec):	315.88
Calculating	Element	Equations	Memory Usage (kb): 748851
(17:22:29)			Wrk Dir Dsk Usage (kb): 968155
Total Number of Equations: 245958			
Maximum Edge Order: 3		Total Mass of Model: 6.757484e-03	
Solving Equations	(17:22:58)	Total Cost of Model: 0.000000e+00	
Post-Processing Solution	(17:26:03)	Mass Moments of Inertia about WCS Origin:	
Checking Convergence	(17:27:30)	Ixx: 7.02129e+03	
Resource Check	(17:28:21)	Ixy: 4.24405e-03 Iyy: 5.54690e+03	
Elapsed Time (sec):	411.88	Ixz: -4.16242e-02 Iyz: 2.55294e+03 Izz: 2.40321e+03	
CPU Time (sec):	163.09		
Memory Usage (kb):	728565		
Wrk Dir Dsk Usage (kb):	803945		
>> Pass 2 <<			
Calculating	Element	Equations	Principal MMOI and Principal Axes Relative to WCS Origin:
(17:28:38)			
Total Number of Equations: 290742			
Maximum Edge Order: 9		Max Prin	Mid Prin Min Prin
Solving Equations	(17:29:54)	7.02129e+03	6.97309e+03
Post-Processing Solution	(17:31:24)	9.77020e+02	
Checking Convergence	(17:32:42)		
Calculating	Disp and Stress Results	WCS X: 1.00000e+00	3.44345e-04
(17:33:33)		6.35449e-06	
RMS Stress Error Estimates:		WCS Y: -2.97518e-04	8.73010e-01 -
		4.87703e-01	
		WCS Z: -1.73486e-04	4.87703e-01
		8.73010e-01	
Load Set	Stress Error % of Max Prin Str	Center of Mass Location Relative to WCS Origin:	
-----	-----		
105KN	9.48e+01 0.7% of 1.45e+04	(-7.01063e-03, 4.33545e+02, -	
		8.66988e+02)	

Mass Moments of Inertia about the Center of Mass:

lxx: 6.71759e+02

lxy: -1.62948e-02 lyy: 4.67521e+02

lxz: -5.51377e-04 lyz: 1.29527e+01 lzz: 1.13306e+03

Principal MMOI and Principal Axes Relative to COM:

Max Prin	Mid Prin	Min Prin
1.13332e+03		6.71759e+02
4.67269e+02		

WCS X: -1.88106e-06 1.00000e+00
7.96177e-05

WCS Y: 1.94508e-02 -7.95660e-05
9.99811e-01

WCS Z: 9.99811e-01 3.42933e-06 -
1.94508e-02

Constraint Set: proba: 1_01_MONOCOQUE_FEM

Load Set: 105KN: 1_01_MONOCOQUE_FEM

Resultant Load on Model:

in global X direction: -1.049999e+05

in global Y direction: 1.975427e-03

in global Z direction: -1.050028e+05

Measures:

max_beam_bending: 0.000000e+00

max_beam_tensile: 0.000000e+00

max_beam_torsion: 0.000000e+00

max_beam_total: 0.000000e+00

max_disp_mag: 3.041235e+01

max_disp_x: -2.989711e+01

max_disp_y: -5.054430e+00

max_disp_z: -9.077593e+00

max_prin_mag: 1.449632e+04

max_rot_mag: 1.454771e+00

max_rot_x: -1.118546e+00

max_rot_y: -1.154487e+00

max_rot_z: -1.454769e+00

max_stress_prin: 1.449632e+04

max_stress_vm: 2.426094e+04

max_stress_xx: 2.885526e+03

max_stress_xy: 2.599671e+03

max_stress_xz: 7.124941e+03

max_stress_yy: 4.992106e+03

max_stress_yz: 1.175118e+04

max_stress_zz: 4.119235e+03

min_stress_prin: -1.351203e+04

strain_energy: 1.772425e+06

Analysis "ana105" Completed (17:37:35)

Memory and Disk Usage:

Machine Type: Windows NT/x86

RAM Allocation for Solver (megabytes): 500.0

Total Elapsed Time (seconds): 971.57
Total CPU Time (seconds): 316.91
Maximum Memory Usage (kilobytes): 752789
Working Directory Disk Usage (kilobytes): 968155

Results Directory Size (kilobytes):
152813 .\ana105

Maximum Data Base Working File Sizes
(kilobytes):

693248 .\ana105.tmp\kblk1.bas
239616 .\ana105.tmp\kel1.bas
34816 .\ana105.tmp\oel1.bas

Run Completed

Thu Nov 10, 2011 17:37:41

Log:

Mechanica Structure Version L-03-38:spg

Log for Design Study "ana105"

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Begin Creating Database for Design Study

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Elapsed Time (sec): 0.71

CPU Time (sec): 0.56

Memory Usage (kb): 41303

Work Dir Disk Usage (kb): 0

Step Elapsed Time (sec): 0.01

Step CPU Time (sec): 0.00

Begin Integrated Mode Error Checking

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Elapsed Time (sec): 0.72

CPU Time (sec): 0.56

Memory Usage (kb): 41303

Work Dir Disk Usage (kb): 0

Checking the model before creating elements...

These checks take into account the fact that
AutoGEM will

automatically create elements in volumes with
material

properties, on surfaces with shell properties, and
on curves

with beam section properties.

Step Elapsed Time (sec): 0.63

Step CPU Time (sec): 0.59

Begin Generating Elements

Thu Nov 10, 2011 17:21:30

Elapsed Time (sec): 1.35

CPU Time (sec): 1.16

Memory Usage (kb): 41307

Work Dir Disk Usage (kb): 0

Element copy failed. Mechanica will automatically remesh.

Allowable Angles (Degrees):

Edge Min: 5.0 Max: 175.0

Face Min: 5.0 Max: 175.0

AutoGEM Settings

Isolate Surface Features:

☒ Reentrant Corners

☒ Point Loads

☒ Point Constraints

☒ Point Heat Loads

☒ Point Prescribed Temperatures

☒ Point Convection Conditions

Max Allowable Edge Turn (Degrees): 95.0

Max Allowable Aspect Ratio: 30.0

Pre-processing features for 634 surfaces ...

Some entities form 8 edge angles

that are less than the minimum angle specified

on the AutoGEM Settings data form. The minimum

angle detected is 1.50 degrees. Do you want

AutoGEM to change the minimum angle at these entities?

☒ Insert Points

☒ Create Links Where Needed

☒ Move or Delete Existing Points

☒ Modify or Delete Existing Elements

☐ Detailed Fillet Modeling

☐ Display AutoGEM Messages

☐ Automatic Interrupt

OK

Creating shell elements ...

Optimizing elements ...

Combining tri elements to form quad elements ...

Adding 8771 shell elements to model ...

Do you want AutoGEM to approximate all invalid elements?

Shell Element Type: Quad and Tri

Solid Element Type: Tetra

Yes

Mechanica encountered problems evaluating geometric entities

associated with the highlighted elements, and therefore used an

approximation technique when mapping these elements to the

underlying geometry.

Some edges and faces of the highlighted elements are not associated

with any curve or surface; you can use Review->Boundary_faces to verify

this. Mechanica will not associate loads and constraints applied to

the underlying geometric entities with the highlighted elements.

Bear this in mind when you view the results for these elements.

For your review, Mechanica added the approximated elements to the

new group "approx_elements".

OK

Displaying Elements ...

AutoGEM Summary

Entities Created:

Beam: 0 Edge: 15852

Tri: 3540 Face: 8772

Quad: 5232 Face-Face Link: 0

Tetra: 0 Edge-Face Link: 0

Wedge: 0

Brick: 0

Criteria Satisfied:

Angles (Degrees):

Edge Min: 10.1 Max: 165.5

Max Aspect Ratio: 22.3

Elapsed Time: 0.6 min CPU Time: 0.6 min

Step Elapsed Time (sec): 36.01

Step CPU Time (sec): 33.01

Begin Integrated Mode Error Checking

Thu Nov 10, 2011 17:22:06

Elapsed Time (sec): 37.36

CPU Time (sec): 34.17

Memory Usage (kb): 87335

Work Dir Disk Usage (kb): 0

Checking the model after creating elements...

No errors were found in the model.

Step Elapsed Time (sec): 3.41
Step CPU Time (sec): 3.13

Begin Engine Bookkeeping

Thu Nov 10, 2011 17:22:09

Elapsed Time (sec): 40.77
CPU Time (sec): 37.30
Memory Usage (kb): 87339
Work Dir Disk Usage (kb): 0

Step Elapsed Time (sec): 3.15
Step CPU Time (sec): 2.70

Begin Analysis: "ana105"

Thu Nov 10, 2011 17:22:13

Elapsed Time (sec): 43.91
CPU Time (sec): 40.00
Memory Usage (kb): 100053
Work Dir Disk Usage (kb): 0

Step Elapsed Time (sec): 10.88
Step CPU Time (sec): 10.78

Begin Mass Calculation

Thu Nov 10, 2011 17:22:23

Elapsed Time (sec): 54.79
CPU Time (sec): 50.78
Memory Usage (kb): 126447
Work Dir Disk Usage (kb): 0

Step Elapsed Time (sec): 0.18

Step CPU Time (sec): 0.13

Begin P-Loop Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:22:24

Elapsed Time (sec): 54.97
CPU Time (sec): 50.91
Memory Usage (kb): 127534
Work Dir Disk Usage (kb): 0

Step Elapsed Time (sec): 5.49
Step CPU Time (sec): 5.08

Begin Element Calculations, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:22:29

Elapsed Time (sec): 60.46
CPU Time (sec): 55.98
Memory Usage (kb): 648729
Work Dir Disk Usage (kb): 105

Step Elapsed Time (sec): 28.93
Step CPU Time (sec): 10.30

Begin Global Matrix Assembly, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:22:58

Elapsed Time (sec): 89.39
CPU Time (sec): 66.28
Memory Usage (kb): 657076
Work Dir Disk Usage (kb): 216169

Step Elapsed Time (sec): 0.11
Step CPU Time (sec): 0.11

Begin Equation Solve, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:22:58

Elapsed Time (sec): 89.50

CPU Time (sec): 66.39

Memory Usage (kb): 665653

Work Dir Disk Usage (kb): 216169

Step Elapsed Time (sec): 171.34

Step CPU Time (sec): 61.53

Begin Load Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:25:53

Elapsed Time (sec): 260.84

CPU Time (sec): 127.92

Memory Usage (kb): 684659

Work Dir Disk Usage (kb): 803945

Step Elapsed Time (sec): 13.16

Step CPU Time (sec): 0.56

Begin Post-Processing Calculations, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:26:03

Elapsed Time (sec): 274.00

CPU Time (sec): 128.48

Memory Usage (kb): 684659

Work Dir Disk Usage (kb): 803945

Step Elapsed Time (sec): 87.14

Step CPU Time (sec): 15.61

Begin Convergence Check Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:27:30

Elapsed Time (sec): 361.13

CPU Time (sec): 144.10

Memory Usage (kb): 697804

Work Dir Disk Usage (kb): 803945

Step Elapsed Time (sec): 32.93

Step CPU Time (sec): 18.23

Begin Strain Energy Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:28:03

Elapsed Time (sec): 394.06

CPU Time (sec): 162.33

Memory Usage (kb): 728565

Work Dir Disk Usage (kb): 803945

Step Elapsed Time (sec): 18.09

Step CPU Time (sec): 0.78

Begin P-Loop Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:28:21

Elapsed Time (sec): 412.15

CPU Time (sec): 163.11

Memory Usage (kb): 728565

Work Dir Disk Usage (kb): 803945

Step Elapsed Time (sec): 16.81

Step CPU Time (sec): 8.09

Begin Element Calculations, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:28:38

Elapsed Time (sec): 428.95

CPU Time (sec): 171.20

Memory Usage (kb): 732471

Work Dir Disk Usage (kb): 804315

Step Elapsed Time (sec): 75.15

Step CPU Time (sec): 9.02

Begin Global Matrix Assembly, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:29:53

Elapsed Time (sec): 504.10

CPU Time (sec): 180.22

Memory Usage (kb): 732471

Work Dir Disk Usage (kb): 862683

Step Elapsed Time (sec): 1.33

Step CPU Time (sec): 0.08

Begin Equation Solve, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:29:54

Elapsed Time (sec): 505.43

CPU Time (sec): 180.30

Memory Usage (kb): 737685

Work Dir Disk Usage (kb): 862683

Step Elapsed Time (sec): 58.15

Step CPU Time (sec): 73.83

Begin Load Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:30:52

Elapsed Time (sec): 563.58

CPU Time (sec): 254.13

Memory Usage (kb): 739987

Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 31.82

Step CPU Time (sec): 0.80

Begin Post-Processing Calculations, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:31:24

Elapsed Time (sec): 595.40

CPU Time (sec): 254.92

Memory Usage (kb): 739987

Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 78.26

Step CPU Time (sec): 18.62

Begin Convergence Check Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:32:42

Elapsed Time (sec): 673.66

CPU Time (sec): 273.55

Memory Usage (kb): 743923

Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 50.08

Step CPU Time (sec): 19.03

Begin Displacement and Stress Calculation

Thu Nov 10, 2011 17:33:33

Elapsed Time (sec): 723.74

CPU Time (sec): 292.58
Memory Usage (kb): 743923
Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 229.55
Step CPU Time (sec): 19.03

Begin Reaction Calculation

Thu Nov 10, 2011 17:37:22

Elapsed Time (sec): 953.30
CPU Time (sec): 311.61
Memory Usage (kb): 743923
Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 8.68
Step CPU Time (sec): 1.83

Begin Strain Energy Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:37:31

Elapsed Time (sec): 961.98
CPU Time (sec): 313.44
Memory Usage (kb): 748363
Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 3.29
Step CPU Time (sec): 2.45

Completed P-Loop

Thu Nov 10, 2011 17:37:34

Elapsed Time (sec): 965.27
CPU Time (sec): 315.89

Memory Usage (kb): 748851
Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Step Elapsed Time (sec): 1.06
Step CPU Time (sec): 0.05

Completed Analysis: ana105

Thu Nov 10, 2011 17:37:35

Elapsed Time (sec): 966.32
CPU Time (sec): 315.94
Memory Usage (kb): 748851
Work Dir Disk Usage (kb): 968155

Checkpoints:

Mechanica Structure Version L-03-38:spg

Diagnostic Log

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Begin Creating Database for Design Study

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Begin Integrated Mode Error Checking

Thu Nov 10, 2011 17:21:29

Begin Generating Elements

Thu Nov 10, 2011 17:21:30

Begin Integrated Mode Error Checking

Thu Nov 10, 2011 17:22:06

Number of equations: 245958

Average bandwidth: 306.003

Begin Engine Bookkeeping

Maximum bandwidth: 2504

Thu Nov 10, 2011 17:22:09

Size of global matrix profile (mb): 602.112

Begin Analysis: "ana105"

Number of terms in global matrix profile:
75263997

Thu Nov 10, 2011 17:22:13

Minimum recommended solram for direct solver:
25

Using Sparse Solver

Size of element file (mb): 161.823

Maximum element matrix size (kb): 21.024

Begin Mass Calculation

Average element matrix size (kb): 18.8781

Thu Nov 10, 2011 17:22:23

NOTES:

Begin P-Loop Pass 1

Solver RAM allocation can be done with a single
parameter,

Thu Nov 10, 2011 17:22:24

called solram. If the Mechanics Structure/Thermal

Begin Processing Multi-Point Constraints

engine is the only memory-intensive application
running on

Thu Nov 10, 2011 17:22:29

your computer, performance will usually be best if
you set

Begin Matrix Profile Minimization

solram equal to half of your machine RAM. For
example,

Thu Nov 10, 2011 17:22:29

solram 60 is a good choice for a machine with 128
MB of RAM.

Begin Element Calculations, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:22:29

If you are running other memory-intensive
applications on

Begin Global Matrix Assembly, Pass 1

your computer, decrease the solram allocation
accordingly.

Thu Nov 10, 2011 17:22:58

For example, set solram to 0.25 times machine
RAM if you are

Begin Equation Solve, Pass 1

running two large applications at once. However,
you often

Thu Nov 10, 2011 17:22:58

can run two large jobs faster one after another
than if you

try to run both jobs at once.

The purpose of solram is to reduce the amount of disk I/O.

If you set solram too high, performance will usually suffer,

even on machines with very large RAM, because there will not

be enough machine RAM for other important data. For

example, Mechanica allocates many large, non-solver

memory areas that will cause excessive swapping unless you

leave enough spare machine RAM. You must also leave enough

RAM for the operating system to do disk caching. Disk

caching improves filesystem performance by holding file data

in RAM for faster access. Setting solram to half machine

RAM is usually the best compromise between reducing the

amount of disk I/O, and leaving enough machine RAM for disk

caching and for other data.

If you set solram too low, performance will suffer because

Mechanica must transfer data between machine RAM and

disk files many more times than with a larger setting.

For example, performance may degrade significantly if you

set solram to 0.1 times machine RAM or less. A preferable

minimum is 0.25 times machine RAM.

The available swap space on your machine must be greater

than the maximum memory usage of your job. The available

disk space on your machine must be greater than the maximum

disk usage of your job. You can monitor the resource usage

of your job in the log (stt) file. Your job may fail if

your machine does not have enough available disk space or

swap space, or if the maximum memory usage of your job is

greater than the memory limits set for your operating

system.

Begin Load Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:25:53

Begin Post-Processing Calculations, Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:26:03

Begin Convergence Check Pass 1

Thu Nov 10, 2011 17:27:30

Begin Strain Energy Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:28:03

Begin P-Loop Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:28:21

Begin Processing Multi-Point Constraints

Thu Nov 10, 2011 17:28:35

Begin Matrix Profile Minimization

Thu Nov 10, 2011 17:28:36

Begin Load Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:30:52

Begin Element Calculations, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:28:38

Begin Post-Processing Calculations, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:31:24

Begin Global Matrix Assembly, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:29:53

Begin Convergence Check Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:32:42

Begin Equation Solve, Pass 2

Thu Nov 10, 2011 17:29:54

Begin Displacement and Stress Calculation

Thu Nov 10, 2011 17:33:33

Number of equations: 290742

Average bandwidth: 305.272

Maximum bandwidth: 3426

Size of global matrix profile (mb): 710.043

Number of terms in global matrix profile:
88755321

Minimum recommended solram for direct solver:
47

Size of element file (mb): 222.5

Maximum element matrix size (kb): 469.224

Average element matrix size (kb): 25.9567

Begin Reaction Calculation

Thu Nov 10, 2011 17:37:22

Begin Strain Energy Calculations

Thu Nov 10, 2011 17:37:31

Completed P-Loop

Thu Nov 10, 2011 17:37:34

Completed Analysis: ana105

Thu Nov 10, 2011 17:37:35

10. Köszönetnyilvánítás

Köszönjük a dolgozat megírásához nyújtott segítséget a következőknek:

Dr. Váradi Károly

Farkas Zsolt

Horváth Bence

Csiszár András és a MESHINING Engineering

Bári Dávid

Geresdi Péter

Bári Gergő

Varga Dávid

Bácsi András

2011 es BME-FRT és BME-FRT junior csapat



61. ábra A csapat Silverstoneban

11. Irodalomjegyzék

1. **Pacejka, B. Hans.** *Tyre and Vehicle Dynamics*. Burlington : Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 0-7506-6918-7.
2. **Smith, Carroll.** *Engineer to Win - Understanding Race Car Dynamics*. St. Paul : MBI Publishing Company, 1984. ISBN 0-87938-186-8.
3. **Milliken, F. William and Milliken, L. Douglas.** *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale : Society of Automotive Engineers Inc., 1995. ISBN 1-56091-526-9.
4. **SAE International.** *2011 Formula SAE Rules*. USA : SAE International, 2011.
5. **Christopher Scott Baker** – FoES Formula SAE-A Space Frame Chassis Design
7. **Jared Kenneth Armstead** – Chassis Development for the Formula SAE Racer
8. **IMECHE** - FSAE 2011 versenyszabályzata (<http://students.sae.org/>)
9. **Abrams Ryan** – Formula SAE race car analysis: simulation & testing of the engine as a structural member
10. **Paul Lamar** – Monocoque
11. Car structre <http://www.mech.uq.edu.au/courses/mech3100-old/struct/index.htm>
12. Structural and Thermal Simulation with Pro/ENGINEER Wildfire 5.0
13. http://www.mec.uniroma2.it/en_costr.htm
14. Wikipédia – Kihajlás
15. **Munich Motorsport** –Structural Equivalency Form
16. **Caroll Smith** – Tune to win
17. <http://www.diseno-art.com/tutorials/monocoque.html>
18. Wikipedia – Monocoque
19. **Anthony O'neil** – Chassis design for SAE racer