

Nyugat- magyarországi Egyetem
Faipari Mérnöki Kar



Kerékpár tervezése és végeselemes vizsgálata

Készítette: Egresits Tamás

Konzulens: Prof. Dr. Kovács Zsolt
egyetemi tanár

Elek László
egyetemi adjunktus

Nyugat-magyarországi Egyetem
Faipari Mérnöki Kar

Terméktervezési és Gyártástechnológiai Intézet

**Kerékpár tervezése és végeselemes
vizsgálata**

Egresits Tamás

III. évfolyam

Konzulens:

Prof. Dr. Kovács Zsolt
egyetemi tanár

Elek László
egyetemi adjunktus

Sopron
2012

Tartalomjegyzék

Bevezetés	4
Gyűjtőmunka // 1.	5
Konkurens termékek elemzése // 1.1	5
Vázanyagok // 1.2	7
Az acél és a titán // 1.2.1	8
Az acél és az alumínium // 1.2.2	9
Nagy átmérőjű, vékonyfalú csövek // 1.2.3	9
Merevség és kényelem // 1.2.4	9
Szénszálas vázak // 1.2.5	10
Megbízhatóság // 1.2.6	11
Vázmerevség // 1.3	11
A kerékpárváz függőleges rugalmassága // 1.4	13
Fájdalom és kerékpározás // 1.5.0	15
Achilles- ín // 1.5.0.1	15
Boka // 1.5.0.2	15
Hát // 1.5.0.3	15
Lábak // 1.5.0.4	16
Ujjak // 1.5.0.5	16
Térd // 1.5.0.6	16
Tenyér // 1.5.0.7	17
Nyak // 1.5.0.8	17
Megfelelő testhelyzet // 1.5.1	17
Vállak // 1.5.1.1	18
Comb // 1.5.1.2	18
Csuklók // 1.5.1.3	18
Koncepció leírása // 2.	19
3D modell // 3.	21
Látványtervek // 3.1	23
Numerikus módszerek a terméktervezésben- Végeelem módszer (VEM) // 4.	27
Bevezetés // 4.1	28
A matematikai modell felépítése // 4.2	29

A végelem modell felépítése // 4.2.1	29
A végelem modell megoldása // 4.2.2	31
Az eredmények elemzése // 4.2.3	31
Végelemek // 4.2.4.....	32
A SolidWorks Szimuláció programban rendelkezésre álló elemtípusok // 4.3	33
1. Lineáris tetraéder elemek // 4.3.1	33
2. Másodfokú tetraéder elemek // 4.3.2.....	34
3. Elsőfokú, háromszög alakú héjelemek // 4.3.3	35
4. Másodfokú, háromszög alakú héjelemek // 4.3.4.....	35
5. Gerendaelemek // 4.3.5	36
Választás szolid- és héjelemek között // 4.4	36
Lineáris vagy kvadratikus szolid és héjelemek // 4.4.1.....	37
Szabadságfokok száma // 4.5.....	37
Számítások a VEA alkalmazása során // 4.6.....	38
A VEA eredményeinek értékelése // 4.7	38
A von Mises feszültség // 4.7.1.....	39
Mértékegység rendszerek // 4.8.....	39
A SolidWorks Szimuláció korlátai // 4.9	40
Lineáris Anyagok // 4.9.1	40
Kis szerkezeti deformációk // 4.9.2.....	41
Statikus terhek // 4.9.3	42
Gyakorlati modellezési kérdések // 4.10	42
Az elemzés folyamata // 4.10.1	42
Előfeldolgozás // 4.10.2	43
Megtámasztások // 4.10.3	44
Kapcsolatok // 4.10.4.....	44
Kontaktus definiálási módok // 4.10.5.....	45
Kerékpár szimulációs eredményei // 5.	47
Kormány elemzése szolidként// 5.1.....	47
Modell előkészítése vizsgálathoz // 5.1.1.....	427
Eredmények // 5.1.2	48
Hajtókar elemzése szolidként// 5.2	51
Modell előkészítése vizsgálathoz // 5.2.1.....	51

Eredmények // 5.2.2	52
Áttervezett hajtókar elemzése szolidként // 5.3.....	55
Modell előkészítése vizsgálatához // 5.3.1	55
Eredmények // 5.3.2	56
Összegzés // 6.....	58
Irodalomjegyzék	59

Bevezetés

Napjainkban a környezettudatos szemlélet elterjedése miatt egyre nagyobb társadalmi réteg vált előszeretettel kerékpárra közlekedés céljából. A kerékpárok alapvető szerepe a közlekedés megkönnyítése, azonban e termékpaletta elég széles. Napjainkban számos biciklifajta létezik, azonban jellemzően megállapítható, hogy a piac rendkívül integrált illetve a felhasználók korosztályuktól függően meglehetősen szélsőséges képet alkotnak az alkalmazásukat tekintve. A fiatalabb célközönség megtalálta e termékekben a kreatívabb, szokványostól eltérő használhatósági lehetőségeket, mely megköveteli a kerékpárok extrém igénybevételeknek való ellenállást is. Számos sportág alakult ki, melyek nagyfokú igénybevételnek ellenálló szerkezetek használatát követelik meg. Többek közt ide sorolhatóak a trial, freeride, cross country, flatland, BMX, downhill sportok is. Különböző mozgásfajtához különböző kerékpárok társulnak, hiszen a mozgások sokrétűségének, finomságának és nehézségi fokának megfelelően más szerkezeti kialakítás szükséges. Ezek tükrében a legnagyobb kihívást jelentő feladatot egy downhill (a következőkben DH) kerékpár megtervezése jelenti, választásom ezért esett erre a típusra.

A terméktervezés legfontosabb feladata a felhasználói igények kielégítése. Annak érdekében, hogy e feladatnak maradéktalanul meg tudjunk felelni, követnünk kell egy szisztematikus tervezési módszert, mely módszer olyan tervezési lépésekből áll, melyek után lehetőség van visszacsatolásra, így kiküszöbölve a tervezés során felmerülő hibákat, hiányosságokat.

DH kerékpár tervezése során a legfőbb szempont a váz és az alkotóelemek szilárdságának illetve megfelelő rugalmasságának a maximalizálása, ezzel egyidejűleg az alkatrészek tömegének a minimalizálása. Ezen elvárások elérése érdekében egy megelőző gyűjtőmunka szükséges, mely nem csupán a vázanyagokra és szilárdsági értékekre terjed ki, tartalmazza a váz kialakítását mely magával vonja az antropometriai adattár használatát is. Ezen adatok függvényében kezdődhet meg a végső koncepció megalkotása, formavilág megteremtése, majd ezt a tervezési szakaszt lezárva következik a termék szimulációja melynek segítségével kiküszöbölhetjük a szerkezeti hibákat és optimalizálhatjuk a szerkezet szilárdságát és egyben minimalizálhatjuk a tömegét.

Célkitűzés

Egy általam tervezett DH kerékpár Solidworks program segítségével történő modellezése, ezt követően a Solidworks Simulation program használatával történő végeelem szimulációja. Célom a szerkezet minimális tömege mellett maximális szilárdsági értékek elérése.

Gyűjtőmunka // 1.

A tervezési folyamat első és egyben legfontosabb lépése a piacon lévő konkurens termékek feltérképezése. Munkám során számos terméket elemeztem melyekből az alábbiakban kettő kerül bemutatásra. Ez a két kerékpár számomra a pozitív és a negatív példázata a piacon kapható vázoknak.

Konkurens termékek elemzése // 1.1



1. kép: Evil Revolt DH frame black [1]

Az Evil gyártó Revolt DH váza a piacon kapható egyik legjobb szerkezet. A váz szilárdsága és merevsége rendkívül jó és mivel 6061 T6 alumínium ötvözetből készül, így tömege megfelelően alacsony tartományban mozog. A Revolt hátsó teleszkópos szerkezete nagy elmozdulást enged, közben szilárdsága változatlan marad.

Formavilágban is tükrözi a szerkezet stabilitását és erejét.

Negatívumként a terméknek csak magas árkategóriáját tudom felhozni, mivel jelenleg a váz hátsó taggal együtt 850 000 forintba kerül.



2. kép: Kona Operator DH bike [2]

A Kona márkához tartozó Operator típus egy elég rossz koncepciója lett a gyártónak. A túlzott íves formák használata a szerkezet szilárdságának a romlását eredményezte. A váz több esetben elhajlott illetve eltört, ezzel komoly baleseteket előidézve.

Pozitívként a kerékpár kanyarodási képességeit említeném meg, mivel a gyártó nagyon jó szögeket használt a tervezésnél. A hátsó kerék nagy mozgástartománya még szembeötlő, ellenben a hátsó villa és a rugós tag közti áthidaló szerkezet stabilitását megkérdőjelezném, bár nem találtam róla tönkremeneteli leírásokat.

A kerékpár ára 971 000 forint.



3. kép: Kerékpár tönkremenetele [3]

Vázanyagok // 1.2

„A merevség és a szakítószilárdság két teljesen más anyagszerkezettani tulajdonság, mégis gyakran összekeverik őket. Ha meg akarjuk érteni a különböző anyagok tulajdonságai közötti eltéréseket, akkor nagyon fontos, hogy megértsük, mi a különbség e két tulajdonság között.

Képzeld el, hogy egy vízszintes pozícióba lévő fém rúd egyik végét befogja a satuba, a másik végére pedig egy nagy súlyt akaszt. A fém rúd valamilyen mértékben meghajlik. Ha a súlyt levesszük, akkor a szabad vég visszaugrik az eredeti állapotba. Különböző anyagok másképp reagálnak erre a kísérletre. Van, amelyik azonos paraméterek mellett jobban meghajlik. Ezt a tulajdonságot hívjuk merevségnek.

Most pedig képzeld el, hogy egy olyan nagy súlyt helyezünk a rúd szabad végére, amitől véglegesen elhajlik, és nem ugrik vissza az eredeti helyzetbe. A rúd elgörbül, tehát megváltoztatja a formáját. A legkisebb terhelés, amitől ez végbemegy, az adott anyag elasztikus határértékét jelenti. Különböző anyagok, más-más terhelésnél érik el ezt a határértéket. Ezt nevezzük az anyag elasztikus határértékének.

A merevség nagyban befolyásolja a kerékpározás szubjektív érzését. De mivel az anyag minden esetben visszaalakul eredeti formájába, ezért semmilyen károsodást nem szenved ettől a mozgástól. A merevséget egy elasztikussági mértékkel határozzuk meg. Az egyes anyagok elasztikus tulajdonságai még akkor is majdnem változatlanok, ha ötvözzük azokat valamilyen más fémmel. Így a legjobb minőségű ötvözt acélnek is ugyan az az elasztikus tényezője, mint a vízcsövekhez használt szénacélnek.

Az elasztikus határértéknek semmilyen hatása nincs a kerékpározás szubjektív érzésére. Ez a tulajdonság csak egy bukás során jön elő, amikor eldől, hogy az adott terhelés a határérték alatt volt, és a váz nem szenvedett semmilyen károsodást, vagy a határérték felett volt és akkor láthatóan elgörbült valahol. Köztes állapot nincs. Ha nem görbült el, akkor nem károsodott. A szakítószilárdságot viszont nagymértékben befolyásolja az anyag ötvözése és az elkészítés utáni hőkezelési folyamat.

A súly a harmadik tényező, amely az adott anyag tulajdonságából fakad. Először is azt kell figyelembe vennünk, hogy mekkora az anyag sűrűsége. Ezt „specifikus gravitációnak” nevezzük. Ez a tulajdonság annyiban hasonlít a merevségre, hogy itt sem számít az anyag ötvözése. A szénacélnek ugyan akkora a sűrűsége, mint az ötvöztnek. Az anyag nem lesz könnyebb (kevésbé sűrű) attól, hogy ötvözzük. Lehet, hogy a vázon azt a feliratot olvashatjuk, hogy anyaga „könnyű acél”, de ilyen valójában nem létezik.

Az alábbi táblázatban láthatjuk, a három leggyakrabban kerékpárváz gyártására használt fémes anyagok fent említett tulajdonságait:

Anyag	Elasztikusság	Szakítószilárdsági határérték (MPa)	Specifikus gravitáció (Sűrűség) (Kg/m ³)
Alumínium	10-11	11-59	2700
Acél	30	46-152	7850
Titán	15-16,5	40-120	4506

4. táblázat: Kerékpárváz gyártására használt anyagok tulajdonságai [4]

Megfigyelhetjük, hogy az elasztikusság és a sűrűség tényleg többé-kevésbé független a minőségtől, míg a szakítószilárdság terén jelentős különbségek vannak az ötvözésnek és a hőkezelésnek köszönhetően. Akármilyen furcsa, a vízvezetékcsőnek, és a csodálatos Columbus SLX-es vázcsőnek ugyanúgy 30-as elasztikus értéke és 490-es sűrűsége van. Ha tehát valaki azt mondaná, hogy könnyebb, merevebb alumínium, acél vagy titáncsővekből készült a kerékpárja, az nem érti ezeket a fontos összefüggéseket.

Viszont azt is látnunk kell, hogy a szakítószilárdság területén tényleg vannak különbségek az anyagok minőségének függvényében. Ez az érték azt mutatja, hogy ha azonos átmérőjű és falvastagságú csővekből, ugyanakkora kerékpárvázat építenénk a három alapanyagból, akkor az alumínium csak 1/3 annyi terhelést bírna, mint az acél, és a titán se tudna többet, mint az acél értékének felét. Az aluváz sokkal kisebb erőhatásokra elgörbülne, és használhatatlanná válna. Viszont a súlya is csak 1/3-a lenne az acélénak. Természetesen ez az összehasonlítás irreális, mivel egy gyártó sem építené ilyen gyenge alumínium, vagy ennyivel erősebb acél vázat. Mindenképpen változtatna a cső átmérőjén, és/vagy annak falvastagságán. A merevséget legegyszerűbben nagy átmérőjű csővekkel lehet elérni. A szakítószilárdságot a falvastagsággal lehet jelentősen növelni, de az átmérő is szerepet játszik ebben. A súlyt, a két tényező együttesen befolyásolja. A gyártónak engedményeket kell tenni: ha könnyű a váz, akkor nem lesz annyira merev vagy erős. Ha merev és erős, akkor biztos, hogy nem lesz könnyű. Két jó tulajdonságot el lehet érni, de a harmadik mindig megsínyli.

Az acél és a titán // 1.2.1

Nézzük meg még egyszer a fenti táblázatot. Láthatjuk, hogy azonos méretezésű vázak esetében a két váz hasonló szakítószilárdsággal rendelkezne, de a titán fele annyit nyomna és kétszer olyan hajlékony lenne. Ha egy ilyen vázat kipróbálnánk, valószínűleg nem éreznénk elég merevnek. Könnyű lenne maga a kerékpár, de sok energiánkat rabolná el a váz állandó deformálása. Csomagos túrákon, ahol jelentősen megnő a terhelés, akár irányítási problémákat is okozhat egy ilyen váz. A vázepítők ebben az esetben egy dolgot tehetnek: meg kell növelni a csővek átmérőjét. Így már elég merev lesz a kerékpár, a szakítószilárdsága is a legjobb acél vázakéval verseng, és a súlya még mindig csak kb. 70%-a lesz annak.

Az acél és az alumínium // 1.2.2

Ebben az esetben még nagyobb az anyagok tulajdonságai közti eltérés. Az azonos aluváz csak 1/3 olyan nehéz, mint az acél, de nem csak a merevsége 1/3 annyi, hanem a szakítószilárdsága is. Ezt a vázat már kipróbálni is veszélyes lenne. Az alumínium csöveket jóval nagyobb átmérővel kell gyártani és a falvastagságuk is az acél többszöröse. Mindazonáltal, a megfelelően merev váz könnyebb lesz, mint a hasonló merevségű acél, de a szakítószilárdság értéke elmarad a kívánatostól.

Nagy átmérőjű, vékony falú csövek // 1.2.3

Mint láttuk, ezzel a módszerrel könnyen megnövelhetjük a merevséget, de nem sokat teszünk a szakítószilárdság érdekében. Ezt a módszert alkalmazhatjuk az acélnál is, de sajnos hamar akadályba ütközünk. Az 50 mm átmérőjű ötvözt acél cső merevbb lenne, mint akármi, amit ma meg lehet venni, de akkor olyan vékony lenne a falvastagság, hogy könnyen akár kézzel is be lehetne horpasztani. Nem beszélve arról, hogy a vékony falú csöveket nem lehetne biztosan egymáshoz hegeszteni és a kulcstartó szemek is könnyen kiszakadnának az anyagból. Ha viszont nem vékonyítjuk eléggé a fal vastagságát, akkor jóval nehezebb lenne az így megépített váz. (Lehet, hogy csomagos túrázásnál épp egy ilyen vázra lenne szükségünk.)

Merevség és kényelem // 1.2.4

Sokan azt gondolják, hogy most az következik, hogy a nagy átmérőjű csövek, kisebb elasztikusságuk (tehát nagyobb merevségük) miatt sokkal rázósbabak. Ez nincs mindig így. Vizsgáljuk meg részletesebben, hogy mit jelent a merevség:

Attól függően, hogy milyen erőhatások érik a kerékpár vázát, beszélhetünk csavaró (torzionális) és függőleges merevségről. Ha az egyik hajtókart lenyomjuk, akkor egyfajta csavarodó mozgást idézünk elő a kerékpár vázában. A középcsapágy egy ívben mozog, melynek a nyergen elfoglalt pozíciónk a középpontja. Ezt könnyű észrevenni, és általában mindenki erre gondol, amikor merevségről van szó. A csavaró mozgás, a közhiedelemmel ellentétben jelentősen nem rontja a hajtás hatásfokát. A váz a rugó szerepét tölti be, és a befektetett energiát majdnem egészében megtéríti. Viszont a legtöbb kerékpáros mégsem rajong egy túlzottan torzionálisan rugalmas vázáért. Az állandó hajlítgatás irányítási problémákat okoz, és nagy sebességnél egyenesen veszélyes lehet a kilengésből keletkező oszcilláció. Aki ki szokott állni a nyeregből, az tudja, hogy ez bizonyos "puha" vázagnál egyszerűen lehetetlen. A súlyos kerékpárosok vagy a csomagos túrázók is jobban teszik, ha nem próbálkoznak ilyen vázával.

A függőleges merevség alatt azt értjük, ahogyan a váz viselkedik az út egyenetlenségeiből származó vibráció továbbítása terén. Itt arról van szó, hogy a kerekes mennyit érez abból a rezgésből, ami a külső gumin, a felnin, a küllőkön, majd vagy a hátsó támvillák és az ülésből, vagy az első villa révén a nyereghez, illetve a kormányfejen és a kormányon át a kezekhez jut. Ebben, mint láttuk a vázon kívül több tényező is szerepet játszik. A vázak függőleges

merevségében szinte mérhetetlen a különbség. Ha van is valami eltérés, az ezreléke annak, amit egy három milliméterrel ballonosabb külső gumival (22 helyett 25 mm), 1/10 atmoszférával kisebb nyomással, vagy egy fél fokkal meredekebb ülészső szöggel elérhetünk. És akkor még nem is beszéltünk a nyeregről vagy a kormánybandázsról. Ha mégis érzünk valami különbséget két azonos geometriájú váz között, annak pszichikai magyarázata van és biztos, hogy nem a vázból ered.

Egyébirányt a külső gumi a legjelentősebb tényező az út okozta rezgések csillapításában. A második a nyereg. Ha már itt tartunk, akkor megállapíthatjuk, hogy akinek hosszan kiáll a vázból a nyeregzső, az mind torzionálisan, mind vertikálisan sokkal kevésbé merev kerékpáron ül, mint az akinek csak egy néhány centi látszik ki. A váznak ehhez nincs semmi köze. A jó minőségű kerekek nem nagyon csillapítják a rezgéseket. Egyesek azt gondolják, hogy a vékony hátsó támvillák, melyek az acél vázú országúti kerékpárokon szoktak lenni, csillapítanak a rezgéseken. Ez megint csak téves elképzelés, mivel pont a rezgés vonalában futnak, és így a merevségük lényegében 100%-os. Többek között Tom Ritchey próbálkozott hajlított támvillával, de sajnos ez sem segít sokat a vertikális merevség oldásában. Tehát megállapíthatjuk, hogy csak a hosszan kinyúló nyeregzső az egyetlen vázhoz tartozó elem, amely csökkentheti a vertikális merevséget. Esetleg, bizonyos esetekben, a nyeregzső függőleges síkon hátracsavarhatja egy keveset a váz ülészsövet, de ez a csillapítás se jelentős a többi tényezőhöz képest. Ha viszont a vázkészítő megváltoztatja a láncvilla hosszát, akkor kényelmesebb lesz a kerekezés, de nem azért, mert függőlegesen elasztikusabb lesz a váz, hanem mert a hosszabb láncvillával kevésbé ülünk a kerék felett, és így kisebb amplitúdójú rezgéseket érzünk.

Szénszálas vázak // 1.2.5

A szénszálas anyagok nem fémek. A kerékpár vázgyártásban manapság éppen ezért kapnak egyre nagyobb szerepet. A különbség abból adódik, hogy a szálak teljesen más tulajdonságú "szemcsékből" állnak, mint a fémek. A szálakat úgy lehet irányítani, mint ahogy az a fa szerkezetében is megtalálható, így a kívánt irányban merevvé tehető a váz, míg más irányban elasztikus tulajdonságokkal lehet felruházni. Még visszatartja a szénszálas technológiát, hogy még nem egészen kiforrott az alkalmazási technológiája. Csöveket nem érdemes belőle építeni, mivel így nem lehet kihasználni az előnyös tulajdonságait. A kerékpár vázát viszont eddig pontosan azért építették csövekből, mivel ez tud legjobban ellenállni a különböző helyekről érkező terheléseknek. Bizonyos terhelések olyan kiszámíthatatlanok és erősek lehetnek, hogy még számítógépes modellezéssel sem lehet teljes biztonsággal meghatározni őket. Sajnos ma még a szénszálas vázak nem olyan megbízhatók, mint a fémes anyagokból készült kerékpárvázak. A leggyengébb pontok nem is a szénszálas részek, hanem ahol a fémekkel találkoznak. Ilyen például a középcsapágy beágyazott menete, a sarúk, bilincsek és a kormánycsapágy csatlakozása, ahol gyakran korrózió, kopás vagy szakadás történik.

Mint ahogy említettem, a kettős háromszögben elrendezett csövek adják a legerősebb vázat. Már több milliárd ilyen kerékpárt gyártottak az elmúlt száz év során, és okos kerékpárosok több milliárd órát töltöttek a nyeregben, hogy tökéletesítsék a technikát. Megfelelő tapasztalatokkal rendelkezünk azzal kapcsolatban, hogy a lehetséges erőhatások miként veszik igénybe a szerkezetet. Ma, ez a technológia már lényegében tökéletes. Ha tényleg

valami áttörést érünk el a vázkészítés területén, az biztosan valamilyen új technológiával történik. A formázott szénszálak technológia manapság a legfejlettebb alternatíva.

Megbízhatóság // 1.2.6

Az említett anyagok közül mindegyik megfelelően megbízható. Az alumíniumnak elméletileg végleges a ciklikus kifáradása (minden egyes határérték alatti erőhatást megjegyez és összegez), de a gyártók annyira figyelnek a tartósságra, hogy még kis mértékű súlytöbblet árán is biztosítják, hogy évtizedekig használni lehessen a vázat. Az acélnál és a titánnál ez nem kérdés. Ezek az anyagok lényegében örökké tartanak, ha nem éri a szakítószilárdság határértékénél nagyobb terhelés. A szénszálak technológia még nem mondhatja el magáról, hogy évtizedekben méri a váz hasznos élettartamát. Az acélnak még megvan az a tulajdonsága, hogy az elgörbült csöveket vissza lehet hajlítani, anélkül, hogy befolyásolnák a további szakítószilárdság határértékeit. Forrasztani is könnyebb, így akár a világ végén (vagy házilag) meg lehet javítani.” [5]

Vázmerevség // 1.3

„A merevség egy mechanikai szerkezet torzulásának hiányát jelenti. A terhelésnek viszonylag kicsinek kell lenni, mivel ha egy bizonyos értéknél nagyobb, a váz nemcsak átmenetileg, de véglegesen eltorzul. A merevség és a szilárdság nem egy és ugyanaz. Ha a szerkezet merev, az alakját nem egykönnyen változtatja meg. Ha hajlékony, akkor nagymértékben meg tudja változtatni az alakját, mielőtt véglegesen elgörbülne.

A rugónak van merevsége. Ez a rugózási együttható. Ha kicsit nyomunk rajta, kicsit nyomódik be. Ha nagyot, akkor akár összeérhetnek a szálak. Ha elengedjük, visszaugrik eredeti alakjába. A kerékpárváz is egy rugó, csak sokkal bonyolultabb, mint az általános spirálrugó.

Amikor egy magazinban azt olvassuk, hogy a váz "merev", "hajlékony", "él", vagy "döglött", attól még nem tudjuk, hogy miről is van szó. Ezek a vélemények nagyon szubjektívek, és megbízhatatlanok. Nehéz a merevségről érdemben beszélni anélkül, hogy pontos méréseket végeznénk. A kérdésbe beleszól a kerekese súly, vagy a kerékpározási stílusa is. A nehezebb kerekeseknek egy merevebb váz hajlékonyabbnak tűnik, mint egy pehelysúlyúnak. Sokszor a merevséget rögtön a hatékonysággal és a gyorsasággal párosítják. Érzékeink gyakran félrevezetnek minket. Ha megmérjük, hogy egy merev, illetve egy hajlékony vázzal milyen teljesítményre vagyunk képesek, általában az derül ki, hogy nincs semmi eltérés. Ha ez nem így lenne, akkor a versenysportban szóba se jöhetne más, mint a lehető legmerevebb váz. Ezzel szemben, Lance Armstrong, montisok és triatlonosok távolról sem merev, szénszálak, vagy titán vázakat használnak. Főleg az emelkedőkön, ahol aztán tényleg komoly csavaró erők hatnak a vázra. Akkor ők eleve hátrányból indulnak?

Ebben a kérdésben, mindig Sean Kelly, a nyolcvanas évek talán legnagyobb országúti sprintere jut eszembe. Több száz sprintet nyert egy kezdetleges Vitus aluvázak kerékpáron. Ez még a Klein/Cannondale forradalom előtt készült, és kérdés nem fér hozzá (pontos

mérések is igazolják), hogy a valaha gyártott egyik leghajlékonyabb kerékpárváz volt. Legendás volt arról, hogy elinduláskor először 10 centit ment oldalra a váz, és csak azután indult meg előre maga a kerékpár. Régi videókon, filmekben láthatjuk, ahogy Sean Kelly kibújik a merev kerékpárokon ülő combos olasz és belga sprinterek közt, és simán nyeri a befutót. Közben, a szemből készült felvételeken látjuk, ahogy a váz nyeklik-nyaklik Kelly alatt.

Adott Kelly spagettiszerű váza. Azt tekintjük egy rugónak. A rugó együtthatójának képlete $F=k \cdot x$. F a rugót összenyomó erő, K a rugó merevsége, és X az összenyomódás távolsága. Ez még Newton tollából származik. A szorzat egyszerű, és a képlet szerint nincs veszteség. Hacsak nem hajlik el végérvényesen a rugó, minden befektetett munkát hiánytalanul visszkapunk.

Ráadásul, a kerékpár nemcsak a vázból áll, hanem sok más, ugyancsak rugalmas alkatrészből. Mindegyik egy rugó. Ha két rugót összekapcsolunk, akkor az egyik rugó olyan arányban szerepel a teljes elhajlásban, amennyivel rugalmasabb, vagy merevebb, mint a másik. Ha tízszer merevebb, mint a másik, akkor csak tíz százalékban számít. A gumi külső, a kerék, az első villa, a kormányoszár, a kormány, a nyeregcső, a nyeregsínek, a középcsapágy-tengely mind rugalmasabbak a váznál. Van, amelyik több százszor, vagy ezerszer rugalmasabb nála. Ebből az következik, hogy nem a vázzal kell kezdeni a kerékpár merevítését. Viszont, nyeregben történő pedálozás közben, leginkább a váz merevségét érezzük, még akkor is, ha a kormány jobban hajlik annál. Az erőnk nagy része a középcsapágnál összpontosul, és érzékenyebbek vagyunk erre a területre.

Még rosszabb, ha a hajtókarral kezdjük kerékpárunk merevítését. A modern hajtókarok elég merevek, és ezért el nem tudom képzelni, hogy jelentős merevítést tudnánk elérni azzal, ha egy 10%-al még merevebb típusra cserélnénk. A hajtókar-merevséget tesztelő szerkezet kimutatja a különbséget, de a kerékpáron találunk még egy tucat ennél sokkal rugalmas alkatrészt, ami oly mértékben lecsökkenti a hajtókar szerepét, hogy azt kimutatni (és megérezni) már nem lehet. Talán ugrásoknál nem mindegy, milyen merev a hajtókar (a terhelés iránya közel függőleges).

A kerékpáros erő kifejtése a vázat csavarodó (torzionális) elhajlásokra kényszeríti. A sprintelő kerekese fél lóerőt (372 Watt-ot) képes leadni 10 másodpercig. Ez 3720 Joule, vagyis 888 grammkalória. Ez a hőtermelés egy 100 grammos titán középcsapágyat 71 C fokra hevítene fel, ha minden energia hőtermelésre irányulna. Viszont, ha veszteség csak 1% (legfeljebb ennyi lehet a veszteség, de valószínűleg valójában csak ennek töredéke), akkor a hőmérsékletváltozás csupán 0,7 fok, ami még modern műszerekkel is elég nehezen kimutatható. Az egész vázon pedig ennek százada, vagy ezreléke. Lényegében kimutathatatlan.

A repülőgépipar megint megelőzött minket. Mivel a hőveszteség, a hőtágulásból, vagy zsugorodásból keletkezett méretváltozások kritikusak lehetnek olyan bonyolult szerkezeteknél, mint például egy vadászrepülőgép, az ottani mérnökök kitalálták, hogy van olyan módszer, amivel az adott fémek ezen tulajdonságait meg tudjuk határozni. Ha a hőmérsékletkülönbség túl kicsi, keresni kell egy összefüggést. Ez a specifikus csillapítóképesség. Ez úgy működik, hogy megpengetnek egy fémlapot, és megnézik, mennyi energiát vesz minden egyes ciklus után. Ezt abból tudják kiszámolni, hogy mennyi ideig peng. Minél tovább peng, annál kevesebb energiát veszít.

Ha visszatérünk az előző példához, akkor a sprinterünk kb. 10 grammkalóriát fektetett be abba, hogy a titán középcsapágyat elhajlítsa. A titán specifikus csillapítóképessége 0,03%. Az elvesztett energia 0,3 kalória. Az ehhez járuló hőmérsékletnövekedés 0,2 fok. Ez tipikusan olyan érték, melyről nehéz eldönteni, számít-e, vagy elhanyagolható. A váznál kisebb értékeket kapunk, mivel a szerkezet lényegesen merevebb.

A váz vesztesége, egy nagyobb sprint során egy-két tized kalória. Mindezt a 888 befektetett grammkalóriával kell összevetnünk. Viszont jelentős veszteség ér minden olyan alkatrész hajtogatásával, ami rugalmasabb a váznál. Mivel lényegében az összes alkatrész ebbe a kategóriába szerepel, lehet, hogy a teljes veszteség nem is olyan elenyésző.” [6]

A kerékpár váz függőleges rugalmassága // 1.4

„A hírcsoportokban, kerékpárboltokban, magazinok hasábjain és barátok között gyakran hangzik el utalás arra, hogy az egyik kerékpár váza merevebb tehát "rázóssabb", a másik puhább, tehát "kényelmesebb". A nagy átmérőjű alumínium csövekből készült kerékpár vázakat mindenki, minden orgánumban "kényelmetlennek", "csak rövidtávra alkalmasnak", de "sokkal hatékonyabbnak" tartják. Egyesek azt mondják, hogy egy ilyen gépen egy óránál többet csak valami csoda nyereggel lehet kibírni. Olvashatunk olyanokat, hogy egy ilyen kerékpáron "ugrál a hátsó kerék", vagy "állandóan eltörnek a küllők". Ezzel szemben a titán, szénszálas, stb. vázak "kényelmesebbek", de a hajtás során "ide-oda mozog a középcsapágyuk", és így tovább. Viszont soha senki nem próbálta megmérni ezeket, az állítólag ordítóan nagy különbségeket. Bob Bundy megelégtelt a helyzetet, és kapcsolatba léptem Jobst Brandt-el. Ketten megtervezték az itt leírt kísérletet, hogy lerántsák a "tudatlanság fátylát" erről a mindenki által elfogadott hiedelemről. Mérési adatot gyűjtött a váz, és a kerékpár többi alkatrészének függőleges síkon történő, különböző terhelés által előidézett, elhajlásairól. A terheléses méréseket a nyeregnél (ST), a középcsapágnál (BB), a homlokcsőnél (HT) végezték. A kezdeti terhelés 36 kg függőleges terhelés volt, és a mérést 0,025 milliméter pontossággal végezte egy erre a célra készített mérősablonon. Később a terhelés mértékét 9 kg-tól 30 kg-ig változtatta. Mivel bebizonyosodott, hogy a különböző terhelés hatására lineáris a váz és a kerékpár többi alkatrészének elhajlása, a maradék méréseket, az eredeti 36 kg-os terheléssel végezte. Természetesen minden vázra ugyan azokat az alkatrészeket szerelte fel. A mérései semmit nem mondanak a kerékpárra ható csavaró elhajlásokról, de ennek az ég világon semmi köze nincs a kényelemhez. Egy torzionálisan merev gép érezhetően "merevebb", amikor a beleállunk a pedálba, de kényelem szempontjából ez érdektelen. Bár mint később látni fogjuk, a váz bármely irányú "merevsége" csak kis mértékben befolyásolja az egész kerékpár "merevségét", mivel a többi alkatrész nála sokkal rugalmasabb.

A kerékpárok:

1987-es Trek Aluminum 1200, Vitus első villával, amit a legtöbb magazin úgy jellemzett, mint egy "igen hajlékony, de kényelmes" darab.

1988-as Specialized Sirus, acél CrMo váz, mely a szakértők szerint "merev, jól irányítható, de nagyon rázóss".

1987 DeRosa, SP/SL csövek, klasszikus olasz versenygép.

1988 Cannondale alumínium váz, CrMo villával, mely a legtöbb szakértő szerint olyan kellemetlenül rázó, hogy nem lehet hosszabb időt kibírni rajta.

Trek	Specialized			De Rosa			Cannondale					
ST	BB	HT	ST	BB	HT	ST	BB	HT	ST	BB	HT	
3	3	0	6	5	0	5	6	0	3	3	0	VÁZ
8	28	116	8	24	102	11	34	128	8	25	98	VILLA
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	KERÉK
178	129	174	178	129	174	178	129	174	178	129	174	GUMI
194	165	295	197	163	281	199	174	310	194	162	277	ÖSSZ.

5. kép: Vázak és egyéb alkatrészek elhajlási értékei [7]

Az eredmények:

(A táblázatban szereplő értékek az egyes vázak és alkatrészek elhajlását mutatja század milliméterben.)

Értékelés:

Mint láthatják, a váz merevsége a legelhanyagolhatóbb az összes mért tényező közül. A villa majd hússzor olyan hajlékony, és a kerék, illetve a gumi még ennek is a többszöröse. Az összes elhajlásnak, a váz által keltett komponense úgy 1/100 érték körül mozog. Nincs az az ember, aki ezt érzékelni tudná. Ha megfigyeljük, akkor a kapott érték valamelyest alapanyag-függő, mivel az alumíniumból készült vázak csak fele annyit hajlottak, mint az acél vázak. Viszont a különbség, maximum 3/100 milliméter 35 kg terhelés mellett, ami a 2-3 mm teljes elhajláshoz képes tényleg nem nevezhető jelentősnek. És mekkora lehet a különbség a váltakozó falvastagságú és az egyenes csövek között? Hasonlítsuk össze a Cannondale és a Trek adatait!

A kísérlet esetleges buktatói:

Mivel statikus terhelést mértünk és nem dinamikus, elképzelhető, hogy az adott anyag csillapítása, vagy a váz szerkezetének rezgésspektruma valamilyen hatással van az érzékelt kényelemre, de ezt megmérni nagyon körülményes. Nehéz elképzelni, hogy ezek a hatások túltesznek akár a villa, vagy a kerék rugalmasságán.

Pszichológiai magyarázat:

Bob Bundy által tesztelt négy kerékpár külső megjelenése nagyon eltér egymástól. Leginkább a Cannondale lóg ki a sorból. Kerékpározás közben mind a három "máshogy szól", lásd más zajokat kelt.. A nagy átmérőjű alumínium csövek nagyon felerősítik a kerék, a középcsapágy

és az egész meghajtás által keltett zajokat. Talán ez indokolja a Cannondale kényelmi elutasítását. Mivel foglalkozása szerint pszichológus, ő leginkább ebben a magyarázatban látja a magyarázatot. Maga a váz szerkezete egyáltalán nem hajlik annyit függőleges síkon, hogy az valamit is számítana a gép kényelme szempontjából. Mivel nincs mozgás, nincs mit csillapítani. A fémek rezgésspektruma is inkább a vázméret, mint az anyag, vagy a konstrukció függvénye. Ezzel szemben elégséges bizonyítékunk van arra, hogy az emberek nagyon pontatlanul ítélik meg a közvetlen fizikai környezetüket. Olyan összefüggéseket vélnek felfedezni, melyek nem is léteznek, illetve összekeverik a valós összefüggéseket. Gondoljunk csak arra, hogy a gépjármű utasterében hallható hangok mennyire befolyásolják az arról alkotott képzetünket. Kísérleteket végeztek arra nézve, hogy milyennek találunk egy autót az emberek, ha minden zajt kiszűrnek, és a szemüket is bekötik. Természetesen nem tudták megkülönböztetni a mikrobuszt a luxusautótól, illetve az olcsó városi alsó kategóriás autót a sportkocsitól. A haladási sebességet se tudták megsaccolni. A kerékpárok esetében, az emberek HALLJÁK, hogy a Cannondale merev, és kétségtelenül merevnek NÉZ KI. Bob Bundy meggyőződése, hogy a vázak közti különbség kizárólag érzéki csalódások.” [8]

Fájdalom és kerékpározás // 1.5

Achilles-ín // 1.5.0.2

„Az Achilles-ín a sarok hátsó részén található, és a vádlit köti össze a bokacsonttal. Ha itt érzünk fájdalmat, akkor biztos, hogy a pedálozási technikánkkal van a gond. Főleg akkor sérül meg ez az ín, amikor túlságosan körkörösén próbálunk pedálozni, anélkül, hogy meglenne a szükséges edzettségünk. Néha ilyen fájdalmat tapasztalhatunk a következő esetekben:

- ha túl magasan van a nyereg, és a lábfejet lefele kell döntenünk a pedálozáshoz
- ha túlságosan elől van a stopli és lábujjhegygel kell pedálozni.

Boka // 1.5.0.2

A bokafájdalomnak okát is visszavezethetjük a túlzott bokamozgással járó pedálozási technikára, de lehet, hogy csak egyszerűen lapos a lábfejünk, és ez nagyobb terhet helyez a bokára. Az utóbbi esetben rakjunk megfelelő talpbetétet a kerékpáros cipőnkbe. Elképzelhető viszont, hogy a fájdalmat egy elgörbült hajtókar, vagy pedáltengely okozza.

Hát // 1.5.0.3

A hátfájást, a rossz kerékpáron elfoglalt testhelyzet okozza. A kerékpáron ülés más, mint a széken ülés vagy az állás. Ha úgy ülünk a kerékpáron, mint ahogy a széken szoktunk, akkor biztos, hogy nem tudunk hosszabb ideig tekerni. A megfelelő helyzet elősegíti a pedálozást, és jobban óvja a kerekest az út rázkódásaitól. Sokan, amikor hátfájást éreznek, magasabbra helyezik a kormányt. Azt gondolják, hogy a fájdalmat a túlzott előredőlés okozza. Sajnos a felegyenesedett tartás csak súlyosbítja a helyzetet. Az út rázkódásai sokkal direkter érik a gerincet és a medencecsontot, és a hát nem tudja felhasználni a beépített

rugalmasságát, hogy csillapítsa ezeket. Ha mégis valamiért a felegyessedett tartást szeretjük, tegyünk kerékpárunkra rugós ülést. Továbbá, a hátnak egyenesnek, vagy enyhén púposnak kell lenni, mivel rugalmassága így a legnagyobb. Kerüljük a homorított tartást, mivel ez a legfeszesebb helyzet. Az út rázkódásai egymásnak kocogtatja a csigolyákat, és ez súlyosbíthatja a már meglévő fájdalomérzetet.

Lábak // 1.5.0.4

A lábfájást a rossz lábbeli okozza. A kerékpározáshoz a lehető legrosszabb megoldás, a puha talpú futócipő, mivel nem oszlatja el a terhelést az egész talpon. Lábfájást okozhat még a túlságosan nagy áttétel, mivel ebben az esetben túl nagy nyomás nehezedik a talpra. Vannak olyan kerékpárosok, akik rettentően érzékenyek a megfelelő lábhőmérséklettől való elérésre. A felhevülés dagadást okoz, és a relatív szoros, merev talpú cipőben ez hamar kidörzsöléshez és fájdalomhoz vezet. Ilyen kerekeseeknek ajánlok szandált a nyári túrákhoz. A Shimano kihozta a kerékpáros szandál bekattintós változatát, melyet én is gyakran használok a meleg nyári napokon. Ha mégis lehülne az idő, felvehetünk meleg zoknit alá.

Ujjak // 1.5.0.5

Az ujjak zsibbadása nagyon veszélyes jel. Egy egész életre kiható ízületi gyulladást lehet így szerezni. Az ok általában a rossz felső testhelyzetben keresendő. Ahogy az altájon, a tenyéren is van egy völgy, is itt futnak a legfontosabb idegek. Ha túl nagy nyomás nehezedik erre a részre, akkor zsibbadás következik be. Ugyan ez a helyzet a nyereggel, és ott egy kis vékony, puha párnázattal a kérdést többé-kevésbé meg lehet oldani. A kéznél is járjunk el hasonlóképpen. Tegyük fel puha bandázst, markolatot, és viseljünk párnázott kerékpáros kesztyűt.

Egy másik ok lehet a helytelen csuklópozíció. A csuklónak a karral egy vonalba kell lenni. Egyenes kormányoknál gyakran felfele görbül a csukló, és ez becsípheti az idegeket. Ez ismét zsibbadáshoz vezet. Ha ilyen gondunk van, figyeljük a csuklónk helyzetét, tegyük fel kormánysszarvat, vagy könyöklős kiegészítőt. Sokszor a rugós kormánysszár, vagy az első kerék felfüggesztés is segíthet a helyzeten. Kísérletezhetünk az első kerékben lévő levegőnyomással is.

Térd // 1.5.0.6

Ha megfelelő testhelyzetben kerékpározunk, akkor a kerékpározás a legkíméletesebb sport a térdünk számára. Nincs jelentős gravitációs terhelés. Mindazonáltal a kerékpározás okozhat térd sérülést, de csak akkor, ha helytelenül végzik. A legfontosabb, hogy ne hajtunk túl nagy áttételt. Pontosán állítsuk be a nyereg magasságát, mivel a túl alacsony nyereg nagyon megterheli a térdízületeket. Bizonyos emberek érzékenyek a stopli pontos beállítására. Mindenki egy kicsit más szögben tartja a lábfejét: vagy aki kacsázva jár, és van, aki befele fordítja a lábát. Amikor pedálrögzítés nélkül hajtunk, a lábfejük magától ebben a pozícióba áll be. Ha rögzítjük a lábat, akkor ebben a szögben tegyük ezt, különben nagyon megterheljük azokat az ízületeket, melyek nem szoktak az adott irányban mozogni. Sok patentpedál stoplija enged egy bizonyos szögű elfordulást, anélkül, hogy rögtön kicsatolnánk vele a lábunkat. Az ilyen mindig kíméletesebb a térdünk számára, mint a rögzített pozíció.

Eddig csak a térd függőleges mozgását taglaltuk. Viszont nem is teszünk jót a térdkalácsnak, ha oldalra mozgatjuk azt a függőleges mozgása során. Állítólag a legnagyobb probléma ezzel, hogy az oldalsó mozgás csökkenti a térkalács mozgásához alkalmazott kenőanyag mennyiségét. A térdízület begyullad és ez komoly fájdalommal jár. Az orvosok ilyenkor azt javasolják, hogy széken ülve egyenesítsük ki a lábunkat és tartsuk a levegőben, amíg tudjuk. A baj megelőzhető, ha odafigyelünk a térdünk mozgására. Egy széles, forgalommentes úton nézzük meg, hogyan mozog a térdünk. Próbáljuk meg a lehető legegyszerűsebb síkon mozgatni térdünket. Ezt a mozgást be lehet gyakorolni, és egy idő után automatikussá válik.

Egészen biztos, hogy ha hosszabb méretűre cseréljük a hajtókarunkat, akkor eleinte biztos, hogy térd problémákkal fogunk küszködni. Minél hosszabb a hajtókar, annál nagyobb a térd mozgása, és az ízületeknek hozzá kell ehhez szokni. Egy híres francia kerékpárversenyzőnek egy évig tartott, míg 170mm-es hajtókarról átszokott a 172,5 milliméteresre. Sok ember, gondolkodás nélkül felrak egy szabványos 175mm-es MTB hajtókart a 170mm-es régi helyére!

Tenyér // 1.5.0.7

Ha a tenyerünk fájdul meg, akkor mindenképpen viseljünk kerékpáros kesztyűt. Ha csupasz tenyérrel fogjuk a kormányt, az izzadság miatt csúszósabbnak érezzük. Ebben az esetben természetes reakció, hogy erősebben szorítsuk a kormányt, így a tenyerünk hamarabb kidörzsölődik.

Nyak // 1.5.0.8

A nyaki fájdalmak is a rossz kerékpáron elfoglalt helyzetre vezethetők vissza. Aki agresszíven előre dől a kerékpáron, az a kitekintéshez jobban megfeszíti a nyakát. Ilyen esetben először a nyakat kell edzeni, és rugalmasabbá tenni. Utána jöhet az időfutam-szerű száguldás. Néha megesik, hogy ennél sokkal banálisabb az ok: a bukósisak túlságosan előrecsúszott, és csak a nyak túlfeszítésével tudjuk a megszokott kilátást biztosítani. Megfigyelhetjük a versenyzőknél (már azoknál, akik hordanak sisakot), hogy sokkal hátrább teszik fel, mint ahogy azt az amatőrök szokták. A rejtély megoldása a felső testük előredőlésének szöge. Aki sokkal jobban rádől a vázra, az nem lát ki a szokásos sisakhelyzet mellett. Hasonló problémákat okozhat a nem megfelelően viselt szemüveg. Próbáljuk meg nem az orrunk hegyén viselni, amikor kerékpározunk.

A megfelelő testhelyzet // 1.5.1

Sok tapasztalatlan kerékpáros úgy ül, hogy a felső testük majdnem teljes súlya az ülőcsontokon nyugszik. Igaz, hogy ehhez a testhelyzethez kell a legkevesebb izommunka, de az út egyenetlenségeit, egy az egyben a merev csontozatnak kell elviselni. A fájdalom jelentkezhet a háton, a kezeken, a csuklón, a vállakon, vagy a nyakon. A megfelelő helyzetet az alábbi három részlettel lehet legjobban elérni:

A hátat vagy egyenesen, vagy enyhén kidomborítva kell tartani. Semmiképpen ne homorítsuk, mivel ezáltal jobban megfeszül, és kevésbé tudja csillapítani az út által keltett rezgéseket.

A könyököket kissé hajtsuk be. Ez lengéscsillapítószzerűen csillapítja a kormány irányából érkező rezgéseket. A vállat nyomjuk egy kicsit előre, mivel így ki tudjuk használni a mellkas elején lévő izmokat a felsőtest megtartására. Ha pont ellenkezőleg teszünk, és a vállat hátrahúzzuk, akkor lényegében a kulcscsontunk tartja az egész felsőtestet. További előnye a váll előretolásának, hogy kompenzálja azt a távolságot, melyet a könyök behajlításával elveszítünk.

Ha eddig minden súlyunkat a csontjaink viselték, akkor először fárasztó lesz az előbb leírt kerékpáron elfoglalt helyzet. Viszont ez a helyzet lehetővé teszi, hogy nagyobb erőbedobással hajtsunk. Az intenzívebb mozgás a testünk súlyát egyre inkább a pedálokra helyezi, így mégsem lesz olyan nehéz az új testtartás, mint azt első pillanatban hinnénk. Mindenesetre érdemes fokozatosan hozzászoktatni magunkat. Kezdjük 8-10 km-es rövid körökkel, majd egy-két hét után emeljük 15-20 kilométerre. Természetesen fontos a megfelelő kerékpárméret.

Vállak // 1.5.1.1

A vállakban érzett fájdalom ugyancsak a rossz kerékpáron történő helyzetre vezethető vissza. A fájdalmat okozhatja még a túl előre döntött nyereg is. Ebben az esetben folyamatosan előre csúszunk és csak karjaink erejével tudjuk megtartani magunkat. Ha csak az egyik vállban érezzük a fájdalmat, akkor lehet, hogy a kormány nem szimmetrikus. Az is lehet, hogy karjaink hossza nem egyforma. Az utóbbi esetben lehet, hogy az aszimmetrikusan beállított kormány lesz a kényelmesebb.

Comb // 1.5.1.2

Ha túl forró napon indulunk útnak, akkor az izzadság miatt kidörzsölődhet a combjaink belseje. Ha ilyen gondunk van, akkor válasszunk keskenyebb nyeret. Néha a puha zselés nyergek jobban dörzsölnek, mint a keményebb felületűek. A legjobbak a hagyományos feszített bőr nyergek. A kerékpáros nadrágokat úgy szabják, hogy a comb belsején is van anyag, és ez megakadályozza a kidörzsölést. Ha a probléma fennmarad, akkor a túra előtt vazelinnel, vagy kukoricakeményítővel csillapíthatjuk a dörzsölés mértékét.

Csuklók // 1.5.1.3

Az ujjakhoz és a tenyérhez hasonlóan, itt is a felsőtest helyzetét változtassuk meg. Ellenőrizzük, hogy a nyereg nem dől-e előre, mivel így sokkal nagyobb súly jut a csuklókra.”
[9]

Koncepció leírása // 2.

Információgyűjtésem során arra a következtetésre jutottam, hogy a piacon megtalálható konkurens termékek rendkívül eltérő összképet mutatnak. Jellemzően megfigyelhető számos trend, illetve különféle irányzat jelenléte, melyek a kerékpárok formavilágában nyilvánulnak meg.

Alapvetően elmondható, hogy számos modellre kialakításbeli problémák jellemzőek. Rendkívül jellemző vesszőparipájuk ezen termékeknek az anyagfáradás okozta tönkremenetel, mely használat során kifejezetten súlyos sérülések okozója lehet.

Mindezek mellett egyértelműen kijelenthető, hogy a keresleti fellendülés érdekében kialakított íves, kecses formavilág szerkezetbeli negatívumot rejt magában. Alkatrészek tekintetében ezen kiállítás ugyanígy helytálló, hisz több felesleges elem is helyt kap egy-egy termékben, mely természetesen árukat tekintve is megnyilvánul a későbbiekben.

A kerékpárok szilárdság és tömeg függvényében tekintve pozitív összképet mutatnak, noha meglepő módon kézzelfogható adatokkal nem találkoztam gyűjtésem során. Rendkívül sok tapasztalatból fakadó leírással szembesültem, azonban értékekben megjelenített szilárdsági jellemzők sehol sem találhatóak e témában. Több rendkívül részletes elemzés található e témakörben, mely kiejt a vázak merevségi és tömegbeli viszonyára, a külső és belső gumik hatására a kerékpár merevségének viszonyában, azonban mérésekkel alátámasztott, bizonyított tényekkel sehol sem találkozhatunk.

E hiányosságok alapján választottam meg témám, melynek fő vonalát a kerékpár szimulációja alkotja, ezt azonban mindenképp saját tervezésű modellen kívántam megvalósítani.

Koncepció alkotás során törekedtem figyelembe venni minden pozitív illetve negatív kialakításbeli tulajdonságot, amivel a piacon jelenlévő termékek közt szembesültem. Formavilágát illetően rendkívül letisztult megjelenést igyekeztem megalkotni, melynek szépsége egyszerűségében rejlik.

A napjainkra kifejlesztett anyagok már rendelkeznek azon tulajdonsággal, melyek lehetővé teszik a legyártandó termék tömegének minimalizálását, így tervezés során rendkívüli könnyebbséget jelent ezen alapanyagok folyamatba való bevonása.

Azonban egyértelműen elmondható, hogy a végső szilárdsági értékeket jelentős mértékben befolyásolja és egyben meg is határozza az ezen anyagokból kialakított elemek illesztése. Ez utóbbira megfelelő példa a Yasec cég által gyártott kerékpárok kialakítása. Mind szerkezetileg, mind minőségben magasan kiemelkedő eredményeket tudhatnak magukénak. Világversenyen és Európa versenyen való részvételük a hazai gyártók közt egyedülként, kimagasló teljesítménnyel zárult. Többek közt az általuk gyártott kerékpár segítségével jutott el Rozsenich Gábor – fiatal, magyar BMX versenyző – számos Európa –és világversenyen dobogós helyezéssel.

Számba véve a legtöbbször előforduló baleseteket, különféle meghibásodásokat fogalmaztam meg egy ideális DH kerékpárral szemben támasztott követelményeket és elvárásokat. Az első koncepcióim ezek alapján dolgoztam át, így nagyobb mozgást adva a hátsó rugóknak, illetőleg tovább könnyítve a szerkezetet. Az egyes tervezési szakaszok után

való visszacsatolás eredményeként lehetőségem volt javítani a szerkezetben az idáig észre nem vett hibákat, így továbbfejlesztve azt.

Tervezés során ugyancsak nagy hangsúlyt fektettem a termék helyes ergonómiai kialakítására. Sporteszközzel s egyben nem tömegcikkrel lévén szó, kiemelkedően fontos annak emberi testhez való illeszkedése. Sok esetben ezeket a termékeket egyénre szabva gyártják, felhasználójának egyéni paramétereit alapján.

Az általam tervezett kerékpárhoz a mindenkorai ergonómiai atlaszt vettem alapul.

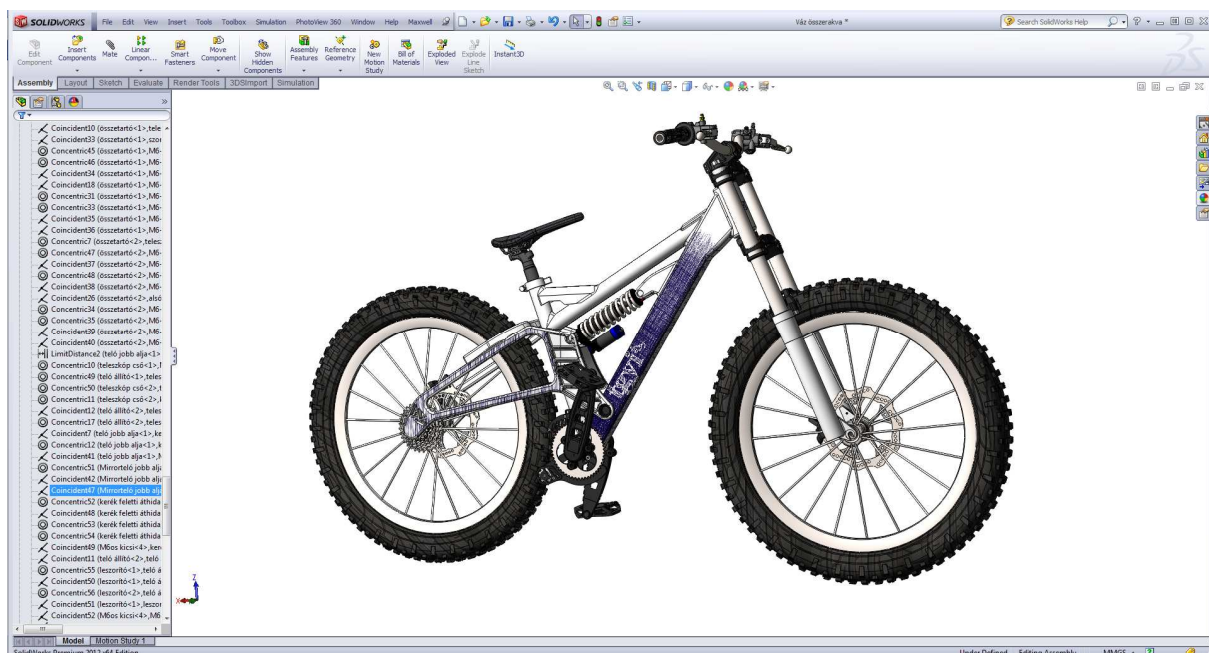
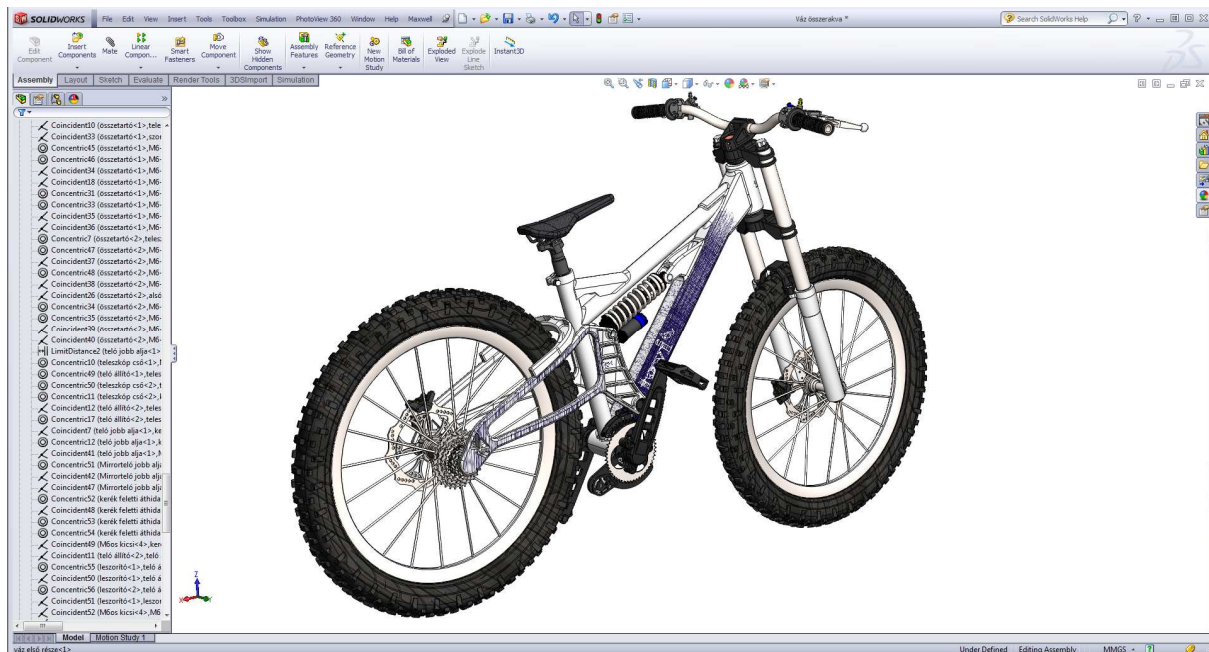
Összességében elmondható, hogy a legnagyobb mértékben kikönnyített s egyben anyagából adódóan merev váz megalkotása volt célom, melynek elkészítése több mint 4 hónapot igénylő feladat volt. A témám fő kérdéskörét alkotó szimulációs szakasz csak eztán kezdődött, melynek során különböző terheléses vizsgálatoknak vettem alá a szerkezet egy részét, azt vizsgálva, hogy milyen szélső terhelési értékek tesznek visszafordíthatatlan, végbemenő szerkezeti károsodást.

Noha a modellkészítés elhúzódó folyamata miatt ez idáig kizárólag a kormány és a hatókar vizsgálata teljesült, a közeljövőben folytatódó mérések során a váz, illetve az egész szerkezet együttes vizsgálata is várhatóan következik. Az elkövetkezendőkben szeretnék készíteni egy teljes, átfogó tanulmányt az egész kerékpár terheléses vizsgálatának során kapott eredményekből, melyből várhatóan szakdolgozatom elkészítéséig fogok végezni.

3D modell // 3.

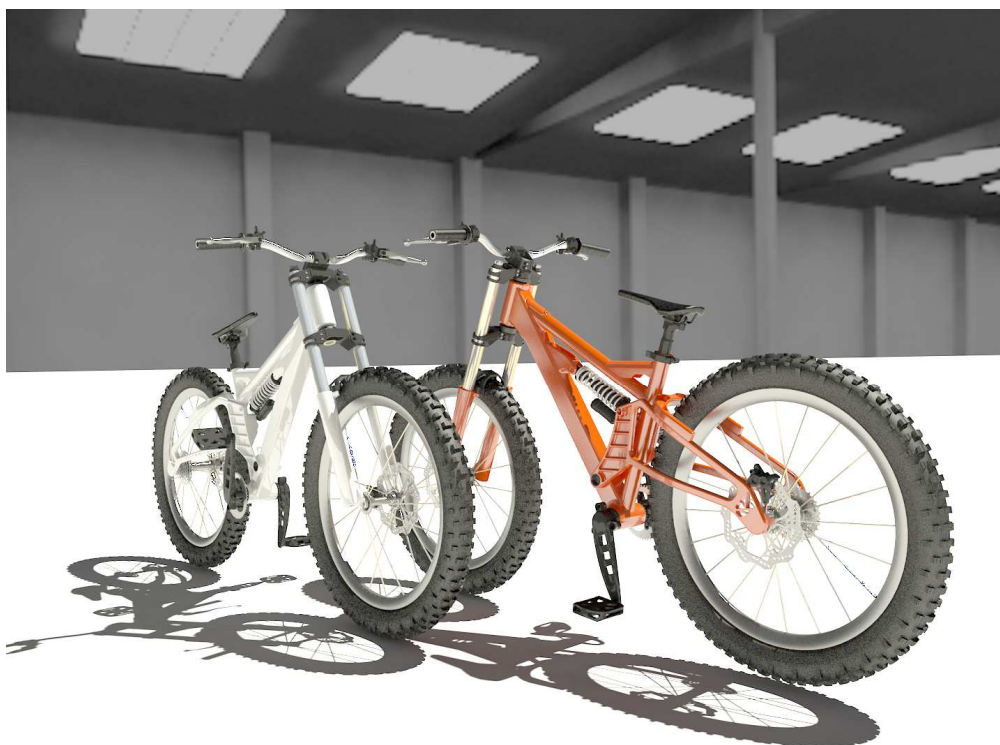


6. kép: 3D modell felépítése



7. kép: 3D modell felépítése a Solidworks nevű programban

A kerépar 3D-s modellje több hónapon keresztül készült. Jelen állapotában a modell 165 alkatrészből áll és több mint 200 darab kényszer lett definiálva rajta.



8. kép: 3D modellről készült rendek



9. kép: 3D modellről készült renderek



10. kép: 3D modellről készült rendek



11. kép: 3D modellről készült renderek

Numerikus módszerek a terméktervezésben - Végeselem módszer (VEM) // 4.

Bevezetés // 4.1

„Matematikai értelemben a Végeselem Módszer (VEM) numerikus eljárás parciális differenciálegyenletekkel leírható problémák megoldására. Ilyen típusú problémák általánosan előfordulnak a legtöbb mérnöki területen:

- gépészetben
- akusztikában
- elektromágnesesség területén
- talajmechanikában
- folyadékok mechanikájában, és így tovább.

A VEM-et általánosan alkalmazzák szerkezettervezési, rezgéstani és termikus problémákra.

A VEM, a numerikus elemzésekre nem az egyetlen eszköz. A mérnökségben használatos további numerikus módszerek közé tartozik a véges differencia módszer, a határelem módszer, a véges térfogat módszer. Ugyanakkor, sokoldalúságának és nagy numerikus hatékonyságának köszönhetően uralkodóvá vált a szoftver piacon, míg az egyéb módszerek csak jelentéktelenebb alkalmazásokban nyertek teret. A VEM használatával bármilyen formájú objektumot elemezhetünk, különböző módokon idealizálhatjuk a geometriát és az eredményeket a kívánt pontossággal állíthatjuk elő. A VEM elmélete, a numerikus probléma megfogalmazása és a megoldási módszerek teljesen átláthatóvá válik a használó számára a korszerű, kereskedelemben kapható szoftverek implementációiban, beleértve a SolidWorks Szimulációt is.

A VEM, mint a mérnöki elemzések hatékony eszköze a nagyon egyszerű problémáktól a nagyon összetettekig alkalmazható. A tervező mérnökök a termék kifejlesztési folyamatában a terv előrehaladásának elemzésére használják. Az időbeli megkötések és a termékadatok korlátozott rendelkezésre állása az elemzési modell sokrétű egyszerűsítését teszik szükségessé. A felhasználási spektrum másik végén specialisták a Végeselemes Analízist (VEA) olyan magas szintű problémákra adaptálják, mint a járművek ütközésének dinamikája, fémek alakítása, vagy biostruktúrák elemzése.

A probléma komplexitásától vagy az alkalmazási területtől függetlenül bármilyen VEM projekt ugyanazokból az alapvető lépésekből áll, legyen szó akár szerkezeti, termikus vagy akusztikai elemzésről. Bármely elemzéshez kiinduló pont a geometriai modell. Esetünkben ez

egy alkatrész vagy egy összeállítás SolidWorks modellje. Ehhez a modellhez társítunk anyagi jellemzőket, definiáljuk a megtámasztásait és a rá ható erőket. A következőkben, mint ahogy bármely numerikus közelítésen alapuló eszköz esetében, diszkretizáljuk az elemzésre szánt modellt vagy modellrészt. A diszkretizálási, vagy ahogy jobban ismert, hálózási eljárás a geometriát viszonylag kicsi, és egyszerű alakú, végelemnek nevezett entitásokra osztja fel a geometriát. Az elemeket annak hangsúlyozására nevezzük „véges”-eknek, hogy nem végtelenül kicsik, csupán elegendően kicsik a modell befoglaló méreteihez viszonyítva.

Amikor véges elemekkel dolgozunk, a megoldó algoritmus a szükséges megoldást (például feszültségeket vagy deformációkat) a teljes modellre az egyedi elemekre nyert egyszerű megoldások együtteseként közelíti.

A VEA szoftverek szempontjából a VEA bármilyen alkalmazása három lépést tesz szükségessé:

1. Előfeldolgozás:
Az analízis típusát (pl. statikus, termikus, dinamikus), az anyagi jellemzőket, terheket és kényszereket definiáljuk, valamint a modellt végelemekre daraboljuk.
2. Megoldás:
A kívánt eredmények számítása.
3. Utófeldolgozás:
Az eredmények elemzése.

A fenti három lépést követjük minden esetben, amikor a SolidWorks Szimulációt alkalmazzuk.

A VEA módszer nézőszögéből az alábbi VEA lépéseket sorolhatjuk fel:

- matematikai modell felépítése,
- végelem modell felépítése,
- végelem modell megoldása,
- eredmények elemzése.

A matematikai modell felépítése // 4.2

A SolidWorks Szimulációval való elemzés az alkatrész vagy összeállítás SolidWorks modelljeként megadott geometriával kezdődik. Ennek a geometriának korrekt, és ésszerűen kicsi elemekre feloszthatónak kell lennie. A kicsi jelző nem az elem méretére, hanem a hálózási sűrűségre utal. A feloszthatóság (más szóval behálózhatóság) komoly vonzatokkal járó követelmény. Biztosítanunk kell, hogy a CAD geometria felosztódjék, és hogy a létrejött elemhálózat a meghatározandó mennyiségekre, mint amilyenek az elmozdulások, feszültségek, hőmérséklet eloszlás, stb, korrekt megoldást eredményezzen.

Gyakran, de nem minden esetben, a behálózás támasztotta igények a CAD geometrián módosításokat tesznek szükségessé. A szükséges módosítás lehet:

- részletek elvétele,
- idealizálás és/vagy tisztítás.

Részletek elvétele: Ez a módosítás olyan geometriai jellegek letiltását vagy elvételét jelenti, amelyeket az elemzés célja tekintetében jelentéktelennek ítélnénk, így például külső élekerekítések, saroklekerekítések, logók, stb.

Idealizálás: Az idealizálás agresszívabb beavatkozást jelent, amit például szolid geometrián alkalmazunk, amikor a vékony falakat felületekként modellezzük.

Tisztítás: Esetenként tisztításra van szükség, mivel a behálózható geometriával szemben magasabb minőségi követelményeket támasztunk, mint ami megszokott a szolid modellezésben (testmodellezésben).

A tisztításhoz használhatunk CAD minőségellenőrző eszközöket olyan problémák felfedezésére, mint a forgásszerű felületelemek, kettős entitások, amiket a CAD modell eltérne, de a behálózást megnehezítik, vagy éppen lehetetlenné teszik. Fontos megemlíteni, hogy nem mindig azon egyetlen okból egyszerűsítjük a CAD modellt, hogy behálózható legyen. Gyakran egyszerűsítünk egy modellt, ami korrektül behálózható lenne úgy, ahogy van, de az eredményül adódó hálózat túl nagy elemszámú lenne, következésképpen az elemzés túl lassan futna le.

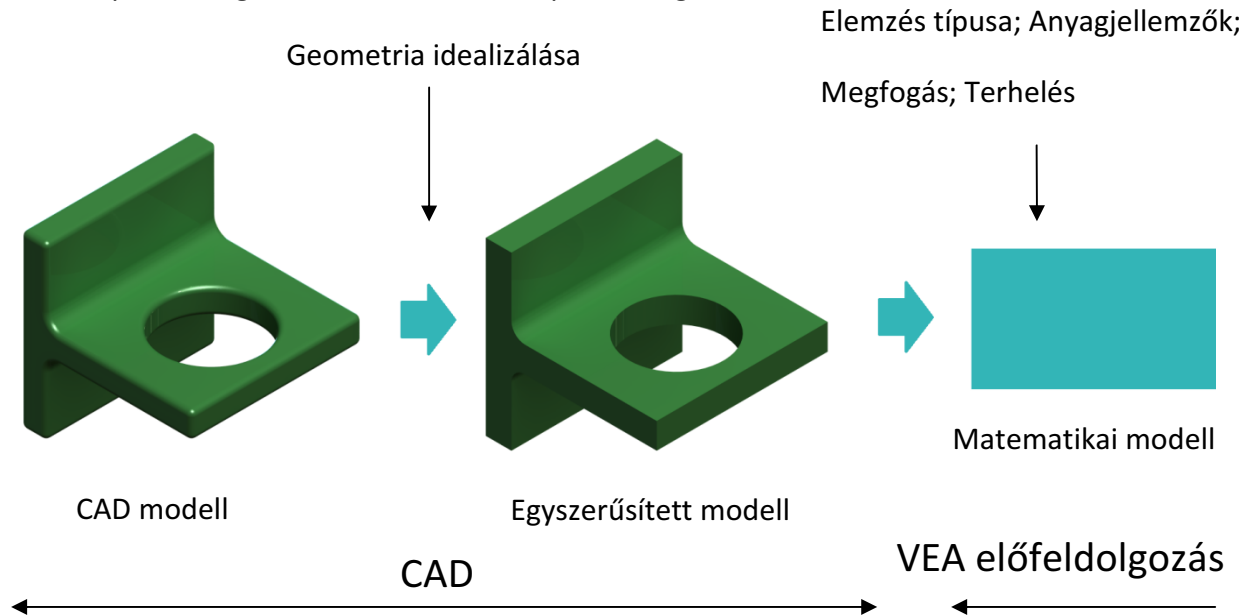
A geometria módosításai egyszerűbb elemhálózatot és rövidebb számítási időt eredményezhetnek. A sikeres hálózás éppannyira függ a hálózásra bocsátott geometria minőségétől, mint a VEA szoftverben implementált hálózó algoritmusok kifinomultságától.

A hálózható, de még be nem hálózott geometria előkészítése után definiáljuk az anyagi tulajdonságokat, terheket, megtámasztásokat, valamint információt adunk az elvégzendő elemzés típusáról. Ezek a lépések teljessé teszik a matematikai modell létrehozását. Érdemes megjegyezni, hogy a matematikai modell létrehozásának folyamata nem VEA-specifikus. A VEA még nem lépett be a folyamatba.

A végelem modell felépítése // 4.2.1

A következőkben a matematikai modellt végelemekké osztjuk fel a diszkretizálás, vagy ahogyan ismertebb, a behálózás eljárásával. A diszkretizálás vizuálisan a geometria behálózásában jelentkezik. Magukat a terheket és megtámasztásokat is diszkretizálja a program, és a végelem háló csomópontjaira alkalmazza azokat.

FEA Pre-processing FEA Solution FEA Post-processing:



1. Ábra: FEA Pre-processing FEA Solution FEA Post-processing [10]

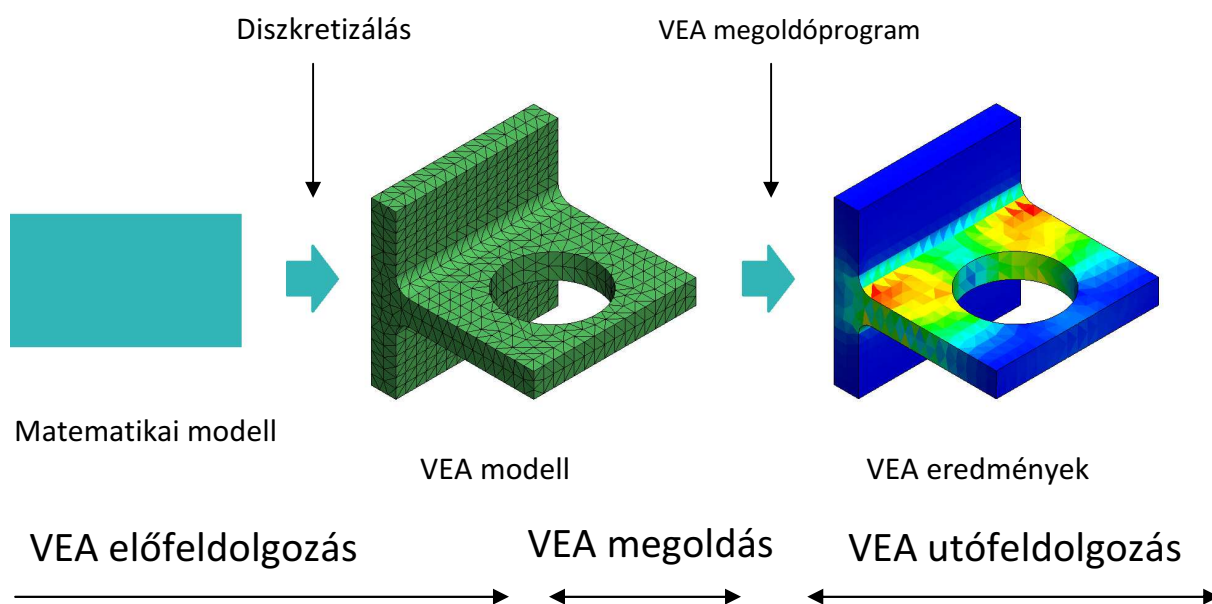
A végelem modell megoldása // 4.2.2

A végelem modell létrehozása után a SolidWorks valamelyik megoldóprogramját használjuk a kívánt eredmények kiszámítására.

Az eredmények elemzése // 4.2.3

Az eredmények elemzése gyakran a legnehezebb lépés. A megoldás nagyon részletes adatokat eredményez, amik sokféleképpen jeleníthetők meg. Az eredmények helyes értelmezése megkívánja, hogy értékeljük a feltételezéseinket, az egyszerűsítéseket és az első három lépés során bevitt hibákat:

- a matematikai modell létrehozásában,
- a végelem modell létrehozásában
- valamint a végelem modell megoldásában előforduló hibákat.



2. Ábra: Eredmények elemzése [11]

A matematikai modell létrehozásának folyamata és végeselem modellé való diszkretizálása elkerülhetetlen hibákat visz bele az elemzésbe. A matematikai modell kialakítása modellezési hibákkal jár, amiket idealizálási hibáknak is nevezünk. A matematikai modell diszkretizálása diszkretizálási hibákkal, a megoldás pedig numerikus hibákkal jár.

Ezen három hibatípus közül csak a diszkretizálási hiba tipikusan a VEA hibája. Ezért csak a diszkretizálási hibákat tudjuk a VEA eszközeivel kézben tartani. A matematikai modellt befolyásoló modellezési hibák még azelőtt lépnek fel, mielőtt a VEA módszere alkalmazásra kerülne, és csak korrekt modellezési eszközökkel kontrollálhatók. A megoldási hibák a megoldóprogram által felhalmozott kerekítési hibák, és kontrollálásuk nehéz, de szerencsére általában nagyon kicsik.

Végeselemek // 4.2.4

Mint már szó esett róla, a diszkretizálási eljárás, ismertebb nevén behálózás a folytonos modellt végeselemekre osztja fel. Az eljárás során létrehozott elemek típusa függ a behálózandó geometria típusától, az elvégzendő elemzés milyenségétől, és néha az elemző személy preferenciáitól.

A SolidWorks Szimuláció program tetraéder alakú szolid elemeket használ a szilárdtest geometria behálózására és háromszögű héjelemeket a felületgeometria behálózására. Vajon miért korlátozzuk magunkat a tetrahedrális és a háromszög formák használatára?

Azért, mert az automatikus hálózó algoritmus megbízhatóan behálóz szinte bármilyen szilárdtest vagy felület geometriát kizárólag az említett formájú elemek használatával. Más formájú, például hexaéder alakú (tégla) elemek nem hozhatók létre megbízható módon a jelenlegi auto-hálózó programokkal. Ez a korlátozás nem a SolidWorks Szimuláció sajátossága, a megbízható téglaelem autohálózót még nem találták fel.

A SolidWorks Szimuláció programban rendelkezésre álló elemtípusok // 4.3

Öt elemtípus áll rendelkezésre a SolidWorks Szimuláció programban:

1. lineáris szolid tetraéder elem
2. kvadratikus szolid tetraéder elem
3. lineáris háromszögű héjelem
4. kvadratikus háromszögű héjelem
5. és két-csomópontos gerenda elem

A következőkben ezeket írjuk le sorban.

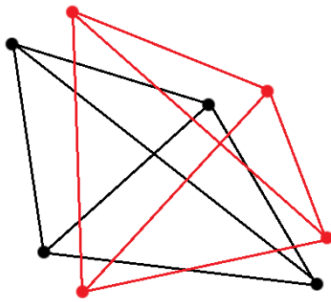
A SolidWorks Szimuláció terminológiája szerint a lineáris elemeket Draft Quality elemeknek, a kvadratikus elemeket pedig High Quality elemeknek is hívjuk.

1. Lineáris tetraéder elemek // 4.3.1

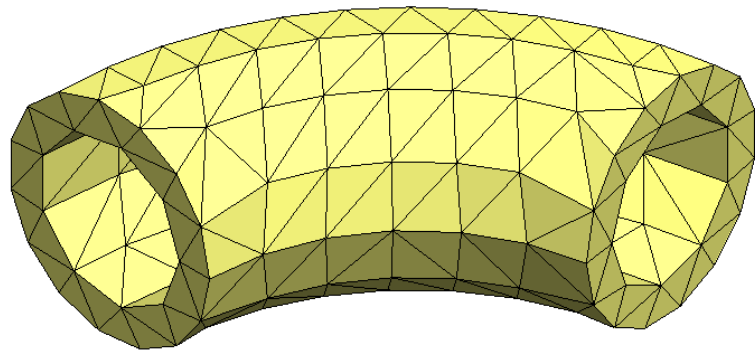
A lineáris (elsőfokú, vagy draft quality) szolid tetraéder elemek lineáris elmozdulásmezőt modelleznek a térfogatukban, illetve lapjaik, éleik mentén. Ha a szilárdságtanból tanultakra visszaemlékezünk, a fajlagos alakváltozás az elmozdulás első deriváltja. Következésképp, az elmozdulás-függvény differenciálásával nyert fajlagos alakváltozás, és a vele arányos feszültség is konstans az elsőfokú tetraéder elemekben. Valamennyi elsőfokú tetraéder elemnek négy csomópontja van, egy-egy mindegyik sarkában. Mindegyik csomópontnak három szabadságfoka van, ami azt jelenti, hogy a csomóponti elmozdulások egyértelműen leírhatók három eltolódás komponenssel.

A lineáris elemek élei egyenesek, és lapjaik síkfelületűek. Az élek és lapok egyenesek, illetve síkok maradnak az erők hatására deformált állapotban is.

Deformálatlan állapot



Deformált állapot



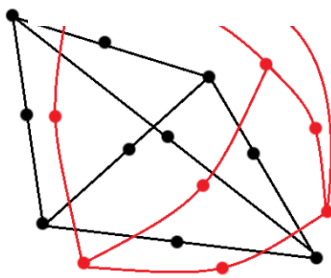
3. ábra Lineáris tetraéder elemek [12]

Ez a tulajdonság a lineáris elemekkel való hálózás esetében jelentősen korlátozza az elmozdulás-és feszültségmező valósághű modellezésére való képességet. Mi több, az egyenes éllel és sík lapokkal nem lehet jól lefedni görbe vonalú geometriai kialakításokat.

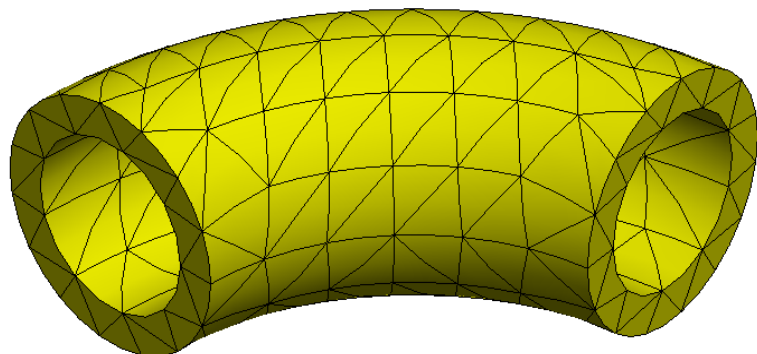
2. Másodfokú tetraéder elemek // 4.3.2

A kvadratikus (másodfokú, vagy high quality) szolid tetraéder elemek másodfokú (parabolikus) elmozdulás-mezőt, következésképpen lineáris feszültségmezőt modelleznek (emlékezzünk, hogy parabolikus függvény differenciálásával lineáris függvényt kapunk). Valamennyi kvadratikus tetraéder elemnek tíz csomópontja van (négy a sarkokban, plusz egy-egy mind a hat él felezőpontjában, és mindegyik csomópontnak három szabadságfoka van.

Deformálatlan állapot



Deformált állapot



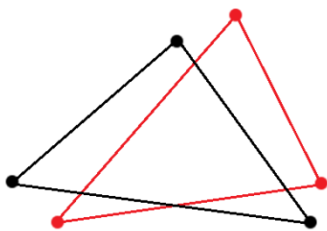
4. ábra másodfokú tetraéder elemek [13]

A másodfokú elemek élei lehetnek görbe vonalúak, lapjaik pedig görbefelületűek, ha görbe vonalú geometriát kell lefedni, vagy ha terhelés alatt deformálódnak. A görbevonalú geometria pontosabb lefedése látható az ábrán is.

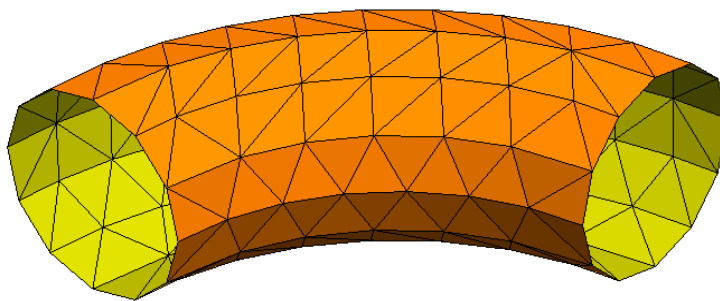
3. Elsőfokú, háromszög alakú héjelemek // 4.3.3

Az elsőfokú szolid elemekkel analóg módon az elsőfokú (lineáris), háromszög alakú héjelemek lineáris elmozdulás-mezőt és konstans feszültség-illetve fajlagos alakváltozás mezőt modelleznek lapjuk, éleik mentén. A lineáris héjelemek élei egyenesek és egyenesek is maradnak, miközben az elem deformálódik. Valamennyi lineáris, háromszög alakú héjelemnek három csomópontja van, egy-egy a sarkokban, és mindegyik csomópont hat szabadságfokkal rendelkezik, ami azt jelenti, hogy az elmozdulását három eltolódás-komponenssel és három elfordulás-komponenssel lehet egyértelműen leírni. Ha a fenti csőkönyököt a középfelületével adjuk meg, és azt lineáris héjelemekkel hálózzuk be, látható a görbe vonalú geometria lefedésének tökéletlensége.

Deformálatlan állapot



Deformált állapot



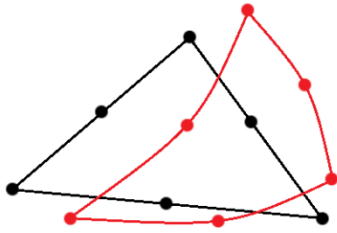
5. ábra elsőfokú, háromszög alakú héjelemek [14]

A korábban bemutatott lineáris szolid elemekhez hasonló módon ezek a héjelemek túl durvák bármilyen valóságos elemzéshez. Mint az ábrán is láthatjuk, eltérő színt használunk az elemek felső és alsó felületének megkülönböztetésére. Ez az irányítottság és szín tetszés szerinti, és a felültrészek átforgatásával megváltoztatható. Tudni kell, hogy a modell orientáltságára vagy geometriájára semmiféle tekintetben nem utal.

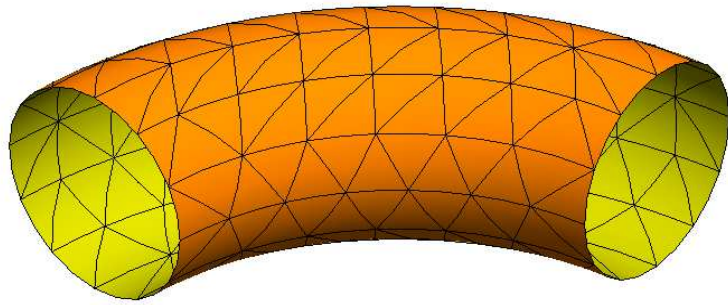
4. Másodfokú, háromszög alakú héjelemek // 4.3.4

A másodfokú (kvadratikus, high-quality) héjelemek másodfokú függvény szerinti elmozdulás mezőt és lineáris feszültségmezőt modelleznek. Valamennyi másodfokú, háromszög alakú héjelemnek hat csomópontja van: három a sarkokban, három pedig az oldalfelezőkben. A másodfokú héjelemek élei és lapja görbe formát is felvehet a behálózás során, illetve a deformálódás eredményeként. A másodfokú héjelemekkel létrehozott hálózás pontosabban fedi a görbe vonalú geometriát, mint ahogy ismét a csőkönyök példáján mutatjuk.

Deformálatlan állapot



Deformált állapot

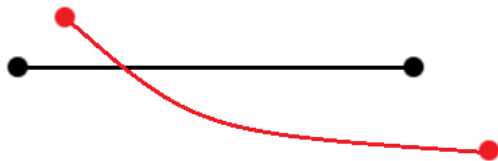


6. ábra Másodfokú, háromszög alakú héjelemek [15]

A lefedési képességei miatt az alkalmazása előnyös, de még mindig durva lehet a nagyobb pontosságú elemzéshez, jóllehet kevésbé finom hálózást igényel a lineáris héjelemekhez képest.

5. Gerendaelemek // 4.3.5

A gerendaelemek, a lineáris szolid és héjelemekkel ellentétben két csomópontú elemek, melyek a két, egymásra merőleges síkban való lehajlást köbös függvényrel, míg az axiális eltolódást és a torziós elfordulást lineáris függvényrel modellezik. A két-csomópontú gerendaelem kezdetben egyenes vonalú, de harmadfokú függvénynek megfelelő formát vehet fel a deformálódás során. A két-csomópontú gerendaelemeknek mindkét csomópontja hat szabadságfokkal rendelkezik (3D gerendaelem); három eltolódás komponens és három elfordulás komponens. A geometria lefedése tekintetében ugyanazok a meggondolások érvényesek, amelyeket a lineáris szolid-és héjelemekkel kapcsolatban említettünk.



Deformálatlan állapot

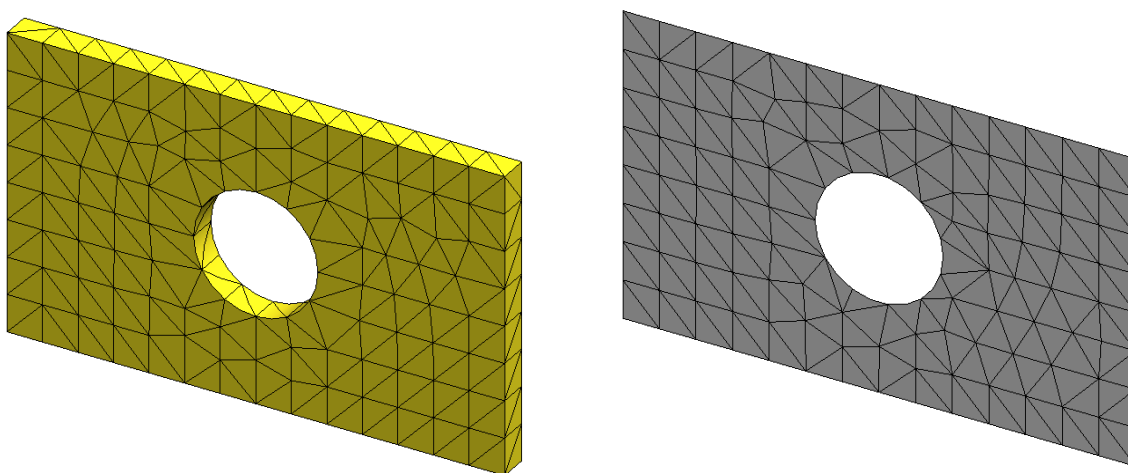
Deformált állapot

7. ábra Gerendaelemek [16]

Választás szolid- és héjelemek között // 4.4

Bizonyos alakzatok modellezhetők akár szolid elemek, akár héjelemek alkalmazásával, mint ahogyan a csőkönyök esetében láttuk. A választás a tetraéder szolid elem és a háromszögű héjelem között függhet az elemzés céljától. Gyakrabban azonban a modell geometria jellege diktálja, hogy milyen elemtípust alkalmazzunk. Például az öntéssel előállított alkatrészecskék a szolid elemekkel való modellezést sugallják, míg a síklemezből készített szerkezetek héjelemekkel hálózhatók legjobban.

Egy kivágásos lemez például akár a 3D-s geometria szolid elemekkel való behálózásával, akár a középfelület 2D-s geometriájának héjelemekkel való behálózásával jól modellezhető.



8. ábra szolid és héjelemek [17]

Lineáris vagy kvadrátikus szolid és héjelemek // 4.4.1

Elsőfokú elemek, akár szolid-akár héjelemek, csak meghatározott céllal végzett tájékozódó elemzésekre alkalmazandók, így például az erőhatás irányok és megtámasztások helyességének ellenőrzésére, vagy reakcióerők számítására. A végleges számítási modellben azonban kvadrátikus elemeket kell használni a feszültségmegoszlás meghatározására, különösen, ha a vastagsági feszültség-eloszlás ismerete is fontos.

Szabadságfokok száma // 4.5

A végelelemes hálózat valamely csomópontjának szabadságfoka az adott csomópont eltolódási és elfordulási lehetőségeit jelenti. A csomópont rendelkezésére álló

szabadságfokok száma függ annak az elemnek a típusától, amelyhez az adott csomópont tartozik. A szolid elemek csomópontjai három szabadságfokkal, míg a héjelemek csomópontjai hat szabadságfokkal rendelkeznek. Ahhoz, hogy egy szolid elemnek az eredetiből a deformált alakba való transzformálását le tudjuk írni, valamennyi csomópontnak csak három elmozdulás összetevőjét kell ismernünk. Héjelemek esetében ismernünk kell a csomóponti elmozdulásoknak nem csak a három eltolódás-összetevőjét, hanem a három elfordulás-összetevőjét is. Következésképpen, a szolid elemekre alkalmazott merev megfogás csak három szabadságfok megkötését igényli. Ugyanilyen kényszernek héjelemekre való alkalmazása mind a hat szabadságfoknak a megszüntetését teszi szükségessé. Az elfordulási szabadságfokok meghagyása ugyanis csuklós megtámasztást eredményez a kívánt merev befogás helyett.

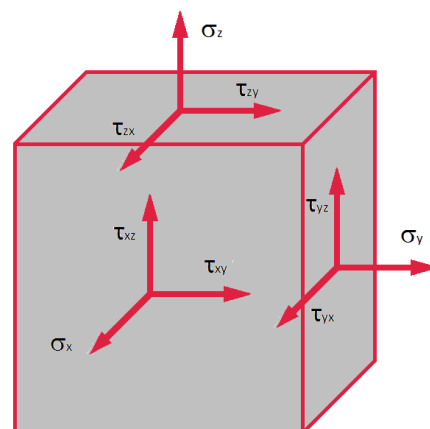
Számítások a VEA alkalmazása során // 4.6

A végelem hálózat valamennyi csomópontjának valamennyi meghagyott szabadságfoka egy-egy ismeretlent jelent. A szerkezetelemzési feladatokban a csomópontok szabadságfokai az ismeretlen csomóponti elmozdulás-összetevők. Az elmozdulások az elsődleges ismeretlenek, és mindig ezeket számítja ki először a program. Szolid elemek esetében csomópontonként három ismeretlent (három elmozdulás-komponenst) kell kiszámítani. Héjelemek használata esetén csomópontonként hat elmozdulás-komponenst (hat ismeretlent) kell kiszámítani. Az elemzés minden további mennyiségét, mint amilyenek a fajlagos alakváltozások és feszültségek, a program a csomóponti elmozdulás összetevőkből számítja. Valójában a VEA programok némelyike a feszültségszámítást opcióként biztosítja, nem alapkövetelményként.

A VEA eredményeinek értékelése // 4.7

A VEA eredményei, mint elmozdulások, fajlagos alakváltozások és feszültségek jelennek meg a szerkezetelemzési feladatok megoldásával. Nézzük most a szerkezetelemzés esetét. Hogyan tehetünk különbséget a megfelelő, és nem megfelelő szerkezet között?

A kérdés megválaszolásához néhány kritériumot kell felállítani a VEA eredmények értékelésére, mint például az alakváltozás maximálisan megengedhető értéke, a feszültség maximálisan megengedhető értéke, vagy a sajátfrekvencia elfogadható legalacsonyabb értéke. Míg az alakváltozás és a



frekvencia teljesen nyilvánvaló kritériumok, és teljesülésük megállapítása is egyszerű, a feszültségi kritériummal nem ez a helyzet.

Tegyük fel, hogy feszültségelemzést végzünk annak megállapítására, hogy a fellépő feszültségek egy bizonyos megengedheti határon belül maradnak-e. A feszültségi eredmények megítéléséhez az esetleges tönkremenetel mechanizmusát is ismernünk kell. Ha az alkatrészben törés lép fel, melyik feszültség-összetevők felelősek a törésért?

A különböző tönkremeneteli elméletek tárgyalásától most eltekintünk, bármely, mechanikával foglalkozó szakkönyv tartalmaz azokról ismereteket. Itt csak a von Mises feszültség és a főfeszültségek, mint a szerkezeti biztonság általánosan használt feszültségi mutatóinak különbözőségeit emeljük ki.

A von Mises feszültség // 4.7.1

A von Mises feszültség, amit Huber-féle feszültségnek is neveznek, olyan feszültségi állapot mutató, amely az általános térbeli feszültségi állapot mind a hat összetevőjét figyelembe veszi. Az elemi hasáb minden egyes lapján két nyírófeszültség komponens és egy normális feszültség komponens ébred. A statikai egyensúly követelményéből adódóan az általános térbeli feszültségállapot hat feszültségkomponenssel írható le az alábbi azonosságok miatt:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx};$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy};$$

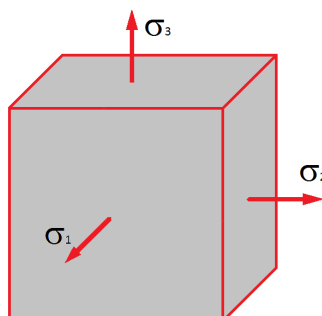
$$\tau_{xz} = \tau_{zx};$$

A von Mises feszültség a globális koordinátarendszerben definiált feszültség összetevők segítségével az alábbi összefüggéssel adható meg:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot [\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2]}$$

Főfeszültségek: P1, P2, és P3

A feszültségi állapot leírható a három főfeszültség - komponenssel is, amelyeknek az iránya egymásra merőleges.



A von Mises feszültségek ekkor:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

A von Mises feszültség nem-negatív skaláris mennyiség. A von Mises feszültséget általánosan használjuk a feszültségi állapot mértékeként, mivel sok, rugalmas-plasztikus tulajdonságokat mutató szerkezeti anyagból, mint például acélból készült elemek biztonságossága jól leírható a von Mises feszültség segítségével.

Ilyen anyagok esetében a folyási biztonsági tényező, vagy a tönkremeneteli biztonsági tényező a folyáshatár illetve szilárdsági érték von Mises feszültségi értékkel való osztásával számítható.

A SolidWorks Szimuláció programban a főfeszültségek jelölése P1, P2, és P3.

A P1 feszültséget, amely általában húzófeszültség, a rideg anyagú alkatrészekre meghatározott feszültségi állapot értékelésére alkalmazzuk, mert biztonságuk így jobban megítélhető, mint a von Mises feszültség alapján.

A P3 feszültséget a nyomófeszültségek és kontaktfeszültségek vizsgálatához alkalmazzuk.

Mértékegység rendszerek // 4.8

A SolidWorks Szimuláció program elsősorban a nemzetközi mértékegység rendszert (SI) használja. A program használatát könnyíti, hogy az input adatok három különböző mértékegység rendszerben vihetik be:

- SI,
- metrikus (MKS),
- és angolszász (IPS)

A SolidWorks Szimuláció korlátai // 4.9

Bármelyik VEA szoftver megoldó képességét csak bizonyos korlátok között használhatjuk ki. A SolidWorks Szimuláció (Static) segítségével az alábbi feltételezések mellett végezhetünk elemzéseket:

- az anyag lineáris
- a szerkezeti deformációk kicsik
- a terhek statikusan hatnak.

Ezek a feltételezések tipikusak a tervezési környezetben használt VEM szoftverek esetében, és a VEA támogatással folytatott tervezési projektek többsége sikeresen végigvihető ezekkel a feltételezésekkel.

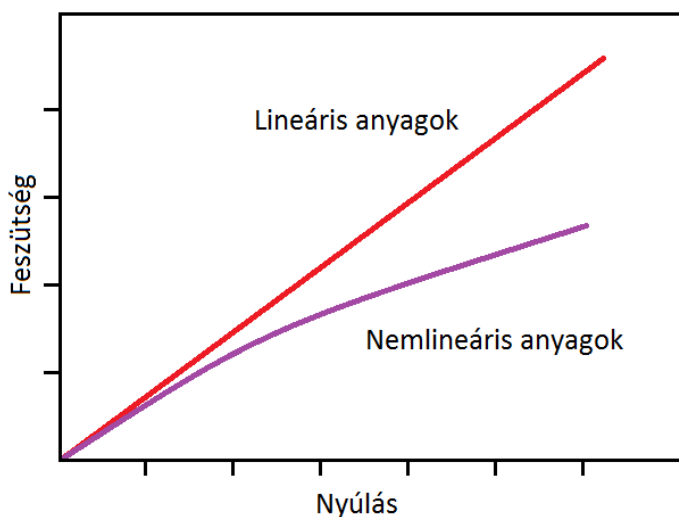
A nemlineáris anyagokat, nemlineáris geometriát, vagy dinamikus elemzést igénylő esetekben a további modulokat tartalmazó SolidWorks Szimuláció Premium szoftver – változat használható. Bizonyos dinamikus elemzési képességgel a SolidWorks Szimuláció Professional is rendelkezik, amely frekvencia-elemzésre és ejtésvizsgálatra is képes.

Érdemes tudni, hogy a SolidWorks Szimuláció (Static) geometriailag nemlineáris megoldóval is rendelkezik a nagy elmozdulási problémák számítására. Ugyanakkor, mivel a nemlineáris megoldó paramétereinek csak alapértelmezett beállítása érheti el, ennek a szimulációs funkciónak az alkalmazhatósága korlátozott. A nemlineáris problémák teljes skálájának (geometriai és anyagi nemlinearitások) a kezelésére a SolidWorks Szimuláció Premium szoftver változatot kell igénybe venni.

Lineáris Anyagok // 4.9.1

A SolidWorks Szimuláció-ban használt valamennyi anyag esetében a feszültség egyenesen arányos a fajlagos alakváltozással. Lineáris anyagmodell alkalmazásakor a maximális feszültség értéke nem korlátozódik a folyáshatárhoz tartozó feszültségre, vagy a szilárdsági értékre, mint ahogyan ez a valóságban van. Például, ha egy nemlineáris modellben a feszültség 100 MPa értéket ér el 1000 N-os terhelés hatására, 10 000 N-os terhelés alatt a feszültség 1000 MPa lesz. Vagyis az anyag megfolyását nem modellezzük. Az a kérdés, hogy a folyáshatárt eléri-e az anyag, csupán a számított feszültségi értékek alapján értelmezheti.

A legtöbb elemzett szerkezetben a feszültségek a folyáshatár alatt vannak, és a biztonsági tényezőt leggyakrabban a folyáshatárhoz viszonyítva adjuk meg. Emiatt a lineáris anyagmodell használatával járó korlátozások ritkán érintik a SolidWorks Szimuláció használóját.



9. Ábra: Lineáris anyagok [18]

Kis szerkezeti deformációk // 4.9.2

Minden szerkezet deformálódik a terhek hatására. A SolidWorks Szimuláció-ben feltételezzük, hogy ezek a deformációk kicsik. Mit is jelent pontosan a kis szerkezeti deformáció? Gyakran úgy értelmezzük, hogy a szerkezet méreteihez képest kicsi. Az ábra egy hajlításra terhelt konzoltartót mutat kis deformációval illetve nagy deformációval.

Kis alakváltozások



Nagy alakváltozások



10. Ábra: Szerkezeti deformáció [19]

Ha az alakváltozások nagyok, a SolidWorks Szimuláció feltételezései nem állnak fenn, még akkor sem, ha a program rendelkezik bizonyos nagy alakváltozás elemzési képességgel. Tudni kell azonban, hogy nem maga a deformáció nagysága a döntő tényező, amikor a „kis” és „nagy” alakváltozás között különbséget teszünk. Ami valójában számít, az, hogy a deformáció jelentősen megváltoztatja-e a szerkezeti merevséget. A kis alakváltozások alapján való elemzés feltételezi, hogy a merevség ugyanolyan marad az egész deformálódási folyamat során. A nagy alakváltozáson alapuló elemzés számításba veszi a merevségnek az alakváltozás okozta változását.

Statikus terhek // 4.9.3

Valamennyi teherről, valamint megtámasztásról feltételezzük, hogy időben nem változnak. Ez a korlátozás azt is magába foglalja, hogy a terheket kellően lassan helyezzük fel ahhoz, hogy a tehetetlenségi erők elhanyagolhatóak legyenek. A dinamikus terhelési feltételek a SolidWorks Szimuláció szoftver változattal nem elemezhetők. Dinamikus elemzés általában csak a gyorsan változó terhek esetében szükséges. Az ejtővizsgálat vagy rezgésvizsgálat feltétlenül azt igényli, hogy a terheket dinamikusan modellezzük.

Gyakorlati modellezési kérdések // 4.10

Az elemzés folyamata // 4.10.1

A modell elemzésének folyamata néhány, az elemzés és a modell típusától független alapvető lépésből áll. Ezekkel a lépésekkel teljesen tisztában kell lennünk ahhoz, hogy használható elemzést végezzünk.

A folyamat fázisai:

A modell elemzésének kulcsfontosságú fázisait az alábbi lista sorolja fel:

- elemzés létrehozása,
- ugyanarra a modellre több elemzést is létrehozhatunk,
- anyag alkalmazása,
- a modellre alkalmazunk valamilyen anyagot fizikai jellemzőivel együtt, mint amilyen pl. a folyáshatár,
- megtámasztások alkalmazása,
- megtámasztásokat teszünk a modellhez annak megfelelően, ahogyan a fizikai modell meg van támasztva,
- terhek alkalmazása,
- a terhek a modellre ható erőket képviselik,
- a modell behálózása,
- a modell véges elemekre lesz felosztva,
- az elemzés futtatása,
- a megoldó kiszámítja az elmozdulásokat, fajlagos alakváltozásokat és feszültségeket,
- az eredmények elemzése,
- az eredményeket értelmezzük.

Előfeldolgozás // 4.10.2

Az előfeldolgozás a modellelemzésre való előkészítést jelenti. Az előfeldolgozás lépései:

- Elemzés indítása
- Anyagok definiálása
- Megfogások alkalmazása
- Külső erők alkalmazása
- A modell behálózása

Egy VEA modell elemzésének indítása a modell megnyitását követően mindig az elemzés típusára vonatkozó információ megadásával kezdődik.

Az anyag és tulajdonságának definiálása történhet az anyagkönyvtárban szereplő valamely anyag kiválasztásával, vagy saját definiálású (custom defined) anyag tulajdonságainak editálásával.

Megtámasztások // 4.10.3

Statikai elemzéshez a modellt megfelelően meg kell támasztani, hogy ne tudjon elmozdulni. A SolidWorks Szimuláció-ban a modell megtámasztására különböző kényszerek definiálhatók. A kényszerek általában lapokra, élekre és csúcsokra alkalmazhatók.

Kapcsolatok // 4.10.4

- Merev:
a kapcsolt felületelemek nem deformálódnak
- Rugó:
párhuzamos felületek, vagy egytengelyű hengerpalástok között; normális (húzó-nyomó, vagy húzó, vagy nyomó) és nyíró merevséggel
- Hengeres csap:
két alkatrész egytengelyű hengerpalást felületei között; axiális eltolódás nélküli, vagy elfordulás nélküli, vagy eltolási és elfordulási merevséggel rendelkezi
- Rugalmas támasz:
rugalmas alap és sík vagy görbült felületelem között; normális és tangenciális merevség megadása
- Csavar:
két alkatrész, vagy alkatrész és alap között; anyás csavar vagy ászokcsavar, anyagjellemzőkkel; előfeszítés; szoros vagy nem szoros illeszkedés
- Ponthegeztés:
két test vagy héj között
- Csuklós kar:
Két pontot csuklósan kapcsol össze, távolságuk nem változik
- Rugó, mint kapcsolattípus valóságos rugó helyett:
ha a rugóban ébredő feszültségeloszlást nem vizsgáljuk (egyébként a maximális feszültségek számíthatók az összenyomódásból/megnyúlásból)
- Ponthegeztés:
csomópontok közötti kapcsolatot modellez, a matematikai modell feszültség szingularitást eredményez, emiatt a hegesztés körül adódó feszültségértékek nem reálisak; alakváltozások és globális feszültségállapot vizsgálatára alkalmas modell

Kontaktus definiálási módok // 4.10.5

1. Globális kontaktus definiálás
2. Alkatrész kontaktus definiálás
3. Lokális kontaktus definiálás

1. Globális kontaktus, alkatrész kontaktus (csak eredetileg érintkező felületek között!)

- Összekapcsolt:
Kompatibilis: hálózás folytonos, közös csomópontok az összekapcsolt felületen
Inkompatibilis: a két alkatrész hálózása független, nincs közös csomópont, helyette kapcsoló egyenletek
- Szabadon elmozduló: nincs szerkezeti kapcsolat
- Áthatást nem engedő: (azonos geometriájú felületelemek között!), eltávolodást megenged
Csomópont csomóponthoz; súrlódás megadható

2. Lokális kontaktus (nem csak érintkező felületelemek között!)

- Összekapcsolt:
Érintkezi felületek: a hálózás kompatibilitását az alkatrész vagy globális kontaktus beállítása határozza meg
Felületek hézaggal: a hálózás mindig inkompatibilis
- Áthatást nem engedő:
Súrlódási együttható megadható
- Szabad:
Nincs szerkezeti kapcsolat; csak akkor alkalmazható, ha a közelítés mértéke biztosan nem eredményez áthatást!
- Zsugorkötés:
Akkor alkalmazható, ha a modell véges méretű áthatást tartalmaz
- Virtuális fal:
Síkon eltolódást megengedő kontaktus; súrlódás definiálható, a sík rugalmasan benyomható

Lokális kontaktus (nem csak érintkező felületelemek között!)

- Áthatást nem engedő:
Érintkező pár (contact set): forrás és cél
Forrás: csúcs, él, felületelem; finomabb hálózás ajánlott
Cél: mindig felületelem, lehetőleg nagyobb és simább, mint a forrás
- Opciók (a végeelem háló elemeinek használatában):
 - Csomópont csomóponthoz: csak kezdeti érintkezés esetén; jelentős elcsúszás és nagy alakváltozási opció esetén nem használható!

- Csomópont felülethez: nem kell érintkezés, jelentős elcsúszás és nagy alakváltozás megengedett
- Felület felülethez: mint csomópont felülethez, de az érintkezési feszültségek pontos meghatározását is lehetővé teszi

Lokális kontaktus (nem csak érintkező felületelemek között!)

- Áthatást nem engedő:
 - Súrlódás: bármilyen értékű együtttható megengedett
 - Hézag tartása: Gap (clearance) bejelölése
 - Hézag tartás, ha a forrás több elemből áll:
 - Always ignore clearance: valamennyi hézag eredeti értéke korlát marad
 - Ignore clearance if < ...mm: a megadott maximális hézagméretet meghaladó hézagok teljesen záródhatnak

Kompatibilis hálózás globális definiálással (Bonded, compatible mesh):

- Az érintkező felületeken keresztüli folytonos hálózás; geometriától függő hálózási nehézségek, hálózási többletmunka

Inkompatibilis hálózás globális definiálással (Bonded, incompatible mesh):

- A kompatibilis hálózás esetenként sikertelen; inkompatibilis, alkatrészenkénti hálózás kapcsolat létrehozása kapcsoló egyenletekkel; a hálózás könnyebb, gyorsabb, a futtatás hosszabb
- Az eredmények pontatlanabbak két okból:
 - Eltérő elemméret az érintkezési felület két oldalán.
 - A kapcsoló egyenletek a forrás csomópontjait a célhoz foltszerűen kapcsolják

Inkompatibilis hálózással végzett elemzés pontosságának fokozása:

- A forrás és cél elemméretének közelítése.
- Az inkompatibilis hálózás fokozott pontosságú opciójának (Improved accuracy for bonding incompatible mesh) alkalmazása.

Áthatást nem engedő kontaktus (lokális kontaktus):

- Csomópont csomópontokhoz:
 - mindig kompatibilis; a hálózás folytonos az érintkezési felületen, de a csomópontok nem közösek (csak ugyanoda esnek a felület két oldalán levő elemek csomópontjai).
- Csomópont felülethez, felület felülethez:
 - a globális, vagy alkatrész szintű beállítástól függően kompatibilis vagy inkompatibilis.” [20]

Kerékpár szimulációs eredményei // 5.

Kormány elemzése szolidként // 5.1

Modell előkészítése vizsgálathoz // 5.1.1

1. Kontaktusok (connections):

- Globális kontaktus: összekapcsolt (bounded)
- inkompatibilis hálózás (incompatible mesh)
- Alkatrész kontaktusok:
 - Kormányösszekötő két eleme négy darab M6-os csavarral van egymáshoz rögzítve, melyek 26 N-os axiális előfeszítő erővel lettek definiálva.
 - Stucni elemei és a kormányrúd között áthatást nem engedő kontaktus (no penetration)

2. Rögzítések (fixtures):

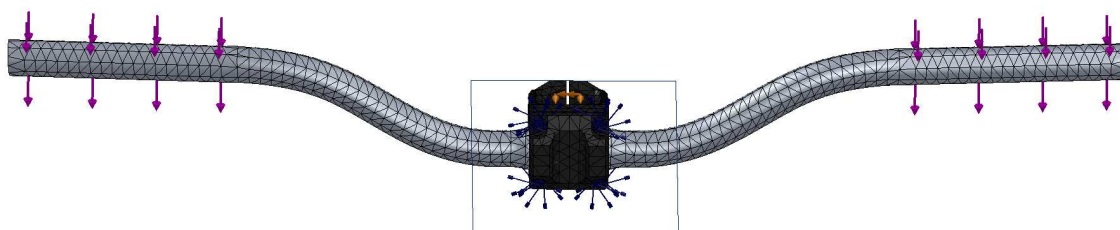
- A kormányösszekötő alsó felülete egy virtuális falhoz csatlakozik
- A stucni tengelye X és Y irányban merev befogás

3. Terhelések (external loads):

- Kormányrúd fogópontjain 350 N/oldal Z (függőleges) irányban

4. Háló (mesh):

- Alapértelmezett hálóméret: 7mm



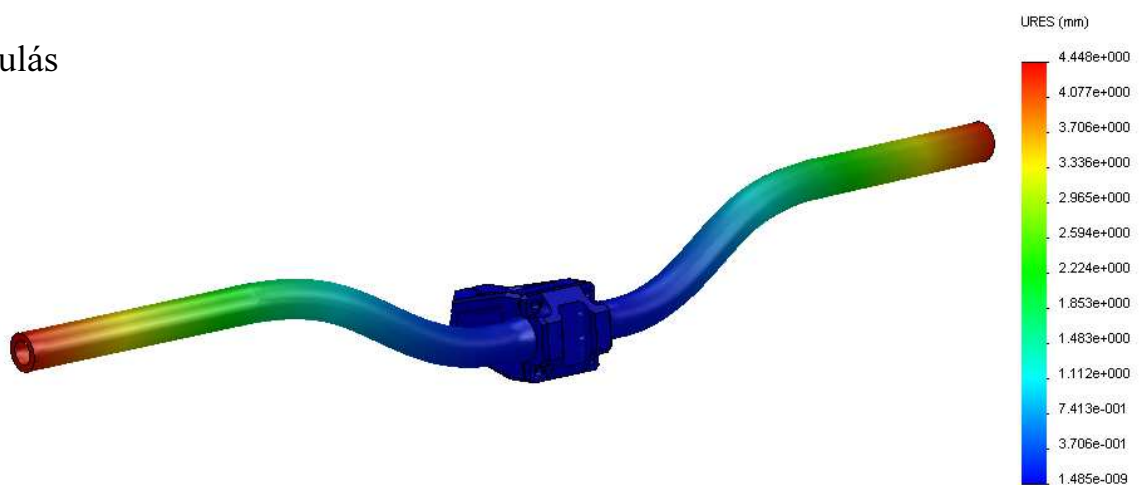
12. kép: SolidWorks Simulation program beállításai

Előkészítés közben fellépő hibák, okai és megoldásuk

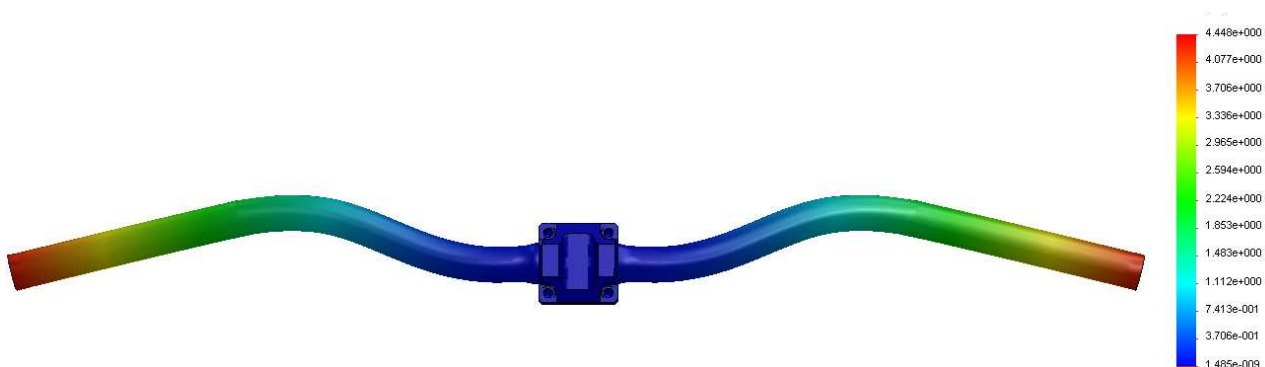
1. A csavarkapcsolatoknál irreálisan nagy feszültség lép fel
 - Oka: A kapcsolat megadásánál túl nagy előfeszítő erő van beállítva
 - Megoldás: M6-os csavarok gyártó által megadott előfeszítő erejének átlagolása és használata.
2. A hálózás készítése sikertelen:
 - Oka: Túl kicsi lekerekítések a hálómérethez képest
 - Megoldás: 7mm-es háló alkalmazásával a hálózás jó eredményt ad

Eredmények // 5.1.2

Elmozdulás



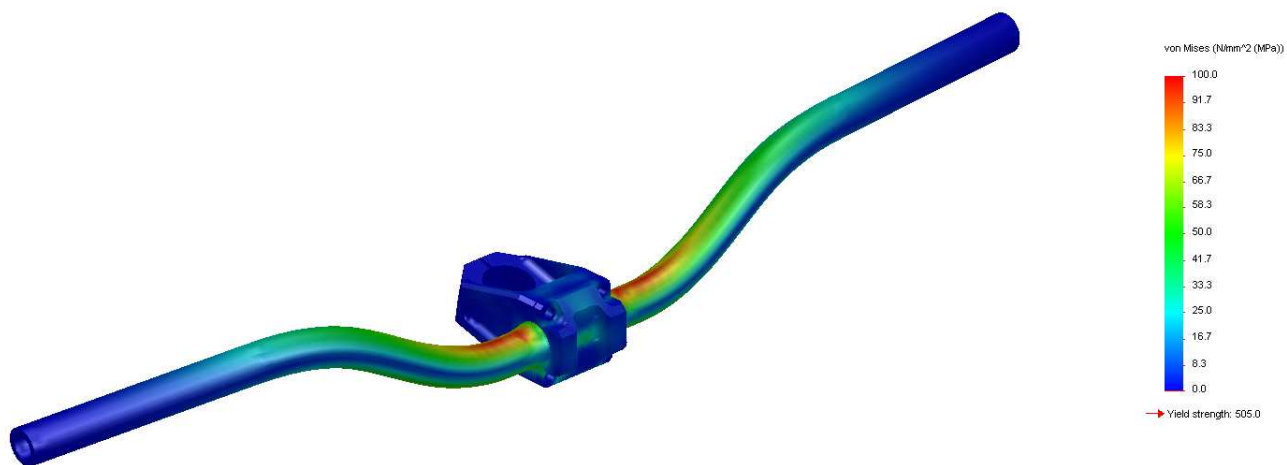
13. kép: Kormány lehajlása



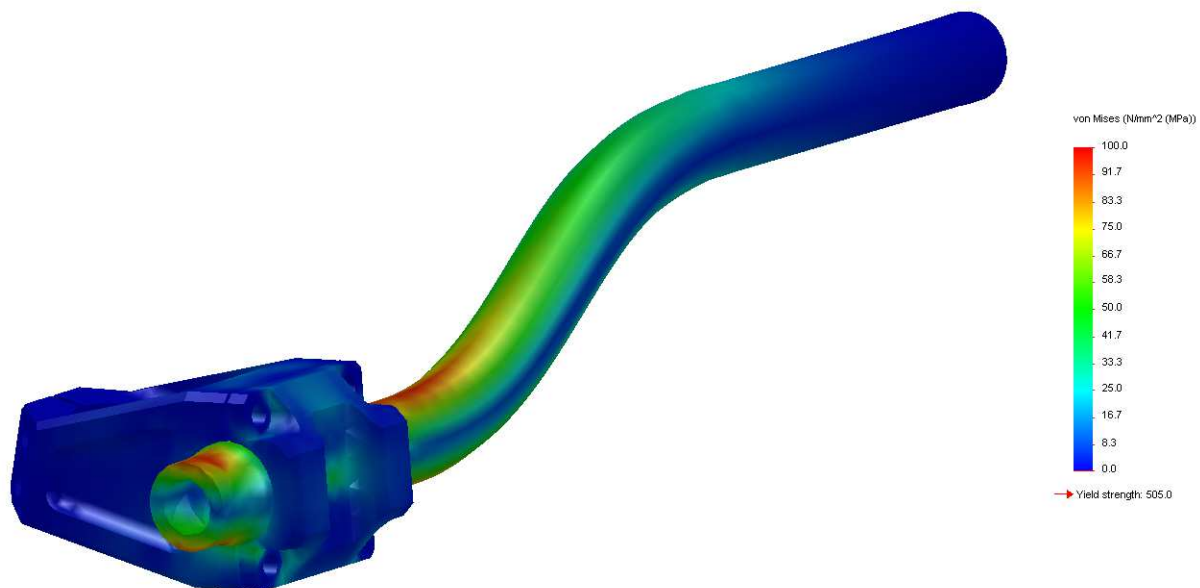
14. kép: Kormány lehajlása tízszeres nagyításban

A kormány maximális lehajlása 4,44 milliméter.

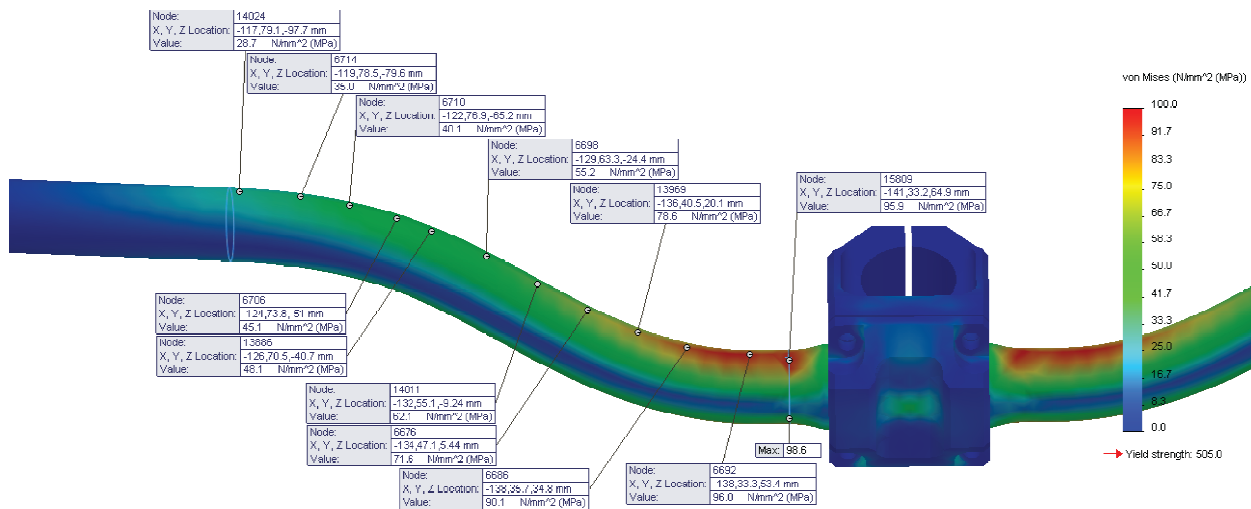
Kormányban fellépő feszültségek



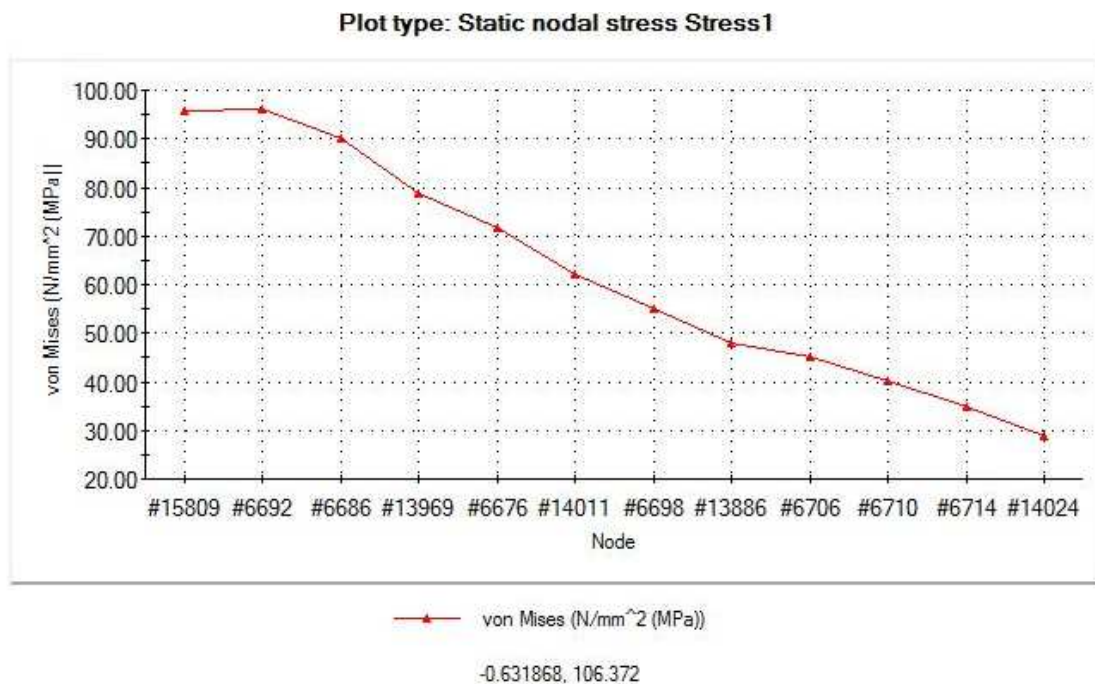
15. kép: Kormányban fellépő von Mises feszültségek



16. kép: Kormányban fellépő von Mises feszültségek



17. kép: Kormányban fellépő von Mises feszültségek eloszlása



18. kép: Kormányban fellépő von Mises feszültségek eloszlása

A kormányban fellépő maximális feszültség 98,6 MPa.

Szimuláció során beállított anyag: 7075 (T6) alumínium ötvözet, melynek folyáshatára: 505 MPa

A kormány tömege: 200,7 g

Hajtókar elemzése szolidként // 5.2

A hajtókar kiegyensúlyozott állapotban lett szimulálva, tehát mindkét irányból azonos nagyságú erővel lett terhelve. Ez az egyensúlyi feltétel azt az állapotot modellezi, mikor a kerékpározó a testsúlyát mindkét pedálon egyenletesen osztja meg.

Modell előkészítése vizsgálathoz // 5.2.1

1. Kontaktusok (connections):

- Globális kontaktus: összekapcsolt (bounded)
- inkompatibilis hálózás (incompatible mesh)
- Alkatrész kontaktusok:
 - A hajtókar három darab M8-as csavarral a tengelyre ráfogatva, melyek 30 N-os axiális előfeszítő erővel lettek definiálva.
 - A hajtókar és a tengely között áthatást nem engedő kontaktus van beállítva (no penetration)

2. Rögzítések (fixtures):

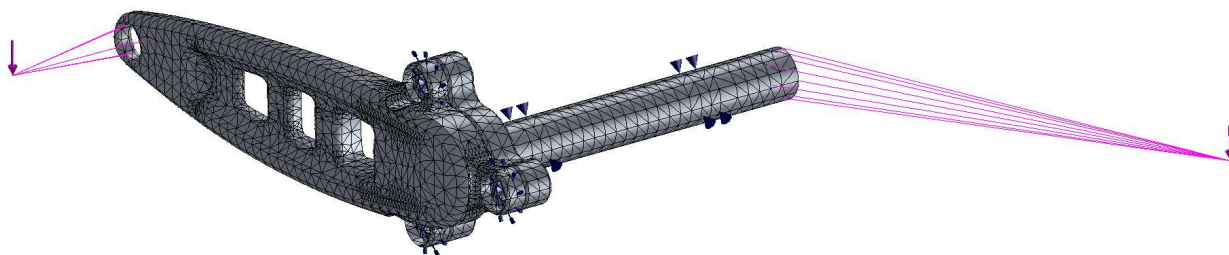
- A tengely kettő darab csapággal van rögzítve (Bearing fixture)

3. Terhelések (external loads):

- A hajtókar végén megtalálható pedál helyett egy külpontos erő (external load) lett definiálva, melynek értéke 700 N

4. Háló (mesh):

- Alapértelmezett hálóméret: 6 mm
- Hálókонтролл (mesh controls) mérete: 2 mm



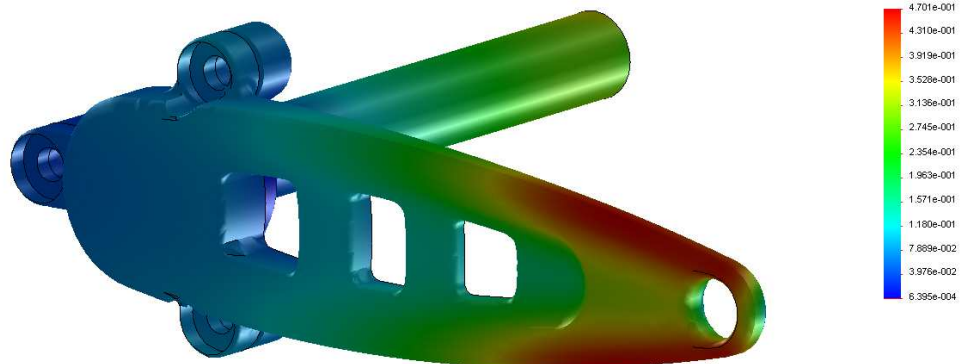
19. kép: SolidWorks Simulation program beállításai

Előkészítés közben fellépő hibák, okai és megoldásuk

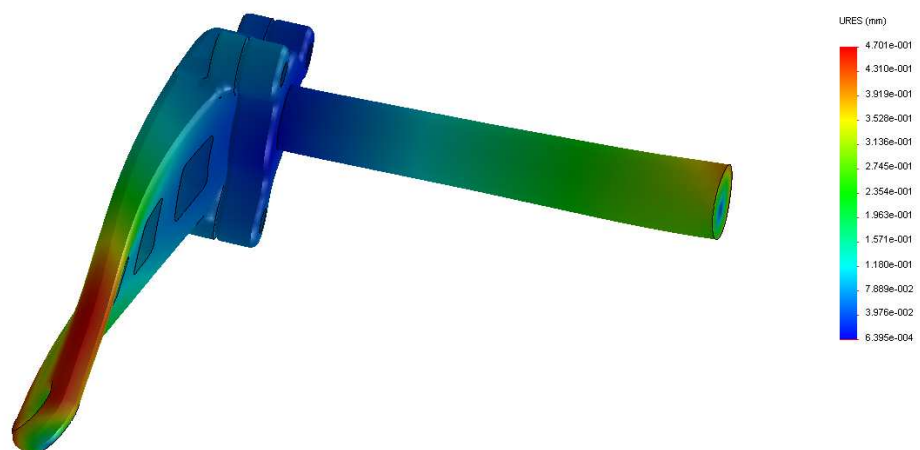
1. A csavarkapcsolatoknál irreálisan nagy feszültség lép fel
 - Oka: A kapcsolat megadásánál túl nagy előfeszítő erő van beállítva
 - Megoldás: M8-os csavarok gyártó által megadott előfeszítő erejének átlagolása és használata.
2. A hálózás készítése sikertelen:
 - Oka: Túl kicsi lekerekítések a hálómérethez képest
 - Megoldás: 2 mm-es hálókонтролл alkalmazása a kisebb sugarú lekerekítésekénél

Eredmények // 5.2.2

Elmozdulás



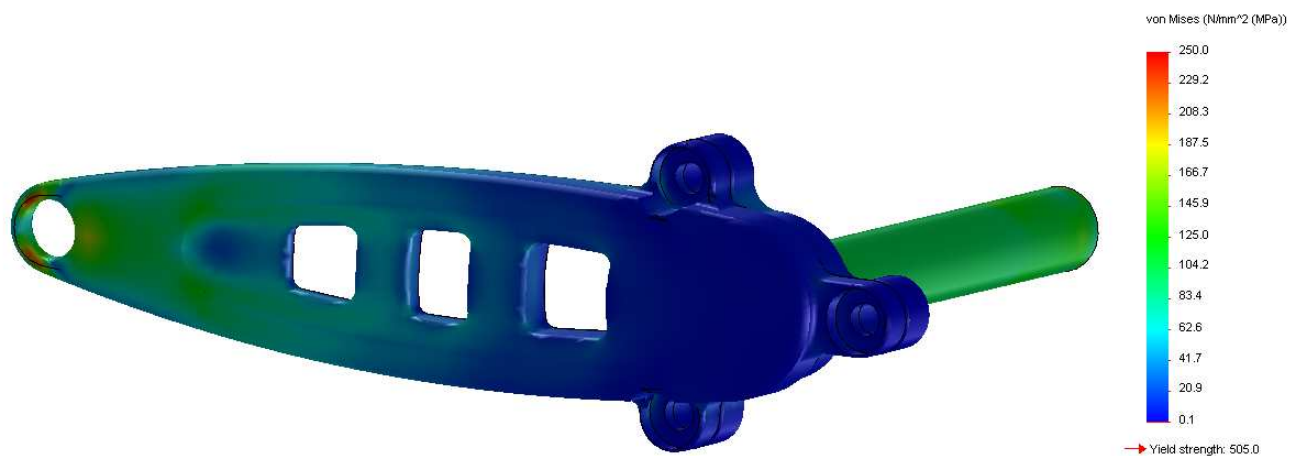
20. kép: Hajtókar elhajlása



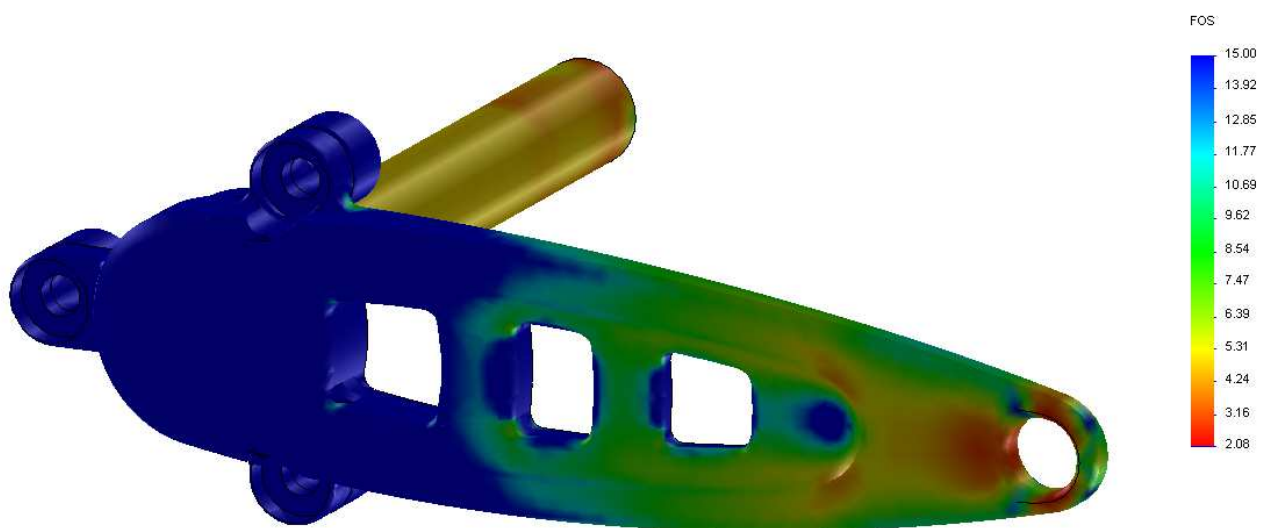
21. kép: Hajtókar elhajlása hússzoros nagyításban

Hajtókar maximális elmozdulása 0,431 mm

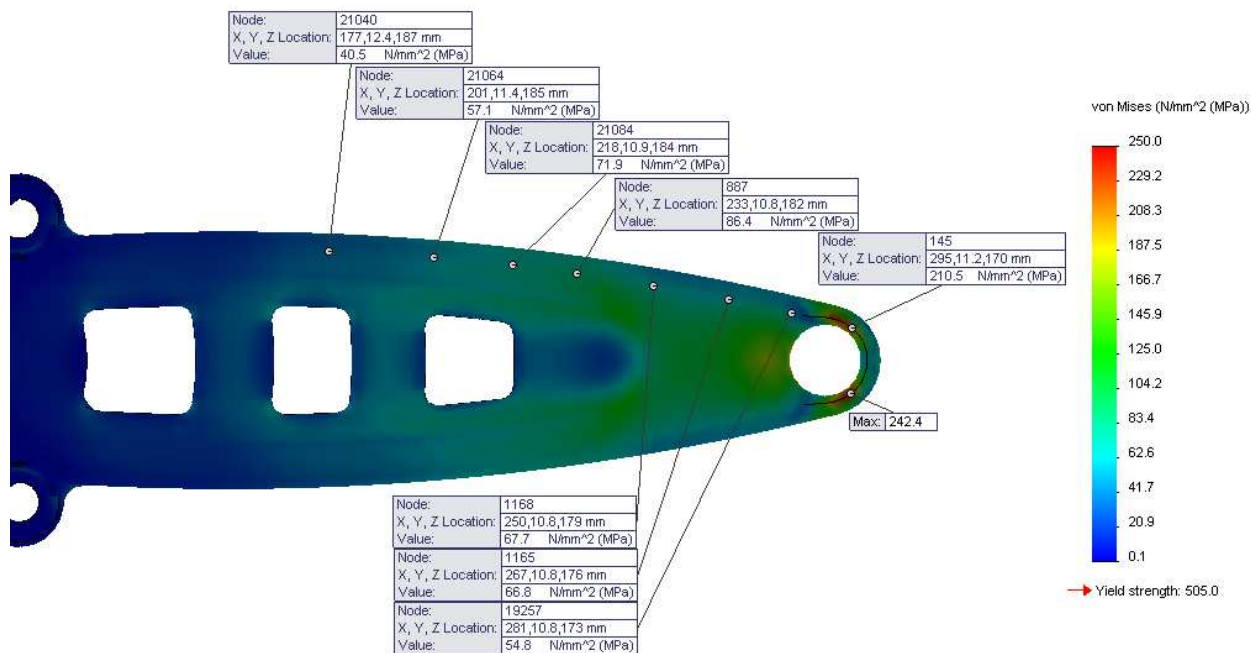
Hajtókarban fellépő feszültségek



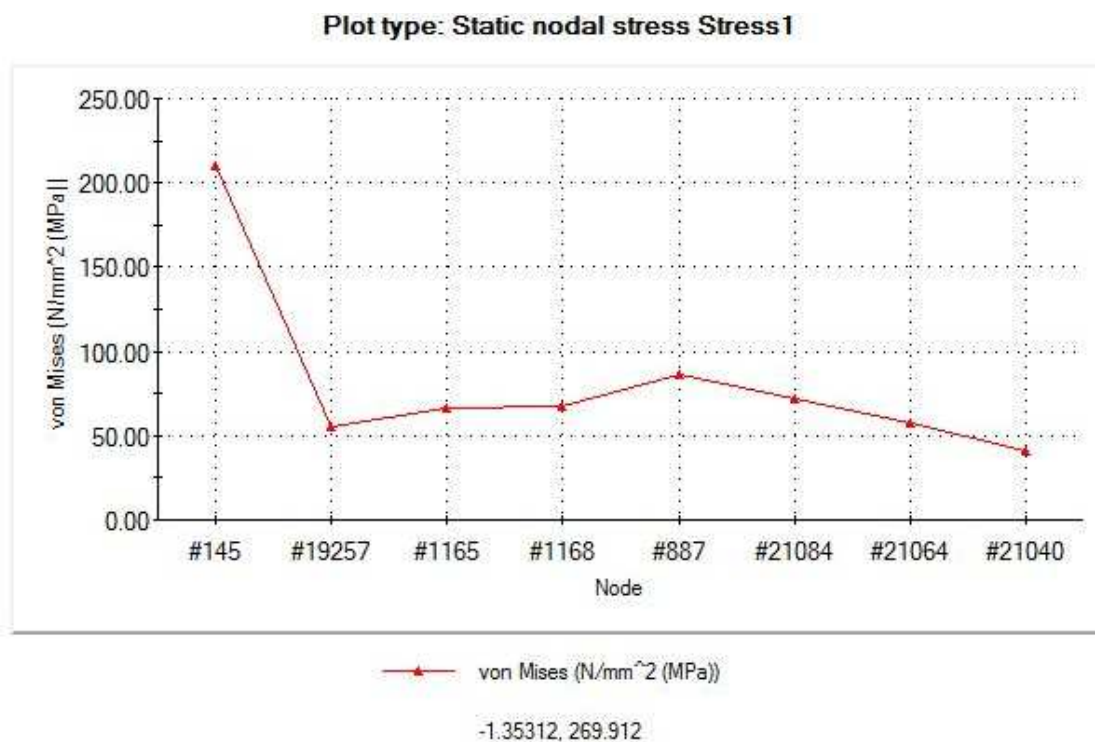
22. kép: Hajtókarban fellépő von Mises feszültségek



23. kép: Biztonsági tényező eloszlása



24. kép: Hajtókárban fellépő von Mises feszültségek



25. kép: Hajtókárban fellépő von Mises feszültségek

A hajtókárban fellépő maximális feszültség 242 MPa

Szimuláció során beállított anyag: 7075 (T6) alumínium ötvözet, melynek folyáshatára: 505 MPa

A hajtókar tömege: 636,5 g

A kapott eredmények fényében a optimalizálás céljából a hajtókarnak egy másik változata is elkészült, mely az első variációnak egy kikönnnyített változata.

Áttervezett hajtókar elemzése szolidként // 5.3

Modell előkészítése vizsgálathoz // 5.3.1

1. Kontaktusok (connections):

- Globális kontaktus: összekapcsolt (bounded)
- inkompatibilis hálózás (incompatible mesh)
- Alkatrész kontaktusok:
 - A hajtókar három darab M8-as csavarral a tengelyre ráfogatva, melyek 30 N-os axiális előfeszítő erővel lettek definiálva.
 - A hajtókar és a tengely között áthatást nem engedő kontaktus van beállítva (no penetration)

2. Rögzítések (fixtures):

- A tengely kettő darab csapággal van rögzítve (Bearing fixture)

3. Terhelések (external loads):

- A hajtókar végén megtalálható pedál helyett egy külpontos erő (external load) lett definiálva, melynek értéke 700 N

4. Háló (mesh):

- Alapértelmezett hálóméret: 6 mm
- Hálókонтролл (mesh controls) mérete: 2 mm

Előkészítés közben fellépő hibák, okai és megoldásuk

1. A csavarkapcsolatoknál irreálisan nagy feszültség lép fel

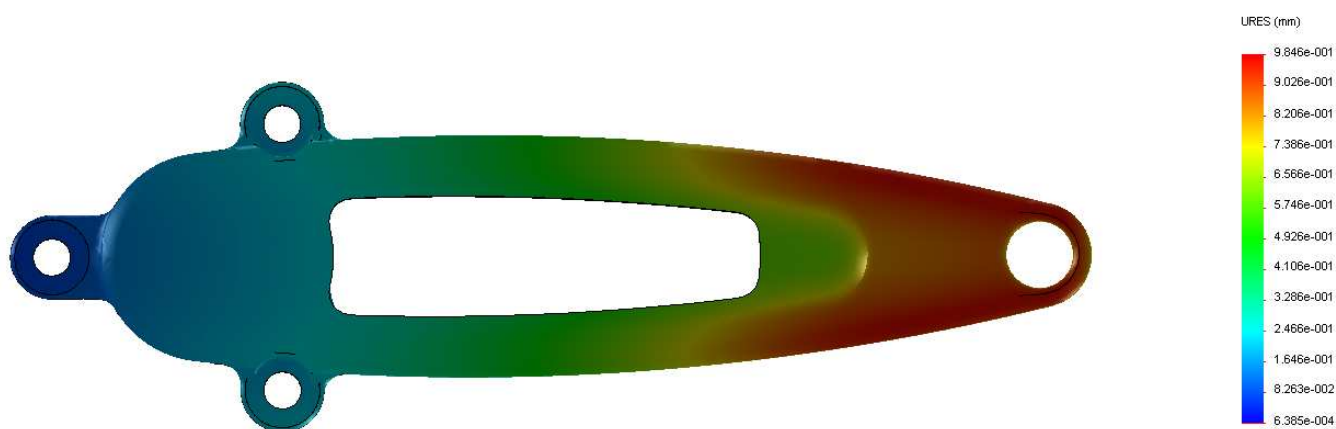
- Oka: A kapcsolat megadásánál túl nagy előfeszítő erő van beállítva
- Megoldás: M8-os csavarok gyártó által megadott előfeszítő erejének átlagolása és használata.

2. A hálózás készítése sikertelen:

- Oka: Túl kicsi lekerekítések a hálómérethez képest
- Megoldás: 2 mm-es hálókонтролл alkalmazása

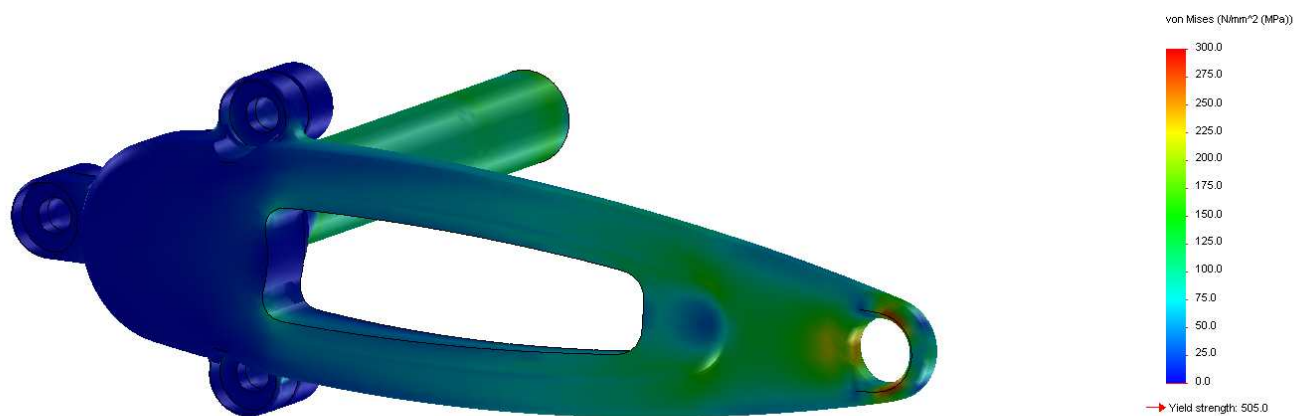
Eredmények // 5.3.2

Elmozdulás

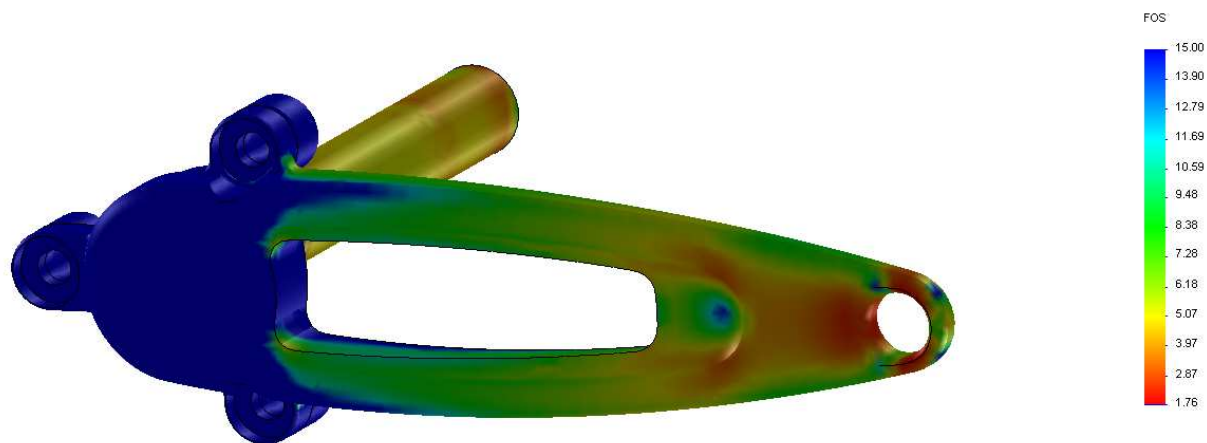


26. kép: Hajtókar elhajlás

Áttervezett hajtókarban fellépő feszültségek



27. kép: Hajtókarban fellépő von Mises feszültségek



28. kép: Biztonsági tényező eloszlása

Hajtókarban fellépő maximális feszültség 286 MPa

Szimuláció során beállított anyag: 7075 (T6) alumínium ötvözet, melynek folyáshatára: 505 MPa

A hajtókar tömege: 601,5 g

Láthatjuk, hogy ezzel a kikönnyítéssel a szerkezetben a maximálisan fellépő feszültség az előzőhöz képest 44 Mpa-al növekedett, mely az anyag folyáshatára szempontjából, a biztonsági tényezőt is figyelembe véve, még nem közelíti meg a tönkremeneteli határértéket. A kikönnyített hajtókar tömege 35 grammal csökkent az első változathoz képest.

Összegzés // 6.

Napjainkban az extrém sportokat övező kultusz révén, külön iparág épült e felhasználói illetve vásárlói kör kielégítésére. A fellendülő keresleti görbe sok esetben magával vonja az adott piac termékeinek minőségi hanyatlását. A napjainkra oly jellemző trendek megjelenése és azt ebből fakadóan megnövekedett kereslet miatt bekövetkező tömeggyártás sajnos e piaci szegmensben is érezteti hatását.

A rosszabb minőségű alapanyagok tervezésbe való bevonása, továbbá kecses ívek használata egyaránt szemmel látható károsodások, illetve tönkremenetelek alapját adják.

Szerkezeti igénybevételeket mutató mérési adatok hiányából adódóan nem tudhatjuk, hogy adott szerkezetben mekkora feszültségek ébrednek, illetve eloszlásukról sem ismerünk kézzel fogható adatokat. Mivel ezek a vázak rendkívüli erőhatásoknak vannak kitéve, végtelenül fontos, hogy sem anyagfáradásuk, sem szerkezeti gyengeségük miatt ne adhassák bármily baleset alapját. Számos jelentős baleset származhat egy-egy verseny közbeni szerkezeti sérülés folytán, melynek a felhasználóra tekintve súlyos következményei lehetnek.

Megoldást kizárólag a megfelelően erős, bizonyos esetekben „rugalmassan deformálódó” anyagok választása, formai kialakítás és a hegesztések pontossága jelenthet. Szimuláció során az eddigi alkatrészekre nyert adatok alapján megállapítható, hogy szerkezeti gyengeségei a várt pontokban ébrednek.

Az általam tervezett kerékpár esetében a számításban szereplő anyagok folyáshatárai nem haladják meg a keletkező maximális feszültség felét,

Munkám folytatásában a vázra is kiterjedő elemzést kívánok folytatni, továbbá a későbbiekben az egész kerékpár tesztelése is várható.

Irodalomjegyzék

- [1] [Online] [Hivatkozva: 2012. november 11.] <http://s.wiggle.co.uk>
- [2] [Online] [Hivatkozva: 2012. november 11.] <http://2011.konaworld.com>
- [3] [Online] [Hivatkozva: 2012. november 11.] <https://sphotos-a.xx.fbcdn.net>
- [4] Táblázat: Kerékpárváz gyártására használt anyagok tulajdonsága; Vázanyagok., 8. oldal
[Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [5] Sheldon B., Vázanyagok. 7-11. oldal; [Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [6] Keith B., Vázmerevség. 11-13. oldal; [Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [7] Táblázat: Vázak és egyéb alkatrészek elhajlási értékei; A kerékpárváz függőleges rugalmassága. 14. oldal; [Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [8] A kerékpár függőleges rugalmassága. 13-15. oldal; [Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [9] Fájdalom és kerékpározás. 15-18. oldal; [Online] [Hivatkozva: 2012. október 20.] <http://www.yasec.hu>
- [10] Ábra: FEA Pre-processing FEA Solution FEA Post-processing; 30. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron
- [11] Ábra: Eredmények elemzése; 31. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron
- [12] Ábra: Lineáris tetraéder elemek; 33. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron
- [13] Ábra: Másodfokú tetraéder elemek; 33. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron
- [14] Ábra: Elsőfokú, háromszög alakú héjelemek; 34. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[15] Ábra: Másodfokú, háromszög alakú héjelemek; 35. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[16] Ábra: Gerendaelemek; 35. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[17] Ábra: Szolid és héjelemek; 36. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[18] Ábra: Lineáris anyagok; 41. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[19] Ábra: Szerkezeti deformáció; 41. oldal; Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron

[20] Prof. Dr. Kovács Zsolt, Numerikus módszerek a terméktervezésben. 27-46. oldal; Oktatási segédlet NyME-FMK, Sopron