

SZAKDOLGOZAT

Boda Attila
Gépészmérnök BSc

Gödöllő
2023



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem
Szent István Campus
Gépészmérnöki Szak

**KERÉKPÁR VÁZ VÉGESELEM
TERHELÉSES VIZSGÁLATA ÉS
OPTIMALIZÁLÁSA**

Belső konzulens: Prof. Dr. Kiss Péter
egyetemi tanár

Külső konzulens: Pirbus Péter Gyula
ügyvezető
Neo Vision Expert Kft.

Készítette: **Boda Attila**
JGD2ON
levelező tagozat

Intézet/Tanszék: Műszaki Intézet,
Járműtechnika Tanszék

Gödöllő
2023

MŰSZAKI INTÉZET GÉPÉSZMÉRNÖK ALAPSZAK
Járműtechnika specializáció

SZAKDOLGOZAT
feladatlap

Boda Attila (JDG2ON)

részére

A szakdolgozat címe:

Kerékpár váz végeelem terheléses vizsgálata és optimalizálása

Feladatkiírás:

Kiindulási adatok: Az Olimpia Kerékpár Kft. által rendelkezésre bocsátott adatok. A kerékpárokkal kapcsolatos értékelő szakirodalmi feldolgozás. Kerékpár váz végeelem terheléses vizsgálata és optimalizálása. Eredmények összefoglaló bemutatása.

Közreműködő tanszék: Járműtechnika Tanszék

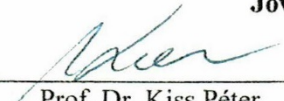
Külső konzulens: *Pirbus Péter Gyula, ügyvezető, Neo Vision Expert Kft.*

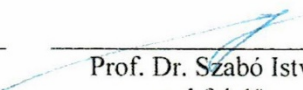
Belső konzulens: *Prof. Dr. Kiss Péter, tanszékvezető, MATE, Műszaki Intézet, Járműtechnika Tanszék*

Beadási határidő: 2023. május 2. (kedd) 12.00 óra

Gödöllő, 2022. november 15.

Jóváhagyom


Prof. Dr. Kiss Péter
tanszékvezető


Prof. Dr. Szabó István
szakfelelős

Átvettem


Boda Attila
hallgató

A dolgozat készítőjének külső konzulense nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon megjelent.

Gödöllő, 2023. 02 hó 12 nap


(külső konzulens)

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés, célkitűzés	5
2. A kerékpár felépítése, vizsgálata	7
2.1 Az Olimpia Kerékpár Kft. bemutatása.....	7
2.2 Az elektromos rásegítésű kerékpár bemutatása	8
2.2.1 A Pedelec részei.....	9
2.2.2 Az elektromos rásegítés megoldásai.....	12
2.3 A kerékpár váz felépítése	13
2.4 A végeelem-módszer matematikai alapjai.....	14
2.5 A szabvány ismertetése	16
2.6 A vizsgálatokhoz szükséges speciális körülmények.....	17
2.7 A vázvizsgálat részletes menete.....	18
2.7.1 A váz ütésvizsgálata	18
2.7.2 A váz és az első villa ütésvizsgálata	20
2.7.3 A váz terheléses vizsgálata a hajtókarokra kifejtett erő segítségével	22
2.7.4 A váz terheléses vizsgálata horizontális erők segítségével.....	24
2.7.5 A váz terheléses vizsgálata vertikális erő segítségével.....	26
3. A kerékpár váz végeelem terheléses vizsgálata	28
3.1 A szimuláció elvégzése és optimalizálása	28
3.1.1 A váz ütésvizsgálatának szimulációja	31
3.1.2 A váz és az első villa ütésvizsgálatának szimulációja	35
3.1.3 A hajtókarokra kifejtett erő segítségével elvégzett szimuláció	39
3.1.4 A horizontális erők segítségével elvégzett szimuláció	43
3.1.5 A vertikális erő segítségével elvégzett szimuláció	46
3.2 Javaslatok, további vizsgálatok.....	49
3.2.1 A hajtókarokat terhelő szimuláció megismétlése	50
3.2.2 A nyeret terhelő vizsgálat megismétlése	51
3.3 Az eredmények összefoglalása	52
4. Összefoglalás	55
5. Summary	56
6. Nyilatkozatok	57
7. Irodalomjegyzék	59
8. Köszönetnyilvánítás	60

1. Bevezetés, célkitűzés

Szakedolgozatomban az elektromos rásegítéssel működő kerékpárok vázának végeelem analízis vizsgálatát és annak optimalizálását tűztem ki célul. A kerékpár első ismert megjelenése, a XIX. század eleje óta alapvető igény merül fel a járművek folyamatos fejlesztésére. A technikai fejlődés az anyagtulajdonságok változásában, illetve a különböző kiegészítők megjelenésében érhető tetten. Ezek folyamatos változást generálnak a konstrukcióban, amelyek együttesen mechanikai kérdéseket vetnek fel. A gyártók számára kulcsfontosságú, hogy a lehető legrövidebb idő alatt reagálni tudjanak a megváltozott állapotokra. A szakedolgozat ebben kíván hatékony segítséget nyújtani azzal, hogy a meglévő mechanikai vizsgálatokat végeelem szimulációval helyettesítsék.

Jelenleg komoly kihívást jelent, hogy az állandóan változó akkumulátor- és hajtómotor változatok miatt folyamatosan módosítani kell a kerékpárváz szilárdsági jellemzőit. A vázak jellemzően Kínában készülnek, és az első mechanikai vizsgálatra is ott kerül sor egy prototípus legyártását követően. A módszer egyrészt költség-igényes, másrészt nem közvetlenül enged bepillantást a magyar szakembereknek a váz (negatív) tulajdonságaiba. A végeelem szimulációs vázvizsgálat mindkét problémát egyszerre orvosolja.

A téma több szempontból is aktuális. A közlekedésben már meghatározó tényező a környezetvédelem. A klímaváltozás elleni küzdelem egyik (ha nem a legfontosabb) elérendő célja az üvegház-hatású gázok drasztikus visszaszorítása. Ennek megfelelően a nagyvárosok igyekeznek átszervezni a közlekedésüket. A távlati cél azon járművek számának a visszaszorítása, amelyek kizárólag belsőégésű motorral szereltek és egyéni (családi) használatban vannak. Ezeket a statisztikák szerint egy, maximum két fő használja egyszerre. E problémára két alapvető megoldás kínálkozik egy fejlett nagyváros közlekedés-szervezésében.

Egyrészt a tömegközlekedést preferálják, amely összességében kisebb légszennyezéssel jár a városi forgalom esetében. Másrészt az egyéni közlekedés támogatásaként a kerékpárt helyezik előtérbe. Ennek a törekvésnek legjobb európai példája Hollandia, ahol már megvalósult az egész városokat lefedő (és városközi összeköttetést biztosító), szervezett kerékpáros közlekedés. A tendenciák abba az irányba mutatnak, hogy

egyre nagyobb igény mutatkozik majd a kerékpározás iránt. Az elterjedés magával hozza a keresleti oldalon a darabszámok drasztikus növekedését, valamint a fejlesztés folyamatos igényét.

A hagyományos típusokon felül, napjaink egyik forradalmi újítása az elektromos rásegítéssel működő kerekpár. Dolgozatomban kizárólag ezekre a típusokra helyezem a hangsúlyt. A meglévő alkatrészeken kívül, a váz szempontjából alapvetően egy motor és egy akkumulátor egészíti ki a konstrukciót, illetve az ezekhez tartozó vezetékezés nehezíti a váztervezést. Ez egyrészt nagyobb szabadságot és kényelmet ad a felhasználónak, másrészt nagyobb odafigyelést igényel a gyártótól.

Szakdolgozatomban bemutatom az Olimpia Kerékpár Kft. által gyártott elektromos rásegítéssel működő kerékpárok típusait. A kerékpárokkal kapcsolatos irodalomfeldolgozás során ismertetem a kerékpárokkal, illetve a kerékpárok biztonsági követelményeivel foglalkozó szabványt. Részletesen megvizsgálom a szabványban tárgyalt kritériumokat, amelyeknek egy vizsgálat során meg kell felelni. Egy adott kerékpártípus vázát 3 dimenziós modellben ábrázolom. A hagyományos terhelési vizsgálatokkal megegyezően, végeselem-analízis segítségével kiszámolom és értékelem a vázra ható erőket, terheléseket. A vizsgálatokat a gyártási helyszínen alkalmazott módszerekkel és azok sorrendjében végzem el. Az eredmények ábrázolását követően kiértékelem a vizsgálatokat. Javaslatot teszek a vizsgálatok módosítására, lehetőséget teremtve annak, hogy a vázat nagyobb terhelésre is lehessen hitelesíteni. Fontos megjegyezni, hogy a dolgozatban a szimulációk elvégzésére és a kapott eredmények bemutatására fókuszálok.

2. A kerékpár felépítése, vizsgálata

2.1 Az Olimpia Kerékpár Kft. bemutatása

A szakdolgozatom elkészítésében segítséget nyújtó cég története 30 évre nyúlik vissza. Kezdetben - a 90-es évek elején – import kerékpárok hazai értékesítésével foglalkoztak. Ekkor még természetesen csak hagyományos kerékpárokkal. A kereslet megnövekedésével, az évtized második felére fokozatosan áttértek a biciklik alkatrészenként történő összeszerelésére. Kezdetől fogva, gondosan figyeltek arra, hogy az egyes alkatrészek a legjobb gyártóktól kerüljenek beszerzésre. Nyugat-Európától Kínáig számos országból érkeznek Magyarországra a válogatott kiegészítők, amelyek a budapesti szerelőcsarnokban kerülnek összeszerelésre.

A következő meghatározó állomás a Gepida márkanév megvásárlása volt 1998-ban. Innentől kezdve Gepida márkanév alatt kerül értékesítésre valamennyi, az Olimpia cég által gyártott kerékpár. 2000-ben már ezen a néven került piacra az első, Olimpia által gyártott elektromos kerékpár is. A továbbiakban csak ezekről teszek említést. Az első típus 5 sebességes elektromos rendszert tartalmazott és a sikeres konstrukció arra bízta a gyártót, hogy fő csapásirányként – Magyarországon először – az elektromos rásegítésű kerékpárok gyártására koncentráljon.

Az új évezred első évtizedében közel 80%-ban külföldre történt az értékesítés. Megkezdődött a saját gyártású mobil applikáció fejlesztése is. Ezekben az években jelentek meg a termékkörben ma is jelenlévő elektromos kerékpár típusok [6]:

- **City-Urban:** Városi használatra,
- **Trekking:** Túrázásra optimalizálva. Erősebb motorral és nagyobb kapacitású akkumulátorral szerelve,
- **Special:** A városi- és a túra típus határvonalán mozgó konstrukciók. Továbbá ide tartoznak a speciális kialakítású (például összehajtható) megoldások is,
- **MTB:** A nehezebb, hegyi terepekre. Ezeket a típusokat szerelik a legdinamikusabb elektromos motorokkal,
- **SUV:** Elsősorban kényelmes konstrukció, sokoldalú felhasználási lehetőséggel.

2.2 Az elektromos rásegítésű kerékpár bemutatása

A jelenleg piaci forgalomban lévő „elektromos biciklik” számos tényezőben eltérhetnek egymástól, azonban alapvetően két jól elkülöníthető típust különböztethetünk meg [2].

Az „E-Bike” olyan kerékpárt jelöl, amely egy nyomógomb vagy külön (gáz)kar segítségével önálló haladásra képes. A kapcsoló aktiválásával nincs szükség emberi beavatkozásra. A ma hatályos, Európai Unió jogszabályok szerint haladhat $25 \frac{km}{h}$ -nál nagyobb sebességgel.



1. ábra: Gepida Bonum Edge Elektromos rásegítésű kerékpár [6]

A „Pedelec – Pedal-Electric” kerékpárokat másnéven elektromos rásegítésű kerékpároknak is nevezzük. A lényeg a rásegítésen van, ugyanis ennél a típusnál folyamatosan szükség van az emberi energia befektetésére, a hajtómotor csupán a hajtáshoz szükséges erőt csökkenti. A törvényi előírások szerint a motor teljesítményének névleges értéke nem haladhatja meg a 250 W-ot, a rásegítésnek pedig $25 \frac{km}{h}$ -nál ki kell kapcsolnia.

Az S-Pedelec az előbbtől teljesítményben, végsebességben és forgalmi besorolásban különbözik. Más szabályozás vonatkozik rá külföldön és hazánkban. Amíg külföldön a motor teljesítményt nem korlátozzák, a rásegítés felső határát $45 \frac{km}{h}$ -ban határozták meg. Segédmotoros besorolás alá esik, ezért kötelező rendszámmal, világítással ellátni és használata jogosítványhoz kötött. Magyarországon nem vonatkozik rá ilyen megkötés, a kerékpár használatával megegyező szabályok érvényesek. A motor szintén $45 \frac{km}{h}$ -nál kapcsol ki és a névleges teljesítményt 350 W-ban határozták meg.

Szakedolgozatomban egy Gepida Bonum Edge Pedelec kerékpár vázvizsgálatát végzem el, ezért a továbbiakban kizárólag ezzel a típussal foglalkozom.

2.2.1 A Pedelec részei

A hagyományos kerékpár alkatrészeinek többsége a Pedelec-en is megtalálható. Azonban szinte valamennyire igaz, hogy apróbb módosítások szükségesek. A kerék elemei megegyeznek a hagyományos alkatrészekkel. Az adott felhasználás dönti el pl. a gumiabroncs paramétereit. Fék esetében felsőbb kategóriás rendszerekről beszélhetünk és főként a tárcsafék jellemző. Váltó elhelyezés nyilvánvalóan csak a hátsó tengelynél jellemző és azon belül is agyváltóról beszélhetünk.

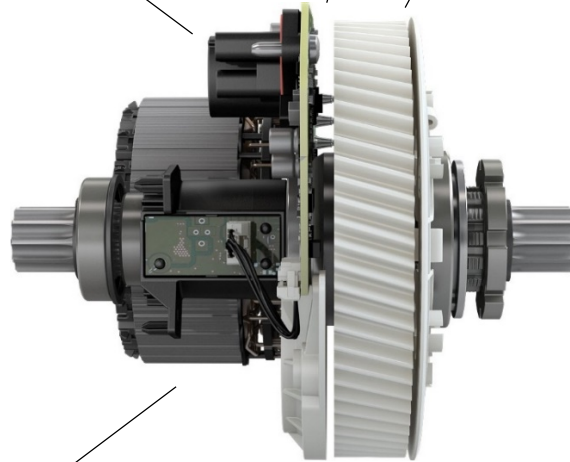
A Pedelec alapvető plusz alkatrészei a motor, az akkumulátor és a kormányon elhelyezett kijelző/vezérlő egység. A motorok tekintetében a legkorábbi megoldás az első kerékhez szerelt agy motor volt. Ez ma már háttérbe szorult a kisebb teljesítmény, nehezebb kezelhetőség miatt, kizárólag olcsóbb modellekben található meg. A hátsó tengelyhez szerelt motor kedvezőbb megoldást nyújt, olcsóbb kerékpároknál még ma is megtalálható. A legkedvezőbb konstrukció a közép-tengelyhez épített motor, mind a tömegeloszlás, mind a szenzorok elhelyezése szempontjából. A számos gyártó közül, amelyek motorokat készítenek, a Gepida a Bosch termékeit szereli kerékpárjaiba.

Elektronikai egység

(jelek fogadása és feldolgozása az akkumulátortól, a szenzoroktól és a kijelzőtől)

Motor-vezérlés

Műanyag fogaskerék (a motor nyomatékát viszi át a hajtó tengelyre)



Nyomatékszenzor

Főtengely (bordás tengely, amely a pedállal és a hajtókarral van közvetlen összeköttetésben)

2. ábra: Bosch Active Line Plus rásegítő motor részegységei [http 5]

A Bosch termék-portfóliójába 6 db Pedelec/S-Pedelec motortípus tartozik. A műszaki paraméterek nagyrészt egyezést mutatnak, az eltérések a különböző felhasználási kategóriából adódnak:

- **Maximális (motorrásegítéssel elérhető) sebesség:** $25 - 45 \frac{km}{h}$,
- **Névleges teljesítmény:** 250 W,
- **Maximális nyomaték:** 40 – 85 Nm,
- **Névleges feszültség:** 36 V,
- **Üzemi hőmérséklet:** -5 ... +40 °C,
- **Védettségi fok:** IP 54 (por- és fröccsenő víz elleni védelem),
- **Tömeg:** kb. 3 kg.

A korszerű kerékpárok Li-Ion akkumulátorral szereltek. Fő paramétere a kapacitás/tárolókapacitás, a tömeg és az elhelyezés helye. Megkülönböztethetünk kívülrre (vázra vagy csomagtartóra), illetve belülrre/vázba szerelhető (integrálható) változatot. Utóbbi napjainkban egyre nagyobb szerepet kap, mivel a műszaki paraméterek mellett már a design is fontos, amely közvetlen hatással van a váz kialakítására is.



3. ábra: Külső (a), belső (b) és dupla (c) akkumulátor [http 4]

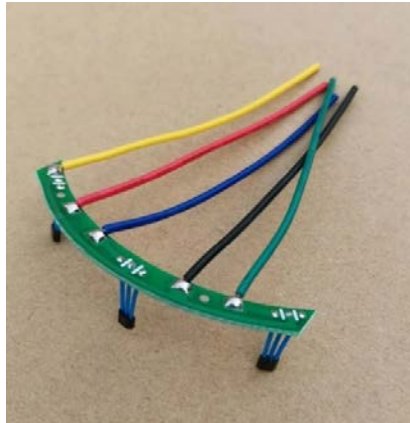
A teljes kompatibilitást (és minőséget) szem előtt tartva a Gepida az akkumulátorok tekintetében is a Bosch termékeit preferálja. Mind külső-, mind belső elhelyezés esetén 3-3 típus érhető el. Ezen felül létező konstrukció az akkumulátorok dupla elhelyezése (dual battery), ami kifejezetten a túrakerékpárosok és az ingázók igényeit igyekszik kielégíteni. Az akkumulátorokhoz tartozó műszaki paraméterek (hasonlóan a motorokéhoz) a felhasználó igényeit tartja szem előtt:

- **Feszültség:** 36 V,
- **Kapacitás:** 8,2 – 17,4 Ah,
- **Tárolókapacitás:** 300 – 625 Wh,
- **Tömeg:** 2,5 – 3,5 kg.

A modern elektromos kerékpárt a kormányra szerelhető kijelző teszi teljessé, amely a szokásos, aktuális menetinformációk kijelzésén kívül a motor vezérlésére is alkalmas. A Bosch termékei esetében 5 fokozat (Turbo, Sport, Tour, ECO és kikapcsolt állapot) közül lehet választani a rásegítés függvényében. A kerékpározás alatt gyűjtött adatok Bluetooth kapcsolaton keresztül továbbíthatók a gyártók saját alkalmazásaiba is.

2.2.2 Az elektromos rásegítés megoldásai

Az elektromos rásegítés érzékelésére két változatot különböztetünk meg. A mágnes szenzoros (Hall-szenzor) régebbi konstrukció. Olcsóbb, egyszerűbb, de pontatlanabb működés jellemzi. A hajtó tengelyen egy mágnes tárcsa kerül elhelyezésre. A tengely forgása közben változik a mágneses mező és ennek a térváltozását érzékeli a szenzor. Ez működésbe hozza a motort. Jellemzően 12-24 db pólus kerül elhelyezésre.



4. ábra: Kerékpárba építhető Hall-szenzor

A szenzor kizárólag a tengely forgását érzékeli, a pedált terhelő nyomaték nagyságától függetlenül. A pedálfordulat sebességének gyorsulásával arányosan csökken a rásegítés mértéke. Ebből következik, hogy legnagyobb volumenű rásegítést a motor az álló helyzetből való elindulásakor adja le. Néhány egyszerűbb típus lassabban aktiválódik, az elhelyezett mágnesek távolsága miatt. Az időzés megközelítőleg $\frac{1}{4}$ pedálfordulat.

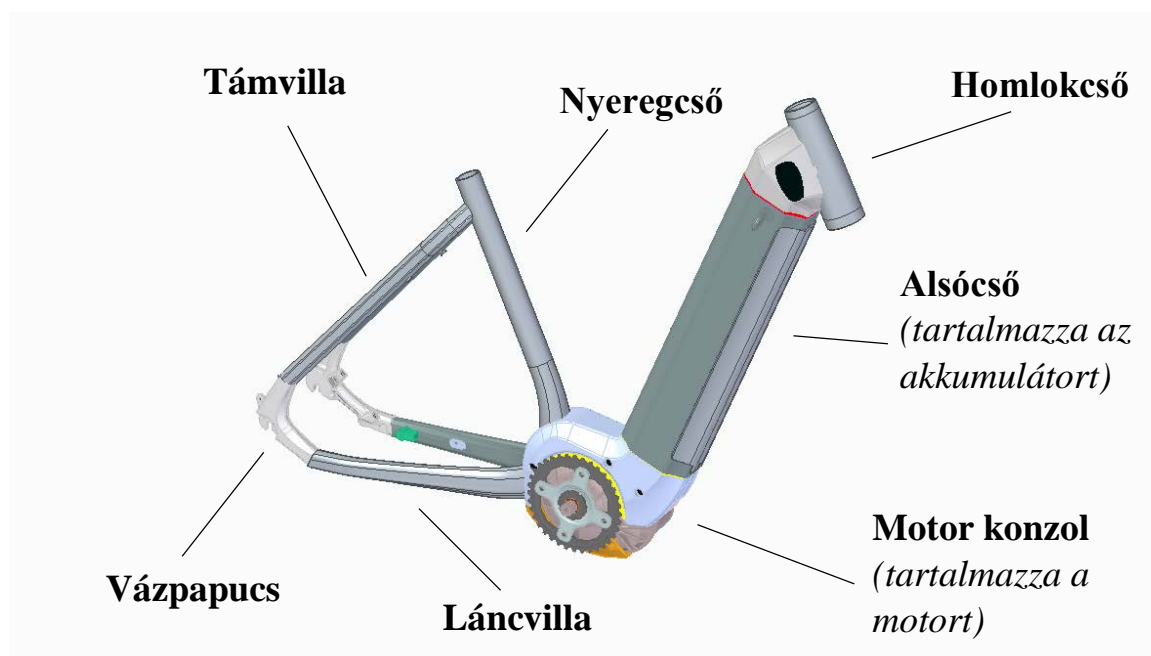


5. ábra: Nyomaték szenzor [http 4]

Ennél drágább és pontosabb a nyomatékérzékelésen alapuló (Torque-szenzor) megoldás. Az érzékelő gyakorlatilag időzés nélkül érzékeli a pedálra kifejtett erőt és azonnal működésbe lép, a nyomaték nagyságának függvényében. Kerékpározás közben ritkább (vagy rövidebb időtartamú) a teljes erőbedobással történő intenzív hajtás. Leginkább a kiegyensúlyozott, folyamatos tekerés a jellemző. A motor emiatt szinte soha nem éri el maximális teljesítményét, ami az akkumulátor üzemidejét jelentősen növeli. Sok esetben a két szenzort együtt, összehangolva alkalmazzák a kerékpárokon.

2.3 A kerékpár váz felépítése

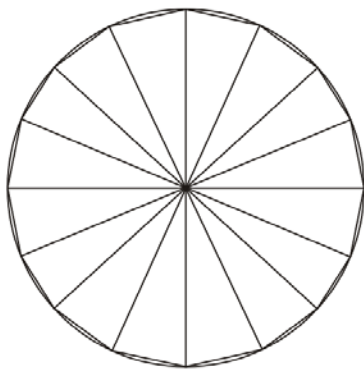
A Gepida Bonum Edge kerékpár vázának anyaga 6061 t6 alumínium. A váz 7 jól elkülöníthető részből áll, amelyek különböző geometriai kialakítással és (ebből következően) mechanikai tulajdonságokkal rendelkeznek. A villa a mechanikai vizsgálatok szempontjából nem része a váznak, a szimuláció során ún. próbavillával helyettesítik. A 6. ábrán a Pedelec váz fő részei figyelhetők meg. Ez az összeállítás tartalmazza az akkumulátort és a motort is.



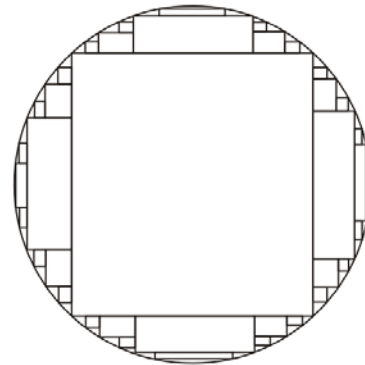
6. ábra: Pedelec váz fő részei

2.4 A végeelem-módszer matematikai alapjai

Írásos bizonyítékok támasztják alá, hogy a végeelem-módszert már az ókorban alkalmazták kínai mérnökök. A módszer lényege, a bonyolultságuk miatt, adott körülmények között nem megoldható geometriai számítások egyszerűsítése. Az adott testet több, geometriailag egyszerűbb testre bontjuk, így nem *egy* bonyolultabb, hanem *több* (véges számú) egyszerűbb számítást kell elvégezni. Alapvető példa a végeelem-módszer alkalmazására a kör területének származtatása. A megoldás megközelíthető egyenlő szárú háromszögekre (*a*), illetve négyszögekre (*b*) való felbontással.



a.)



b.)

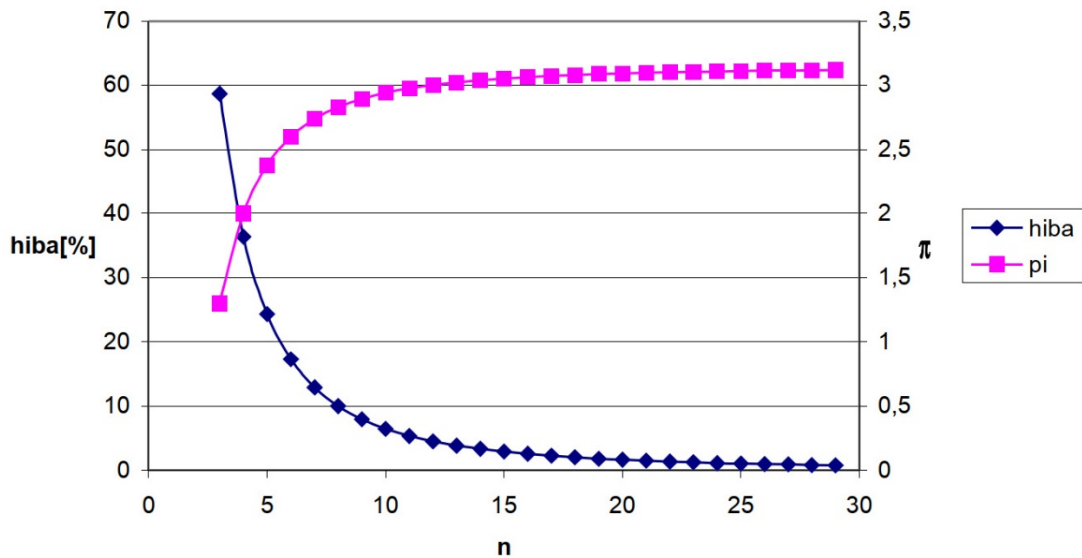
7. ábra: A kör területének származtatása [4]

A körlap n darab háromszögre bontásakor az alábbi összefüggést kapjuk:

$$\pi \approx n \cdot \cos\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot n}\right) \cdot \sin\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot n}\right) \quad (1)$$

$$\text{hiba} = \frac{\pi - n \cdot \cos\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot n}\right) \cdot \sin\left(\frac{360^\circ}{2 \cdot n}\right)}{\pi} \cdot 100\% \quad (2)$$

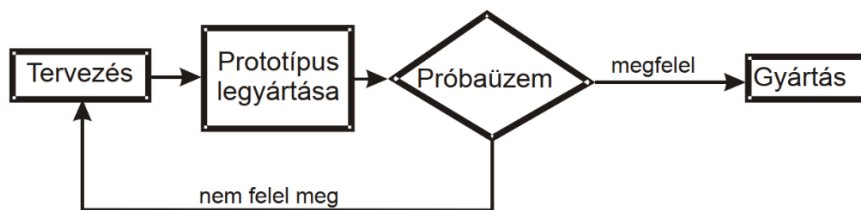
A π közelítő értékek, valamint hibájának ábrázolása a felosztás függvényében jól látható a 8. ábrán. Az ábráról könnyen leolvasható, hogy minél több elemre bontjuk az adott testet, annál pontosabb eredményt kapunk.



8. ábra: π számított értéke és hibája a felosztás növelésekor [4]

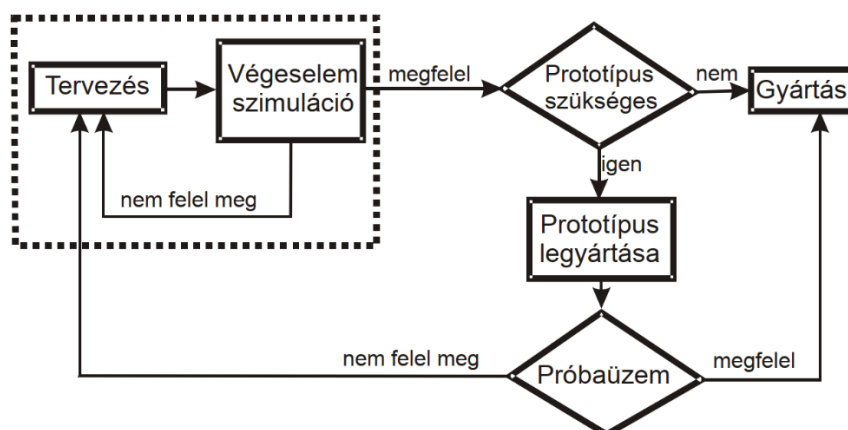
A végeelem módszer (FMA) egy fizikai rendszer matematikai ábrázolását jelenti. A vizsgált mérhető modellt anyagtulajdonságokkal ruházzuk fel és peremfeltételekkel látjuk el. Az így elvégzett vizsgálatok és a modell fizikai viselkedése gyakran nem közelíthető kézi számításokkal. Az FMA módszer kényelmes lehetőséget teremt az összetett fizikai viselkedések vizsgálatára parciális differenciálegyenletek segítségével.

A műszaki gyakorlatban a végeelem szimulációval támogatott gyártás számos előnnyel rendelkezik a hagyományos gyártási modellel szemben. A klasszikus gyártás esetén jelentős költséget képviselnek a prototípus gyártás és a próbaüzemek biztosítása. Ezek mind eszköz-, mind emberi erőforrás költségként is növelik a gyártási kiadásokat. A megtérülés csak nagy eladott darabszám és/vagy jelentős darabár esetén biztosított.



9. ábra: Klasszikus gyártási modell egyszerűsített folyamatábrája [4]

A klasszikussal szemben a végelem szimulációval támogatott gyártási modell esetén a prototípus gyártás akár el is hagyható. Amennyiben jól definiálható és könnyen modellezhető az adott műszaki probléma, közvetlenül a gyártási folyamatra lehet koncentrálni. A végelem módszerrel végzett szimulációk a szilárdsági vizsgálatokon túl a gyártási technológia megtervezését is segíthetik.



10. ábra: Végelem szimulációval segített gyártási modell [4]

2.5 A szabvány ismertetése

A különböző gyártók és szervezetek már a kezdetek óta a nagyobb eladási számra fókuszáltak. Ez kezdetben nem volt szabályozva és csak az adott cég hírneve volt garancia arra, hogy a nagy eladási szám a minőséggel is együtt jár. Egyre inkább megnőtt az igény egy központi szabályozásra, amely szakterületenként biztosítja a termékek megfelelőségi követelményeit. A megoldás egy olyan szervezet létrehozása volt, amely a gyártói tevékenységeket és azok elvárt eredményeit közmegegyezéssel rögzíti, különböző műszaki

dokumentációkban. Ennek a szellemiségnek megfelelően 1947-ben létrehozták a Nemzetközi Szabványügyi Szervezetet (International Organization for Standardization, ISO). A cégek ennek a szervezetnek a megalakulása óta igyekeznek a nemzetközileg meghatározott és elismert technológiai szabályoknak megfelelően előállítani termékeiket. Ez egyrészt előnyös a fogyasztó számára, hiszen biztos lehet abban, hogy az adott szabályok szerint gyártott termék ellenőrizve van, és szigorú kritériumok alapján készült. Másrészt előnyös a gyártó számára is, mivel a szabályok betartásával garanciát tud nyújtani termékeire, és így nagyobb tömeget ér el a fogyasztói oldalon.

A kerékpárokat, illetve a kerékpárok biztonsági követelményeit, ezen belül részletesen a váz- és villa vizsgálati módszereit az MSZ EN ISO 4210-6:2016 jelű szabvány írja le. Az elektromos kerékpárok követelményeivel az MSZ EN 15194:2018 foglalkozik. Mivel a szakdolgozat során a váz vizsgálata került előtérbe, így az MSZ EN ISO 4210-6:2016 szabványra fogok hivatkozni a továbbiakban [1], mivel ez a rész mindkét szabványban azonos tartalommal bír. Az előírás részletesen tárgyalja azokat az elvárásokat, amelyeknek a kerékpárok főbb mechanikai alkatrészeinek meg kell felelni. A gyártók a vázak- és villák vizsgálatát a szabvány előírásai szerint végzik el. A vizsgálati eredményeket összehasonlítják a kívánt értékekkel, majd erről részletes dokumentációt készítenek. Azokat a kerékpárokat, amelyek nem felelnek meg a mechanikai vizsgálatoknak, módosításnak kell alávetni. Ez jelentheti a kötések, a falvastagság módosítását. Különleges esetekben pedig az alapvető anyagjellemzőket kell újra tervezni.

2.6 A vizsgálatokhoz szükséges speciális körülmények

Valamennyi teszthez sajátos körülmények szükségesek, így ezeket erre szakosodott laborokban végzik. Ezek a körülmények kiterjednek a váz rögzítésére, a szabványban előírt erőhatások pontos reprodukálását megvalósító gépekre, valamint a helyettesítő alkatrészekre.

Ez utóbbi közül a leggyakrabban használt az úgynevezett teszt-villa, amely az adott vizsgálatoknál az első villát helyettesíti. Szigorú szabályok vonatkoznak felépítésére, amelyeket a szabvány alfejezetében rögzítettek. A teszt-villát úgy kell megtervezni, hogy annak méretei pontosan megegyezzenek a helyettesített villa paramétereivel. Ez különösen igaz a hossza, amelyet a villa leghosszabb lehetséges méretére kell számolni. A másik

fontos műszaki paraméter a merevség, amit a villa kihajlásának mértékével ellenőriznek. Az alkatrészt függőleges irányú, 1200 N nagyságú erővel terhelik.

2.7 A vázvizsgálat részletes menete

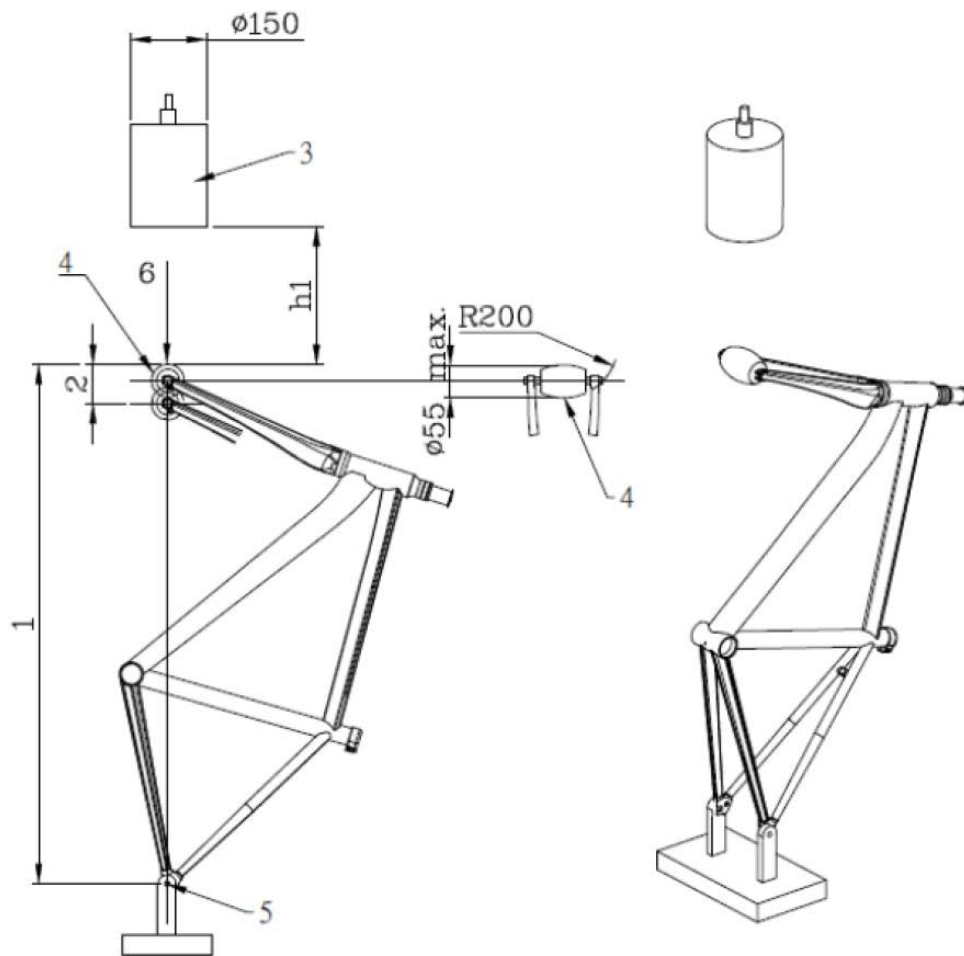
Alapvetően 5 féle mechanikai vizsgálatot különböztetünk meg. Ezek egyértelműen meghatározzák, hogy a vizsgált váz megfelelő-e. Valamennyi vizsgálat esetében a vázat adott pontoknál kell rögzíteni. Szimulációtól függően ez az első-, illetve a hátsó tengelyt jelenti. A rögzítés módja, tehát a szabadságfokok száma kulcsfontosságú, amelyeket a szimulációkban is pontosan követtem.

Az egyes vizsgálatoknál részletesen rendelkezik a szabvány (a már említett befogásokon kívül) azoknak a kiegészítő elemeknek a tulajdonságairól, amelyek a vizsgálatok elvégzéséhez szükségesek. Pontos iránymutatást találunk a geometriára-, a tömegre- és a pontos elhelyezésre vonatkozóan. Ezek az értékek függenek a kerékpártípustól is, amelyeket táblázat formájában ismertettek. Minden esetben a Pedelec váz adatait kell figyelembe venni.

2.7.1 A váz ütészvizsgálata

Teszt-villával is elvégezhető a vizsgálat, ha azt pontosan az első villa helyére helyezik, és ki van húzva a szabad, terheletlen hosszaiig. Amennyiben hátsó felfüggesztés van a vázon, azt úgy kell rögzíteni, hogy felnőtt esetében 80 kg, fiatalok esetében 40 kg tömegterhelésnek feleljen meg. Ha nem lehetséges a rögzítés, akkor a rugó (vagy lengéscsillapító) végét megfelelő méretű lengőkarral kell helyettesíteni.

A vizsgálatot a *11. ábra* alapján kell elvégezni. Az első villa végére egy maximum 1 kg tömegű hengert (4) kell rögzíteni. Ennek keménysége nem lehet kevesebb, mint 60 HRC az ütközési felületen. A hátsó tengelyt oly módon kell rögzíteni (5), hogy az függőlegesen egy tengelybe essen az első villa (és ennek megfelelően a henger) középvonalával (6).



11. ábra: Váz ütészvizsgálat [1]

A vizsgálat megkezdése előtt, a váz rögzített helyzetében meg kell mérni az (1) távolságot. Az első villához rögzített hengerre egy 22,5 kg tömegű próbatestet (3) kell ejteni. A vizsgálat elején, a próbatest hengertől való távolsága (h_1) a kerékpár típusától függ. A szükséges (h_1) távolságokat az 1. táblázat tartalmazza. A próbatestnek egy tengelyen kell elhelyezkedni a hengeres test forgásközéppontjával és a hátsó villa rögzítési pontjával. A vizsgálat után ismételtén meg kell mérni az (1) távolságot és rögzíteni kell a két mérés közötti (2) távolságot.

A váz abban az esetben megy át a teszten, ha vizsgálat után nincsenek látható repedések rajta, illetve a vizsgálat előtti- és utáni méretváltozás (2) nem haladja meg a 90 mm-t.

1. táblázat: A próbatest és a henger távolsága a kerékpártípusok függvényében

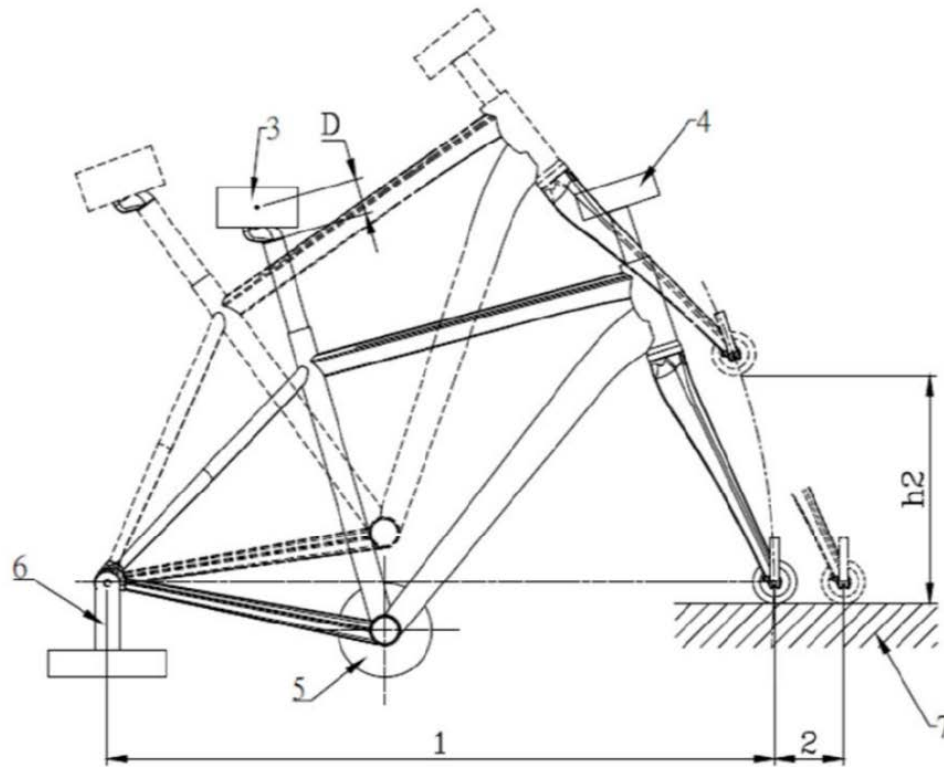
<i>Kerékpártípus</i>	Városi- vagy túra kerékpár	Ifjúsági kerékpár	Hegyi kerékpár	Verseny kerékpár	Pedelec
Ejtési magasság, (h_1) [mm]	180	180	360	212	360

2.7.2 A váz és az első villa ütészvizsgálata

A gyártók törekednek arra, hogy az adott vizsgálatot a vázhoz tartozó villával együtt végezzék el, mert így nyerhető a legpontosabb eredmény. Abban az esetben, ha az adott vázhoz szánt villa nem áll rendelkezésre, a vizsgálatot olyan teszt-villával kell elvégezni, amely pontosan megfelel a villás ütészvizsgálat követelményeinek. Ezek a követelmények az MSZ EN ISO 4210-2:2016 (A kerékpárok biztonsági követelményei) szabványban kerültek részletes kidolgozásra. Abban az esetben, ha a váz férfiből női vázzá átalakítható egy kiegészítő rúd segítségével, a vizsgálatot mindenképp e rúd eltávolításával kell elvégezni.

Amennyiben a vázhoz teleszkópos villa tartozik, azt terheletlen hosszban kell rögzíteni. Ha önerőből a villa nem teszi lehetővé a rögzítést, két lehetőség áll rendelkezésre a szabályos mérés kivitelezéséhez:

- A villa hosszát valamilyen külső retesszel kell rögzíteni,
- Ki kell cserélni a villát egy merev teszt-villára. A csere villának meg kell felelnie a korábban említett szabvány biztonsági követelményeinek. Ezen felül a teszt villát olyan pozícióban kell rögzíteni, hogy az megfeleljen egy normál testhelyzetben ülő 80 kg tömegű felnőtt, illetve egy 40 kg tömegű fiatal által előidézett terhelési hosszúnak, ha teleszkópos villával végeznék a vizsgálatot.



12. ábra: A váz és az első villa ütésvizsgálata [1]

Ugyanezzel a gondolatmenettel és módszerrel a hátsó villánál is figyelembe kell venni a teleszkópot és a szükséges változtatásokat ott is el kell végezni a vizsgálat előtt. A vázat a hátsó tengelynél kell rögzíteni (6) a 12. ábra szerint oly módon, hogy az a rögzítési pont körül elforgatható legyen. Az első villát meg kell támasztani egy acél talapzaton (7) olyan pozícióban, amely megfelel a váz normál használatának. Az előző vizsgálatnál megegyezően az első villa végére egy maximum 1 kg tömegű hengert kell rögzíteni. Ennek keménysége nem lehet kevesebb, mint 60 HRC az ütközési felületen. M_1 jelű tömeget (3) a nyereghez kell rögzíteni oly módon, hogy a nyereg tövétől 75 mm távolságra (D) legyen a tömegközéppont. Ezen felül rögzíteni kell az M_2 jelű tömeget (4) a kormányrúd tetejére, illetve az M_3 jelű tömeget (5) a középtengely két oldalára. A vizsgálatban használt paramétereket a 2. táblázat tartalmazza.

2. Táblázat: A váz- és villa ütésvizsgálatának adatai

Kerékpártípus	Városi- vagy túra kerékpár	Ifjúsági kerékpár	Hegyi kerékpár	Verseny kerékpár	Pedelec
M ₁ jelű tömeg, (3) [kg]	50	40	30	30	30
M ₂ jelű tömeg, (4) [kg]	10	10	10	10	10
M ₃ jelű tömeg, (5) [kg]	30	20	50	50	50
Ejtési magasság, (h ₂) [mm]	200	200	300	200	300

Miután a leírtak szerint elhelyezésre kerültek M₁, M₂ és M₃ tömegek, meg kell mérni az első- illetve a hátsó tengelytávot (1). A vizsgálat első lépéseként a vázat el kell forgatni a hátsó rögzítés (6) körül olyan mértékben, hogy az első villában elhelyezett kistömegű henger és az acél talpazat (7) között (h₂) távolság legyen. A kívánt távolság elérésekor a vázat el kell engedni, amely így visszazuhan az üllőre. Miután a váz nyugalmi állapotba került, újra meg kell mérni (1) tengelytávot.

A váz és a villa abban az esetben felelnek meg a követelményeknek, amennyiben a vizsgálat után nem tapasztalhatók látható repedések, illetve a vizsgálat előtti- és utáni méretváltozás (2) nem haladja meg a 15 mm-t.

2.7.3 A váz terheléses vizsgálata a hajtókarokra kifejtett erő segítségével

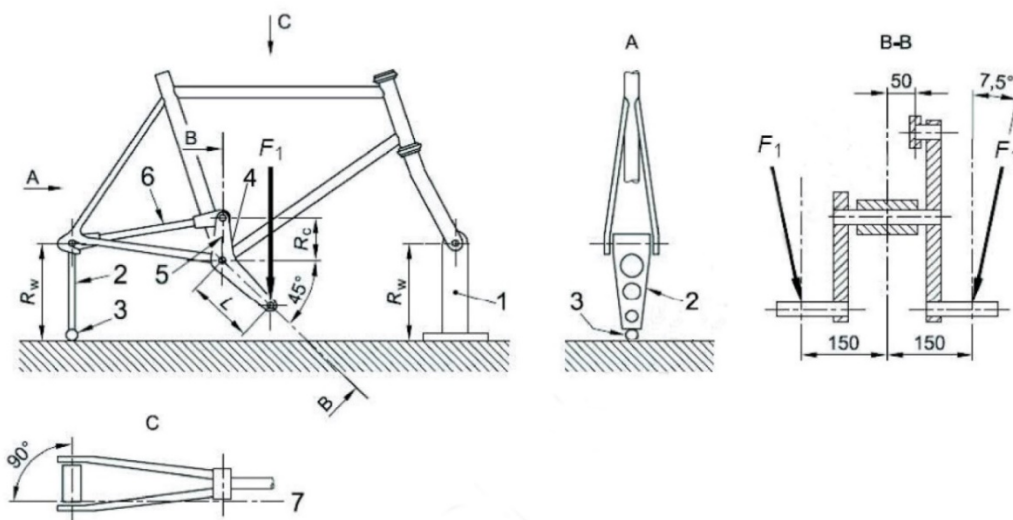
Ezt a vizsgálatot minden váztípusnál el kell végezni. A teleszkópos vázak vizsgálatakor a terhelést/légnyomást maximumra kell állítani a rugók, illetve a csillapítók esetében. Abban az esetben, ha a légnyomás nem állítható, az adott alkatrészt olyan merev darabra kell kicserélni, amely pontosan modellezi az eredeti alkatrész maximális légnyomásának megfelelő értéket.

Fontos megjegyezni, hogy a vizsgálathoz olyan új vázat, villát és kormánycsapágyat kell használni, amelyek korábban semmilyen terhelésnek nem voltak kitéve. Az első villa ebben az esetben is helyettesíthető egy teszt-villával. Kiemelten figyelni kell a helyettesítő villa paramétereire, mivel pontosan olyan hosszúnak és legalább olyan merevségűnek kell lennie, mint az eredeti alkatrésznek. A férfi/női váz átalakításához szükséges rudat ebben az esetben is el kell távolítani a vizsgálat előtt.

A vázat két merev tartóra kell rögzíteni. E tartók hossza (R_w), amely a kerék sugarának felel meg 30 mm-es pontossággal. Az első villánál elhelyezett tartót (1) merev illesztéssel kell rögzíteni, a hátsó tartó (2) alsó rögzítését gömbcsuklóval (3) kell megoldani. A tengely mozgása így csak horizontális irányban megengedett, vertikális irányban nem. A hajtótengely rögzítésére két lehetőség van:

- Abban az esetben, ha hajtókart alkalmazunk, a karokat 45° -os szögben kell beállítani a vízszinteshez képest. A megengedett eltérés 2° . Bár a vizsgálatot többnyire lánc nélkül végzik, erre vonatkozóan is pontos szabályok érvényesek. A láncot a következő módon kell rögzíteni: Az első lánckeréknél 3 lánckerék esetén a középsőhöz, 2 esetén a kisebbhez. A hátsó lánckeréknél szorosan, merőlegesen a tengelyre.
- Amennyiben a vizsgálathoz adaptert (4) használunk, annak a középtengelytől mérve 175 mm hosszúnak (L) kell lennie. Egy hagyományos pedálnak megfelelően, szabadon elforgathatónak kell lennie a tengely körül. A hajtókarhoz hasonlóan, az adapter karjait 45° -os szögbe kell állítani, $\pm 2^\circ$ pontossággal. A lánc- és a lánckerék helyettesítésére, a megfelelő oldalon egy függőleges kart kell rögzíteni. A függőleges kar (5) tengelytől távolabb eső végét, illetve a hátsó tengelyt egy közel vízszintesen elhelyezett karral (6) kell összekötni. A kar középvonalától mért távolsága 50 mm. Az adapter függőleges karjának R_c hossza 75 mm kell, hogy legyen.

A vizsgálat elvégzésekor terheljük a pedál (vagy adapter) végeket olyan dinamikus F_1 erővel, amelynek támadáspontja 150 mm-re helyezkedik el a váz középvonalától, a 45° -os pedál/adapter végén. Az erők erővonala a függőlegessel $7,5^\circ$ -os szöget zár be, $\pm 0,5^\circ$ -os pontossággal, a váz középvonalához viszonyítva. A vizsgálatot a 13. ábra szemlélteti.



13. ábra: A váz terheléses vizsgálata a hajtókarokra kifejtett erő segítségével [1]

A vizsgálat során az erőhatásokat úgy kell ütemezni, hogy a következő impulzus csak akkor hasson a pedálra, ha az előző már csak maximum 5 %-ban hat rá. A vizsgálatot 100.000 cikluson keresztül kell elvégezni, ahol egy ciklus hossza az egyik pedálra ható erőhatás kezdete és a másik pedálra ható erőhatás végét jelenti. A maximális vizsgálati frekvenciát az ISO 4210-3:2014 szabvány 4.5 pontja 10 Hz-ben határozza meg. A gyártó ajánlása szerint Pedelec vázak esetében a vizsgálatot 3 Hz frekvenciával kell elvégezni. A 3. táblázat az F_1 erő nagyságát mutatja a különböző kerékpártípusok tekintetében.

3. táblázat: A hajtókarokra kifejtett F_1 erő nagysága

<i>Kerékpártípus</i>	Városi- vagy túra kerékpár	Ifjúsági kerékpár	Hegyi kerékpár	Verseny kerékpár	Pedelec
(F_1) erő [N]	1000	1000	1200	1000	1000

2.7.4 A váz terheléses vizsgálata horizontális erők segítségével

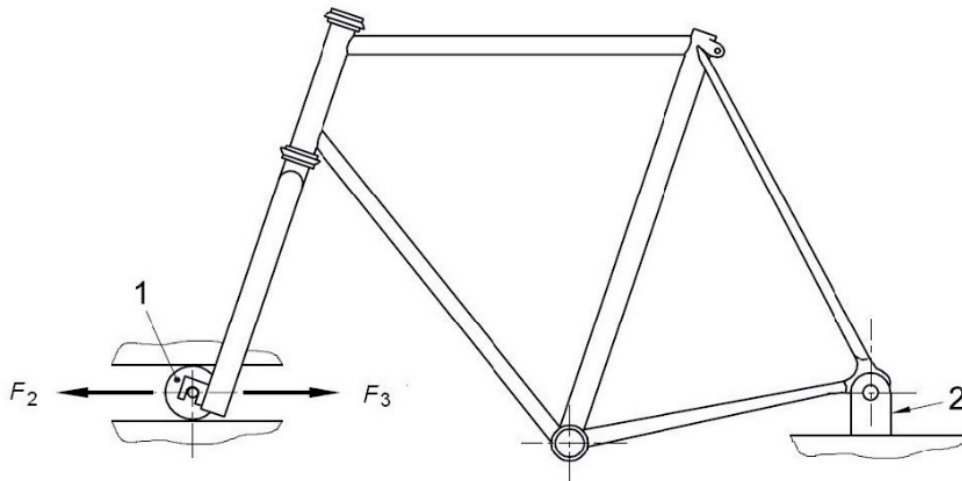
Abban az esetben, ha a váz férfiből női vázzá átalakítható egy kiegészítő rúd segítségével, a vizsgálatot mindenképp e rúd eltávolításával kell elvégezni. Nem szükséges

az eredeti villát használni. Az előzőekben megismertek szerint helyettesíthető teszt villával, amelynek ugyanolyan hosszúnak kell lennie, mint a vázhoz tervezett villa, illetve megfelelően kell rögzíteni a kormányfej csapágyaiba. Ennél a vizsgálatnál is ugyanazt a módszert kell követni a teleszkópos villa rögzítésére vonatkozóan, ahogy az a második vizsgálatnál ismertetésre került. Teleszkópos villa esetében a villát olyan pozícióban kell rögzíteni, amely megfelel egy 80 kg tömegű felnőtt terhelésének. Amennyiben az alkatrész rögzítése közvetlenül nem oldható meg, megfelelő méretű lengőkarral kell helyettesíteni.

A vizsgálat a 14. ábrán látható. Az első- és hátsó tengelyeket vízszintesen egy síkban kell elhelyezni, a hátsó tengely síkját pedig oly módon kell rögzíteni (2), hogy csak a tengely körüli elfordulás legyen megengedett a vizsgálat során. Az első villa rögzítési pontját (1) úgy kell lekötni, hogy csak a vízszintes elmozdulás legyen megengedett, a függőleges irányú nem. Az első villát vízszintes irányban ható, dinamikus F_2 és F_3 erőkkel kell menetirány szerint előre- illetve hátra terhelni, a 4. táblázatban megadott ciklusszámokkal.

4. táblázat: Az első villát terhelő erők nagysága a megfelelő ciklusszámokkal

<i>Kerékpártípus</i>	Városi- vagy túra kerékpár	Ifjúsági kerékpár	Hegyi kerékpár	Verseny kerékpár	Pedelec
(F_2) erő [N]	450	450	1.200	600	600
(F_3) erő [N]	450	450	600	600	600
Ciklusok száma (C_1)	100.000	100.000	50.000	100.000	100.000



14. ábra: A váz terheléses vizsgálata horizontális erők segítségével [1]

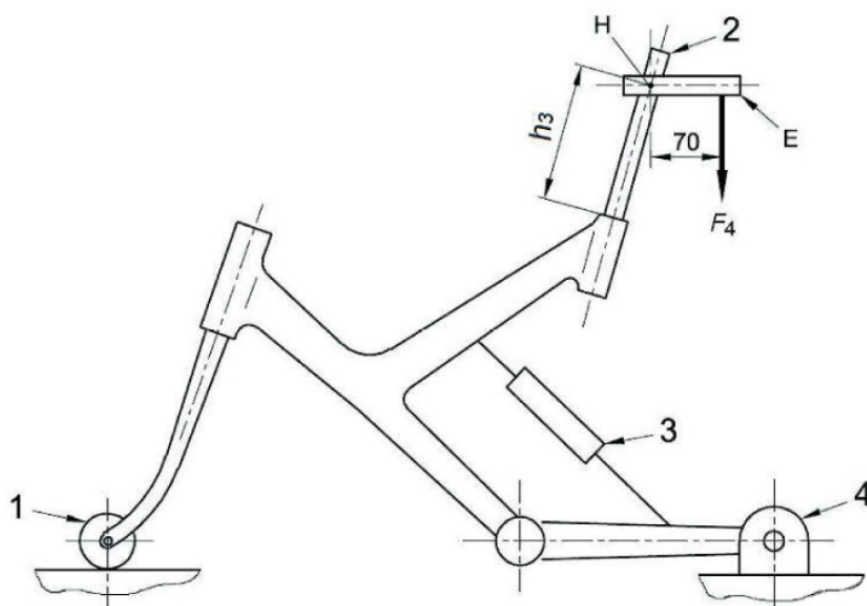
2.7.5 A váz terheléses vizsgálata vertikális erő segítségével

Abban az esetben, ha a váz férfiből női vázzá átalakítható egy kiegészítő rúd segítségével, a vizsgálatot mindenképp e rúd eltávolításával kell elvégezni. A teleszkópos vázak vizsgálatakor a 3. vizsgálatnak megfelelően kell eljárni. Tehát a terhelést/légnyomást maximumra kell állítani a rugók, illetve a csillapítók esetében. Abban az esetben, ha a légnyomás nem állítható, az adott alkatrészt olyan merev darabra kell kicserélni, amely pontosan modellezi az eredeti alkatrész maximális légnyomásának megfelelő értéket. Ezen felül a teleszkópos villát olyan pozícióban kell rögzíteni, hogy az megfeleljen egy normál testhelyzetben ülő 80 kg tömegű felnőtt, illetve egy 40 kg tömegű fiatal által előidézett terhelési hosszaknak.

Ennél a vizsgálatnál a kerékpár rögzítésekor a 4. vizsgálat iránymutatásait kell követni az elhelyezés és a tengelyek rögzítésére vonatkozóan. Tehát a hátsó tengely esetében (4) a tengely körüli elfordulás megengedett, az első tengely esetében pedig az előre-hátra elmozdulás. Utóbbinál a tengely helyére egy görgőt (1) kell szerelni, amely megkönnyíti az elmozdulást vizsgálat közben.

A nyeregcsövet (2) a gyártó által javasolt rögzítéssel (bilinccsel) kell elhelyezni. A nyeregcső tövétől (h_3) távolságra egy vízszintes toldó rudat (E) kell rögzíteni, a csőtől nézve a menetirány szerint hátrafelé. A rögzítés pontjának (H) a cső középvonalába kell esnie. A

(h_3) távolság a maximálisan megengedett nyeregcső hosszát jelöli, ennek az adatnak az ismerete nélkül (h_3) méretet 250 mm-rel kell számolni.



15. ábra: A váz terheléses vizsgálata vertikális erő segítségével [1]

A nyereg- illetve a toldó cső metszéspontjától 70 mm távolságra F_4 lefelé ható erővel kell terhelni a toldót, 50.000 ciklusszámmal. F_4 erő nagyságát – amely a kerékpár típusától függ – az 5. táblázat foglalja össze.

5. táblázat: A nyeregcsövet terhelő erő nagysága

<i>Kerékpártípus</i>	Városi- vagy túra kerékpár	Ifjúsági kerékpár	Hegyi kerékpár	Verseny kerékpár	Pedelec
(F_4) erő [N]	1000	500	1200	1200	1100

3. A kerékpár váz végeelem terheléses vizsgálata

3.1 A szimuláció elvégzése és optimalizálása

A szimulációkat két lépcsőben végeztem el. Első lépésként az adott vizsgálat valamennyi elemét Solid Edge programmal, 3D modellben ábrázoltam. Ennek fő eleme az Olimpia Kerékpár Kft. által rendelkezésemre bocsátott váz volt, amelyen több egyszerűsítést kellett elvégezni. Mindezt annak érdekében, hogy a végeredmények minél pontosabbak legyenek. Az alap váz modellből eltávolítottam a motort, a hozzá tartozó teljes hajtóművet, illetve az akkumulátort az azt tartó műanyag elemekkel együtt. Mivel a vizsgálatok kizárólag a vázra terjedtek ki, ezek megtartása téves eredményeket okozott volna. A vizsgálatokat az akkreditált vizsgáló laboratóriumok is így végzik el. A vázon kívül, minden vizsgálatra speciálisan jellemző tömegeket, konzolokat szintén modelleztem. Különös figyelmet fordítva az anyagminőségre, illetve a szimulációkban előírt távolságokra, szögekre és tömegekre.

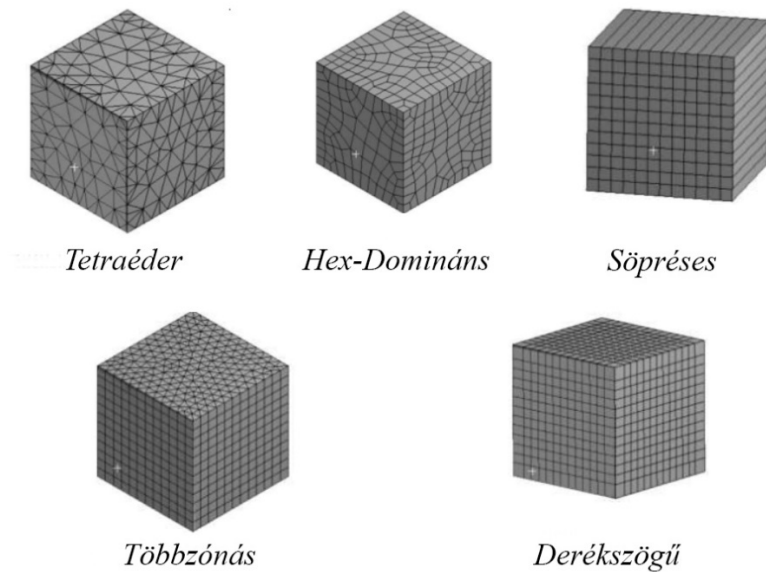
Második lépésként az ANSYS végeelem szimuláció szoftverrel elvégeztem a vizsgálatokat. A Solid Edge-ben rajzolt modellek nem voltak közvetlenül alkalmasak a szimulációk lefuttatására, ezért a végeelem szimuláció alapelveit szem előtt tartva egyszerűsítéseket végeztem. Ezek főként a tartó konzolokat, illetve a vázat terhelő erőhatásokat érintették, amelyeket az egyes vizsgálatoknál részletesen kifejték.

Az 5 vizsgálat alapvetően két részre bontható. Az első kettő esetében szabadeséssel terheljük a vázat. Az első esetében külön súllyal, a második esetében a vázat ejtjük le adott magasságból. Itt a váz adott irányú maximális elmozdulását kell vizsgálni, a nyugalmi helyzethez képest. A 3., 4. és 5. szimuláció fárasztásos vizsgálatnak tekinthető. Adott pozíciókban, adott erővel terheljük a vázat, a megadott ciklusszámmal. Ebben az esetben a 6061-es alumínium anyag-paramétereit vettem alapul. Az ANSYS adatbázisa nem tartalmazta a kérdéses anyag modelljét, ezért a szükséges értékeket szakirodalomból kerestem ki. Ennek segítségével, a vázat terhelő maximális feszültség függvényében megállapítható, hogy hány ciklust képes elviselni maradandó károsodás nélkül.

Minden vizsgálat egyéni beállításokat követelt meg, amelyeket a későbbiekben tematikusan ismertetek. A közös pont, amelyet valamennyire kiemelten alkalmaztam, a hálózás beállítása volt. Minden szimuláció esetében a pontos eredmények szempontjából kiemelkedően fontos a megfelelő hálózás használata. Mivel a vizsgálatok során 3D modellel dolgozunk, az ANSYS ennek megfelelően két alapvető hálótípust különböztet meg.

Beszélhetünk lineáris- és másodfokú hálózási típusról. A lineáris megközelítés egyszerű geometriájú és/vagy szimmetrikus modellek esetén alkalmazható nagy pontossággal. A másodfokú módszer (Quadratic) bonyolult geometriával rendelkező modell esetén ajánlott, így számunkra ennek használata javasolt. A háló elemek alapvetően három- és négyszögekből épülnek fel. 3D modellnél a következő hálózási módszereket különböztetjük meg:

- **Tetraéder:** Háromszög alakú elemekből épül fel a háló. Összetett geometriákhoz előnyös,
- **Hex-Domináns:** Hexaéder elemek dominálnak, a háromszögeket térbeli alakzattá konvertálja,
- **Söpréses:** Állandó keresztmetszetű testeknél javasolt a használata. Általában négyszög alakú elemekből felépülő háló, amely adott irányban térfogathálót hoz létre,
- **Többzónás:** Olyan test hálózásánál ajánlott, amely több, azonos keresztmetszetű részre bontható,
- **Derékszögű:** Olyan derékszögű térfogathálót hoz létre, amely nem veszi figyelembe a test geometriáját.



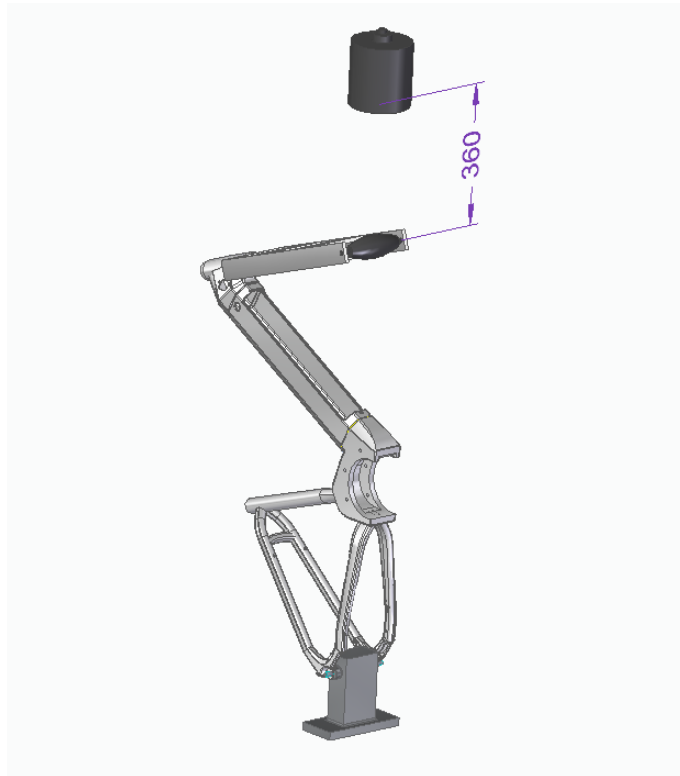
16. ábra: Hálózási módszerek az ANSYS-ban [http 6]

A modell rendkívül bonyolult felépítésű, amely a formatervezésből adódik. A ház az ergonomikus kialakítás miatt számos többrétegű lekerekítést, geometriai átmenetet és ívet tartalmaz. Mindezek figyelembevételével, a vizsgált modell bonyolultsága miatt a Tetraéder hálózási módszer javasolt, mivel a többi hálózási módszer kevésbé eredményezett volna pontos eredményt. A szimulációk során a paraméterek pontosításakor ezt a beállítást használtam.

A szimuláció lefuttatása előtt a modellt először alapbeállításokkal hálóztam be. A kívánt erőhatások és kötések elhelyezése után lefuttattam az elsődleges szimulációkat. Ez természetesen nem hozott pontos eredményt, de a legnagyobb deformációt elszenvedő helyek így is megfigyelhetők voltak. Ezek felhasználásával módosítottam a háló geometriáján és méretén, a hálózás módszerén, illetve a várható legnagyobb deformáció helyén besűrítettem a hálót. Az átlagos elemméret 58 mm volt, ezt a komplett modellen 10 mm-re módosítottam. A kérdéses felületeken 5 mm-re, a kritikus csatlakozásoknál 0,1 mm-re sűrítettem. A szimulációk újbóli lefuttatását követően a kapott eredményeket összehasonlítottam a szabvány által megszabott értékekkel. Ezek ismeretében értékeltem a szimulációkat.

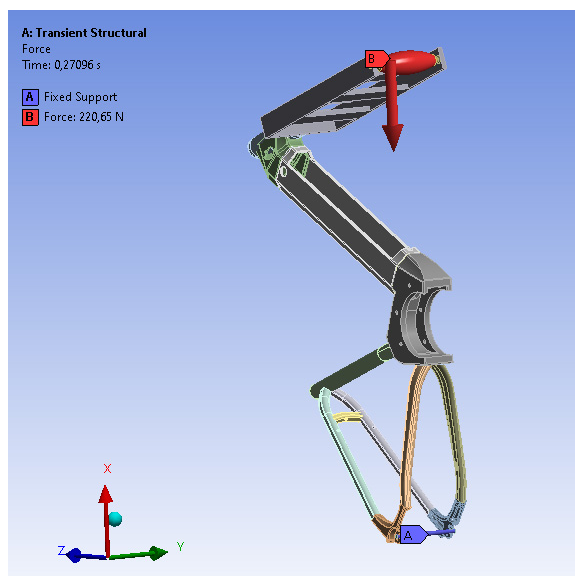
3.1.1 A váz ütésvizsgálatának szimulációja

Az első vizsgálat során egy tömeget szabadeséssel ejtünk a váz egy megadott pontjára. A 3D modellben pontosan ábrázoltam a tömeget a szabvány alapján, mind a méretre, mind a tömegre való tekintettel. Az ejtés távolsága megfelel az előírtaknak, Pedelec esetén 360 mm. A hátsó tengely befogását egy tartó konzollal ábrázoltam.



17. ábra: Solid Edge modell az első vizsgálat esetében

A szimuláció elvégzésekor ANSYS-ban a hátsó tengely konzolját egy egyszerű rúdszerű tartóval helyettesítettem. A helyettesítő elem geometriai szempontból a hátsó tengellyel esik egy síkba. A szóban forgó tartót Fixed Support kényszerrel láttam el (A), így alkalmazva az ANSYS-ban szilárd befogást. A tömeg 360 mm-ről történő ejtését a szimulációban egy pontosan kiszámított erőhatással (B) helyettesítettem. Az erő támadáspontja a villára szerelt henger, hatásvonala az X tengely, iránya pedig negatív.



18. ábra: ANSYS modell az első vizsgálatnál

Az erő nagysága a tömegből, a szabadesés ideje pedig az egyenes vonalú, egyenletesen változó mozgásokra vonatkozó képlettel számítható:

$$F = m \cdot g \quad (3)$$

$$F = 22,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 220,65 \text{ N}$$

$$d = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (4)$$

$$0,36 \text{ m} = 0 + \frac{1}{2} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot t^2$$

$$t = 0,27 \text{ s}$$

Ahol:

d: megtett út (m)

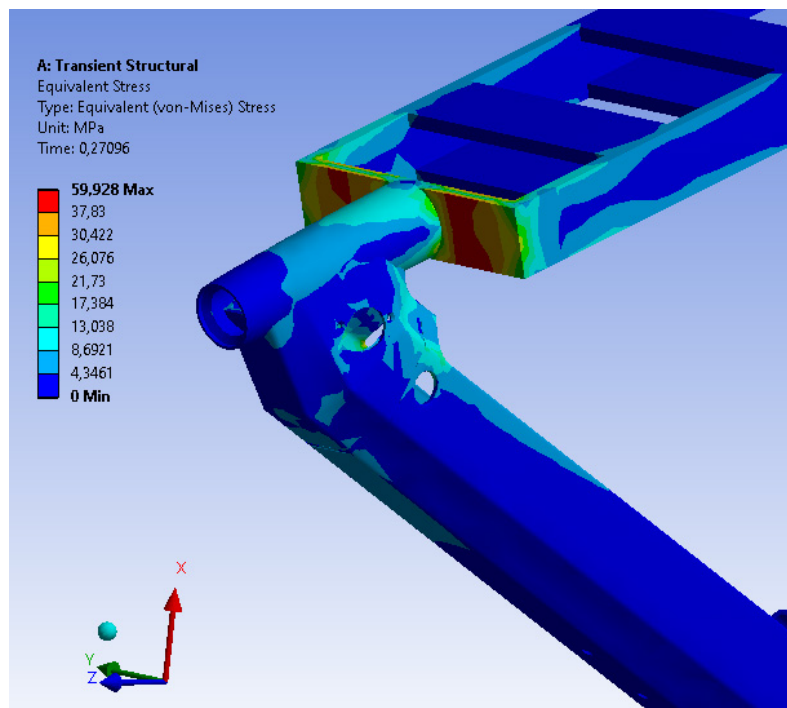
v_0 : kezdő sebesség $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

a: gyorsulás $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$

t: szabadesés ideje (s)

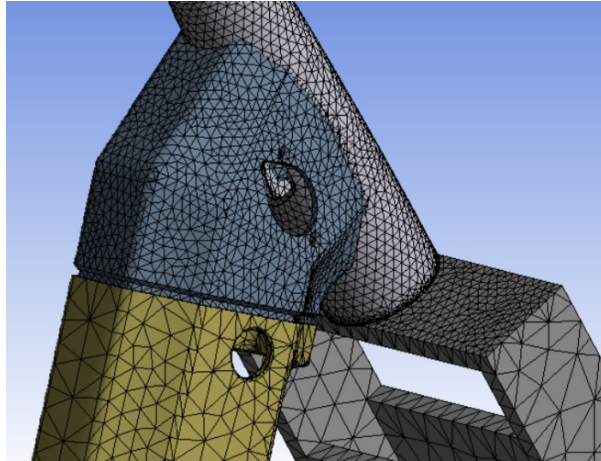
A számításoknak megfelelően a szabványban előírt 22,5 kg-ot 220,65 N-ra kell beállítani az ANSYS-ban erőként, a szabadesés idejét pedig 0,27 s-ra kell megadni. A szabadesés iránya az X tengely mentén vehető fel. A kapott értékeket az ANSYS-ba behelyettesítve, indítható a szimuláció. Ez azonban még nem lesz pontos, a vizsgálatot optimalizálni szükséges.

Az alap-hálózás után a feszültségi értékek megjelenítésével kaphatunk információt arról, hogy mely helyeken éri a legnagyobb igénybevétel a vázat. Ezt az Equivalent (von-Mises) Stress utasítással tehetjük meg. A megjelenített eredmény arra mutat rá, hogy a legnagyobb feszültség a villa homlokcsőhöz közeli részén, a homlokcsövön, illetve a két alkatrész csatlakozásánál ébred. Az értékek a 19. ábrán láthatóak, MPa-ban feltüntetve.



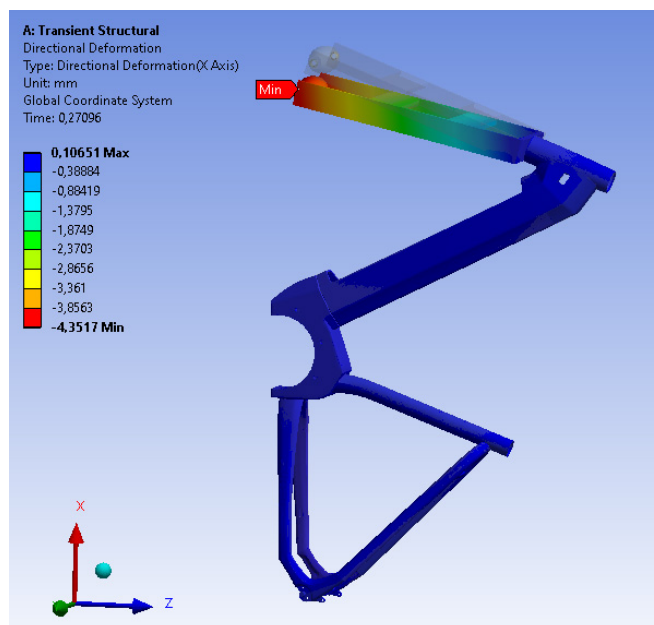
19. ábra: A legnagyobb feszültség mértéke és helye a próba-szimuláció után

A hálózás sűrítését ezeken a helyeken végeztem el, a felületeket 5 mm, az alkatrészek csatlakozását 0,1 mm sűrű hálózással láttam el. Továbbá a háló geometriáját tetraéderre módosítottam az alap négyszögről. A sűrűbb- és módosított geometriájú hálózás segítségével pontosabb eredmény számítható a kritikus helyeken.



20. ábra: Sűrített hálózás a kritikus helyeken

Mivel az X tengely mentén vagyunk kíváncsiak a maximális elmozdulás mértékére, az a Direction Deformation utasítással olvasható le. A 21. ábra alapján megállapítható, hogy ha a villára szerelt hengerre 22,5 kg tömeget ejtünk 360 mm magasságból, a váz maximális elmozdulása 4,35 mm az X tengely mentén, negatív előjellel. A szabvány 90 mm elmozdulást enged meg, így a konstrukció bőven a hibahatár alatt van. Továbbá a feszültségi szinteket megvizsgálva, a törés és repedés veszélye sem áll fenn. Az első vizsgálat sikeresnek tekinthető, a váz megfelelt.



21. ábra: A maximális elmozdulás az X tengely mentén

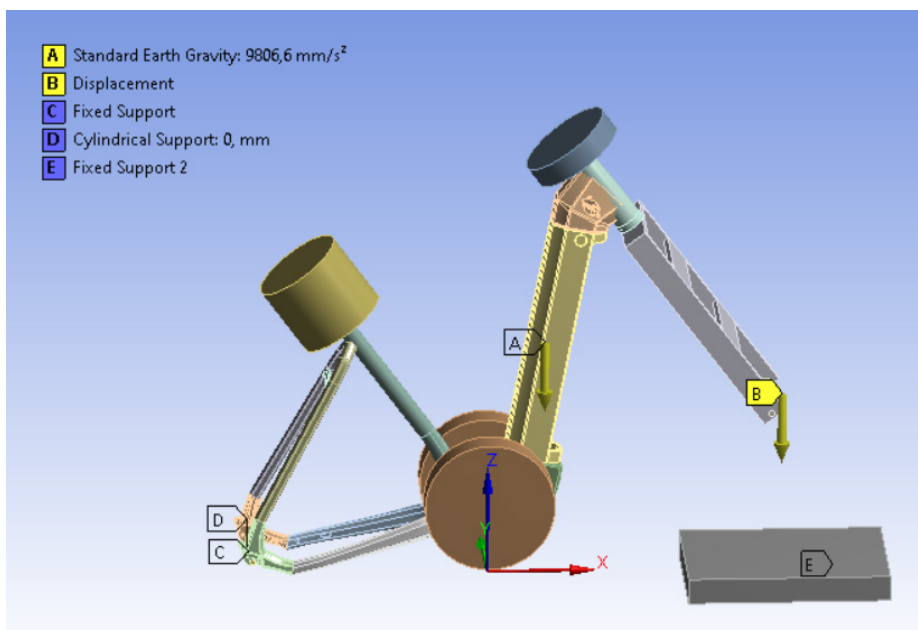
3.1.2 A váz és az első villa ütészvizsgálatának szimulációja

A második vizsgálatnál a teljes vázat ejtjük le 300 mm magasságból egy, az alumíniumnál szerkezetileg keményebb anyagra. Az alap vázra további tömegeket kell helyezni a szabvány szerint, a következő módon: A nyereghez 30 kg, a kormányrúd tetejére 10 kg, a középtengely két oldalára pedig 50 kg tömeget kell helyezni. A tömegeket már a 3D modellben elhelyeztem, itt beállítva az előírt méreteket, tömegeket. A befogás a hátsó tengelynél van előírva egy konzolhoz, amelyet Solid Edge-ben pontosan modelleztem.



22. ábra: A második szimuláció Solid Edge modellje

A befogást ANSYS-ban egy rúdszerű testtel helyettesítettem és fixen lekötöttem (C). A vázon lévő hátsó vázpapucskok és a rúd között súrlódásmentessé tettem a kapcsolatot a Contact menüpontban, Frictionless paranccsal. Ezen kívül beállítottam a vázpapucskok elfordulását (D) Cylindrical Support paranccsal oly módon, hogy azt csak érintő irányban engedélyeztem, sugár- és tengelyirányban nem. A komplett modellre a szabadesés (Standard Earth Gravity) parancsot (A) használtam, amelynek iránya a koordináta-rendszer alapján a Z tengely. A villára szerelt henger egy szerkezeti acélból készült testre zuhan, amelyet szintén Fixed Support paranccsal (E) kötöttem le.



23. ábra: A második szimuláció ábrázolása ANSYS-ban

A 300 mm távolságból és a nehézségi gyorsulásból az előző vizsgálathoz hasonlóan kiszámítható az idő, amely alatt a villára szerelt henger eléri a talapzatot.

$$d = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (5)$$

$$0,3 \text{ m} = 0 + \frac{1}{2} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot t^2$$

$$t = 0,247 \text{ s}$$

Ahol:

d: megtett út (m)

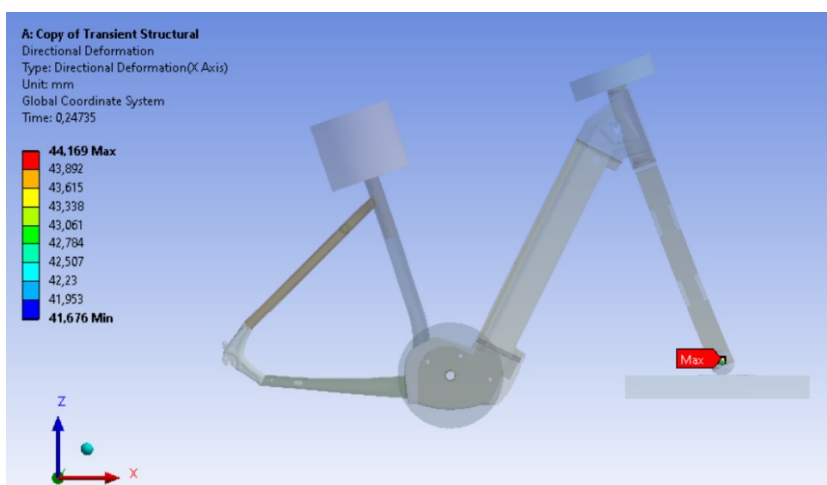
v_0 : kezdő sebesség $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

a: gyorsulás $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$

t: szabadesés ideje (s)

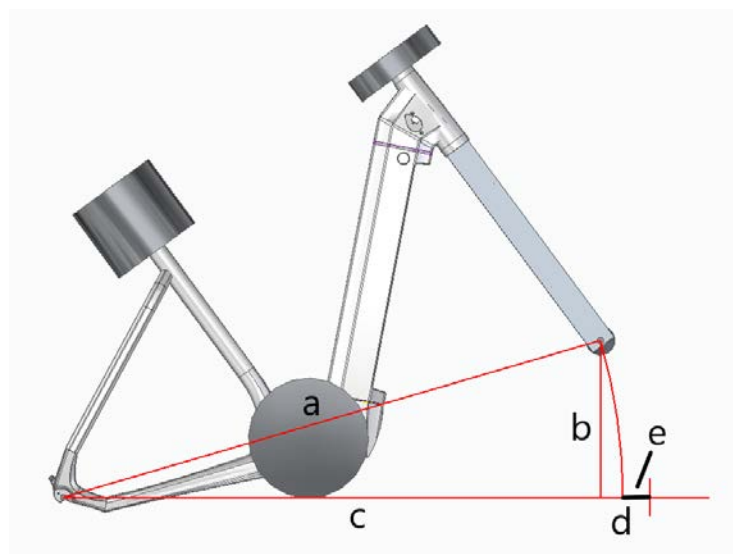
A kiszámított érték ismeretében a Displacement (B) paranccsal beállítottam a villa végére szerelt hengerre az elmozdulás irányát (Z tengely), mértékét (300 mm) és az ehhez szükséges időt (0,247 s). Az alap hálózás után megállapítható, hogy a váz ejtése a teljes konstrukciót megterheli. Ezért a hálózás sűrítését az egész vázra elvégeztem, hogy a

legpontosabb eredményt kapjam. A teljes vázat 5 mm, az illesztéseket pedig 0,1 mm hálómérettel láttam el.



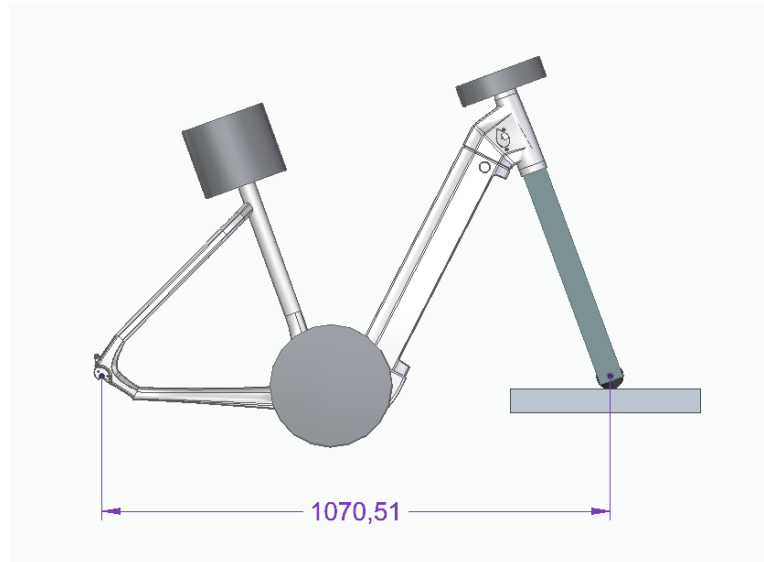
24. ábra: A váz X tengely menti elmozdulása a szimuláció lefuttatása után

A szimuláció során a váz X tengely menti elmozdulását kerestem a nyugalmi állapothoz képest, amit több lépcsőben lehetett elvégezni. A szimuláció eredményében (44,17 mm) a váz ejtés közben leírt íve is benne van, ezért azt ki kell vonni a pontos eredményhez. Ezt a 25. ábrán látható geometriai azonosságok segítségével számoltam ki, ahol (e) a keresett távolság.



25. ábra: Geometriai azonosságok a második szimuláció eredményéhez

Az (a) távolság a váz első- és hátsó tengely közötti távolságát jelöli, nyugalmi állapotban. Mivel a Solid Edge modell szolgált a szimuláció alapjául, az abban elvégzett mérést pontos eredménynek lehetett tekinteni. Ez alapján a tengelyek távolságaként 1070,51 mm-t mértem.



26. ábra: a váz első- és hátsó tengely közötti távolsága nyugalmi állapotban

A (b) távolság ismert, a váz ejtési magassága, amely szabvány szerint 300 mm. A (c) távolság egyszerűen számolható Pitagorasz tétellel:

$$a^2 = b^2 + c^2 \quad (6)$$

$$c = \sqrt{a^2 - b^2}$$

$$c = \sqrt{1070,51^2 - 300^2}$$

$$c = 1027,61 \text{ mm}$$

A (d) távolság az ANSYS által mért X tengely irányú elmozdulás, amely 44,17 mm. Ezekből a méretekből az alábbi képlet alapján számolható (e) távolság:

$$e = c + d - a \quad (7)$$

$$e = 1027,61 + 44,17 - 1070,51$$

$$e = 1,27 \text{ mm}$$

A szabványban maximum 15 mm eltérés megengedett a nyugalmi-, illetve a vizsgálatot követő állapot között. A mérést a hátsó tengely középvonala és a villára szerelt henger középvonala között végeztem el. A két állapot közötti eltérés 1,27 mm, tehát a váz megfelelt.

3.1.3 A hajtókarokra kifejtett erő segítségével elvégzett szimuláció

A harmadik vizsgálat egy fárasztásos vizsgálat, amelynek során a pedálokat (vagy pedál adaptereket) terheljük 1000 N erővel, 3 Hz frekvenciával. Solid Edge-ben pontosan ábrázoltam az első tengelynél lévő merev illesztést, illetve a hátsó tengelynél lévő, gömbcsuklóval megvalósított illesztést. Utóbbi konzoljának hosszát a Bonum Edge kerékméretéhez kellett igazítani, amely 28 coll méretű. A konzol pontos hosszát ennek felére, 14 collra, azaz 355,6 mm hosszúságra kellett méretezni. Pedál adaptert alkalmaztam, előírás szerint függőleges és azzal 45°-os szöget bezáró elemmel, 75 mm és 175 mm hosszúsággal. Ábrázoltam továbbá az adaptert és a hátsó illesztést összekötő merevítő kart is.



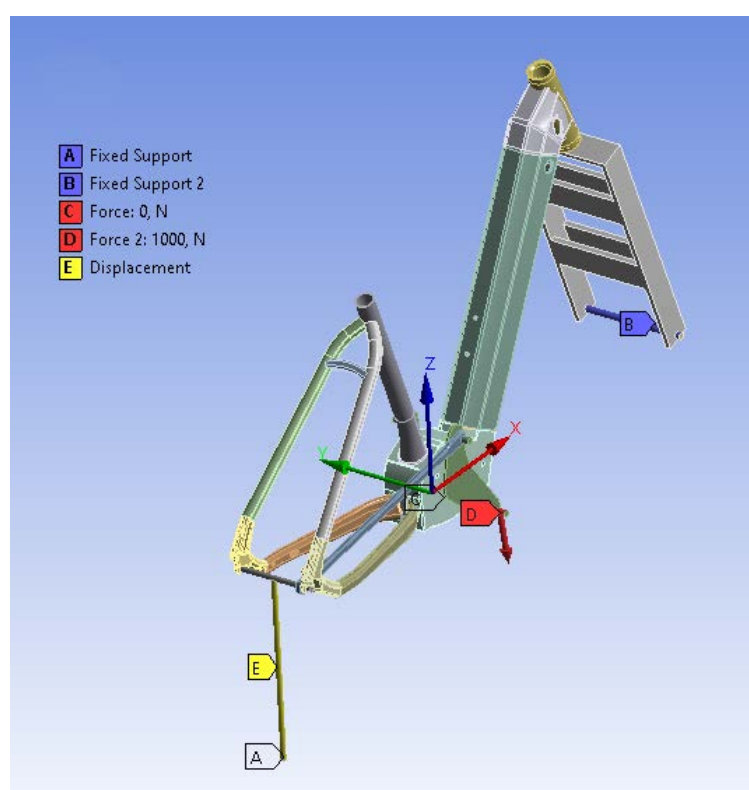
27. ábra: A harmadik szimuláció Solid Edge modellje

ANSYS-ban az első rögzítést a korábbi vizsgálatoknál ismertetett módon egy rúdszerű tartóval helyettesítettem és Fixed Support kényszerrel (A) láttam el. A hátsó tengely rögzítésnél engedélyeztem a csavarodó elmozdulást (B). A vizsgálatot 3 Hz frekvencián kellett elvégezni, ezt az ANSYS-ban időre váltottam:

$$f = \frac{1}{t} \quad (8)$$

$$3 \text{ Hz} = \frac{1}{t}$$

$$t = 0,33 \text{ s}$$



28. ábra: A harmadik szimuláció ANSYS modellje

A pedál adaptert terhelő erő támadáspontja a 45°-os alkatrész elem végén található. A két erő (C, D) felváltva terheli a pedálokat Erővonaluk a Z tengellyel 7,5°-os szöget zár be. Ennek kiszámítása egyszerű trigonometria azonossággal lehetséges, az 1000 N erőt elemeire bontva:

$$\cos \alpha = \frac{b}{c} \quad (9)$$

$$\cos 7,5^\circ = \frac{b}{1000 \text{ N}}$$

$$b = 991,44 \text{ N}$$

$$\sin \alpha = \frac{a}{c} \quad (10)$$

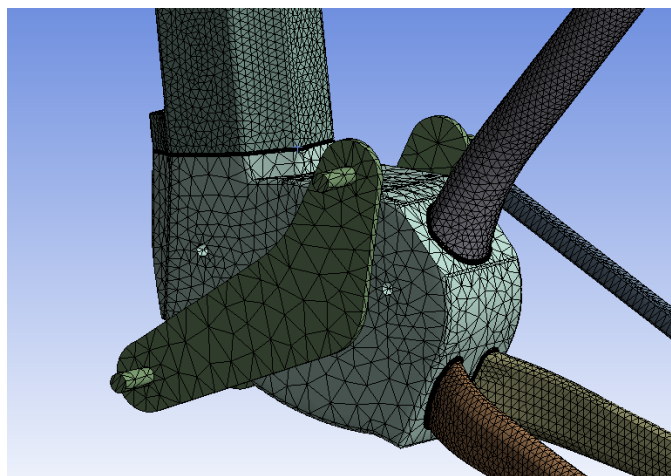
$$\sin 7,5^\circ = \frac{a}{1000 \text{ N}}$$

$$a = 130,53 \text{ N}$$

Tabular Data					Tabular Data						
	Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]		Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]
1	1	0,	0,	0,	0,	1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	0,3333	0,	130,53	-991,44	2	1	0,3333	0,	0,	0,
3	2	0,6666	= 0,	0,	0,	3	2	0,6666	= 0,	-130,53	-991,44
*						*					

29. ábra: A két erő megadása komponensekre bontva, a megfelelő időpillanatokban

Az alap hálózás és az erők megfelelő beállítása után a láncvillán, a nyeregcsövön és az alsócsövön figyelhető meg a legnagyobb feszültség érték. A hálózást ezeken a helyeken sűrítettem be, illetve az említett elemek és a motortartó-konzol találkozásánál.



30. ábra: A legnagyobb feszültség helyeken besűrített háló

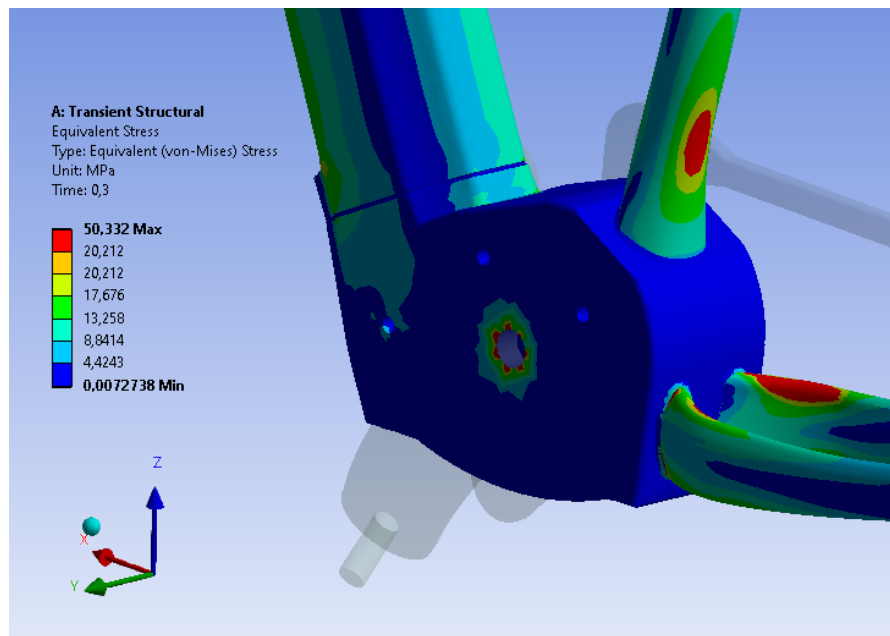
Az ANSYS nem tartalmazza a 6061-es alumínium anyagmodelljét. A fárasztásos vizsgálathoz szükséges anyagtulajdonság értékeit műszaki táblázatból kerestem ki. Az élettartam vizsgálathoz az alábbi paramétereket szükséges megadni:

- S_f' - Szilárdsági együttható: 505 MPa,
- b - Szilárdsági állandó: -0.082,
- N_{FL} - Ciklusszám

A maximális feszültség érték az alábbi összefüggéssel számolható:

$$S_{FL} = S_f' \cdot (N_{FL})^b \quad (11)$$
$$S_{FL} = 505 \text{ MPa} \cdot (100.000)^{-0,082}$$
$$S_{FL} = 196,47 \text{ MPa}$$

A beállított értékekkel és sűrített hálóval lefuttattam a szimulációt. A csúcstressz helye az előzetes számításoknak megfelelően a motortartó-konzol körül helyezkedett el. Equivalent (von-Mises) Stress utasítással leolvasható a vázat terhelő maximális feszültség értéke.



31. ábra: A harmadik szimuláció feszültség értékei

A hálózás finomítása előtt a pedálokat terhelő vizsgálat esetében a legnagyobb feszültségérték 47,91 MPa volt. Az optimalizálás után ez 50,33 MPa-ra nőtt, amely 0,3 s-nál éri a vázat. A legkritikusabb hely a láncvillákon, illetve a nyeregcsövön figyelhető meg. Mivel a szimuláció során mért érték nem éri el a számított 196,47 MPa maximális értéket, megállapítható, hogy a konstrukció maradandó károsodás nélkül képes elviselni a 100.000 ciklusszámot.

3.1.4 A horizontális erők segítségével elvégzett szimuláció

Az előbb ismertetett szimulációhoz hasonlóan, szintén fárasztásos vizsgálatról beszélhetünk. A szimuláció során a próbavilla végét oly módon rögzítjük egy surlódásmentes sínben, hogy kizárólag az X irányú elmozdulás a megengedett. A villa végére szerelt konzolt 600 N pozitív-, illetve negatív előjelű erőhatásnak tesszük ki, X tengely mentén. A frekvencia az előző vizsgálatnál megegyezően 3 Hz. A hátsó tengelyt a vázpapucsoknál egy konzollal rögzítettem. A konstrukciónak 100.000 ciklust kell elviselnie maradandó károsodás nélkül. Egy ciklus az első erőhatás kezdetétől a második erőhatás végéig tart.



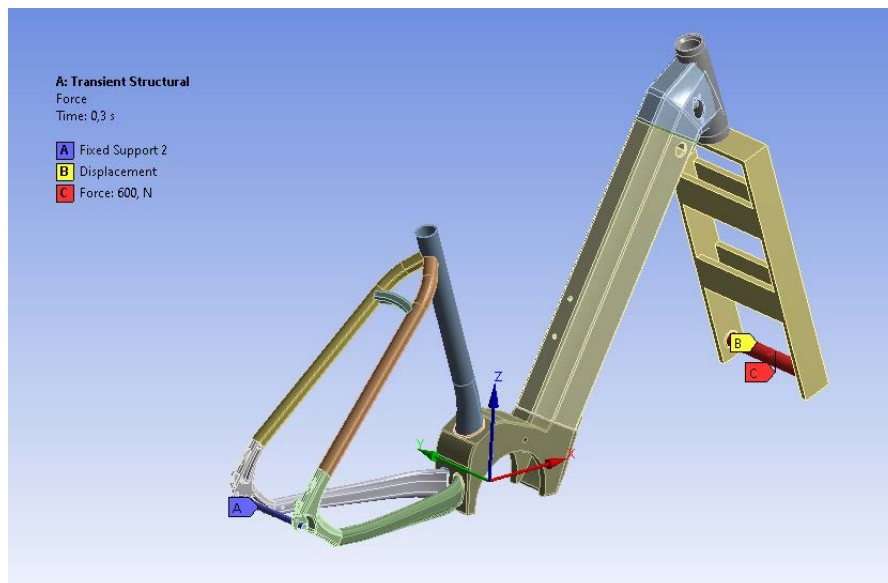
32. ábra: A negyedik szimuláció Solid Edge modellje

ANSYS-ban az első tengelynél a villa végére egy összekötő elemet helyeztem, amelynek szabadságfokait úgy állítottam be Displacement utasítással (B), hogy kizárólag az X irányú elmozdulás legyen megengedett. A vázon lévő hátsó vázpapucskok és a rúd között megszüntettem a súrlódást a Contact paranccsal. A két elem közötti kapcsolatot No frictionless-re állítottam, hogy az a vizsgálat eredményét ne befolyásolja. A hátsó tengelyt (A) Fixed Support kötéssel láttam el.

Tabular Data					
	Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]
1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	0,3	-600,	0,	0,
3	2	0,6	0,	= 0,	= 0,
4	3	0,9	600,	= 0,	= 0,
5	4	1,2	0,	= 0,	= 0,
*					

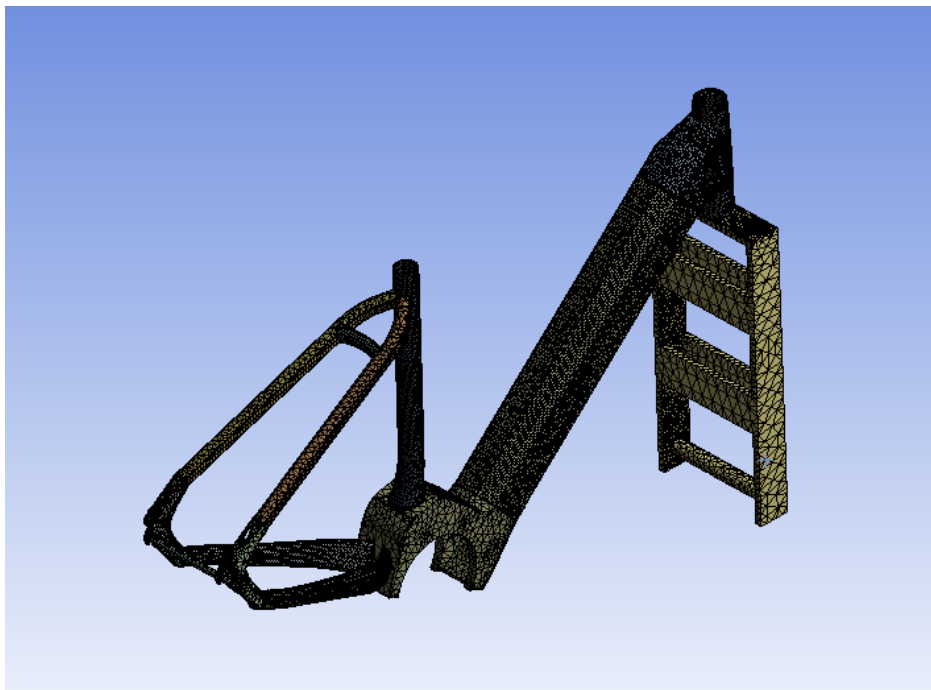
33. ábra: Az erő időbeni lefolyása és mértéke

Az erő (C) támadáspontja az összekötő elem középvonalában található. Időbeni lefolyása és mértéke a 33. ábrán figyelhető meg. A 3 Hz frekvencia átváltása megegyezik a harmadik szimulációban ismertetett 0,3 s-mal. A 600 N nagyságú erőt az adott időpillanatokban az irányának megfelelő előjelekkel adtam meg.



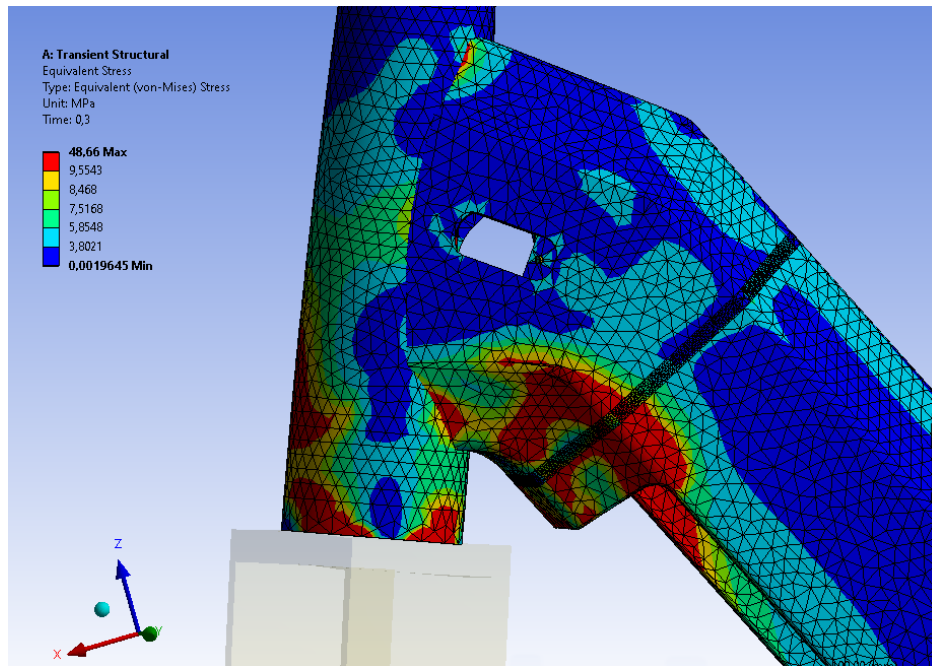
34. ábra: A negyedik szimuláció ANSYS modellje

A villa terhelésekor a homlokcső csatlakozását éri a legnagyobb feszültség. Ezt a területet 0,1 mm sűrűséggel hálóztam be. További jelentős terhelést kap a homlokcső, az alsócső, a láncvillák, valamint a nyeregcső is. Ezeket az alkatrészeket 5 mm sűrűséggel vettem figyelembe. A motorkonzolba csatlakozó elemek kapcsolódásánál szintén 0,1 mm-t állítottam be.



35. ábra: Sűrített háló a negyedik szimuláció esetén

A háló optimalizálása előtt 49,33 MPa maximális feszültséget mértem. A sűrített hálózás után ez 48,66 MPa-ra csökkent. A legnagyobb feszültség a negatív irányú igénybevétel maximális értékénél volt mérhető 0,3 s időpillanatban. A legkritikusabb helyek a homlokcső és az alsócső találkozásánál figyelhetők meg. Másodlagos terhelés éri továbbá a nyeregcsövet és a láncvillákat. A konstrukciónak 100.000 ciklust kell elviselnie, ezért használható a harmadik vizsgálat során végzett számítás a váz által elviselt maximális feszültséget illetően. Megállapítható, hogy mivel a vázat 48,66 MPa feszültség éri, és az nem haladja meg a számított 196,47 MPa maximális értéket, a váz megfelelt a vizsgálaton.



36. ábra: A negyedik szimuláció maximális feszültségértékei

3.1.5 A vertikális erő segítségével elvégzett szimuláció

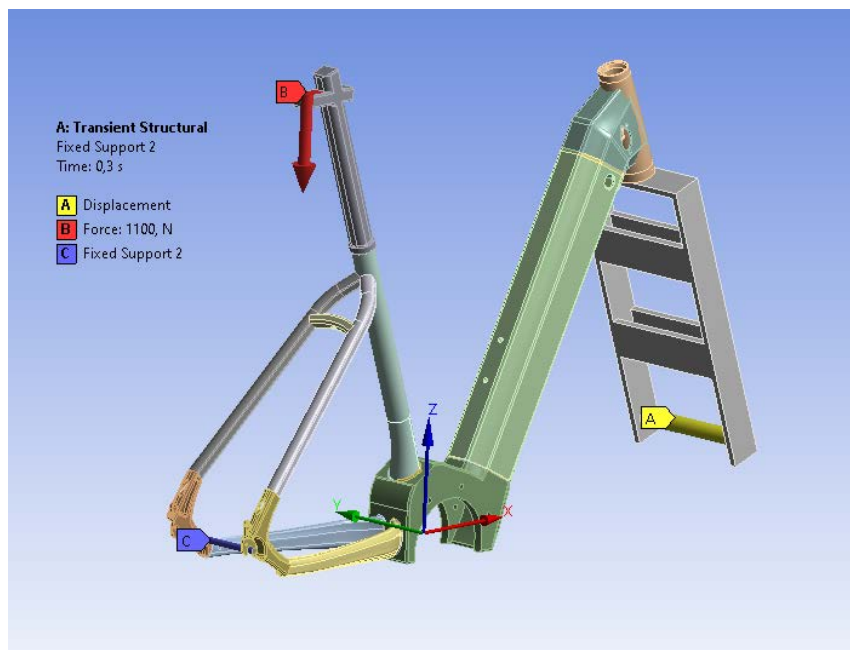
Az ötödik vizsgálat során vertikális erővel terheljük a vázat. Az erőt az ülést helyettesítő konzolon kell felvenni, amelynek hossza 250 mm a nyeregcső tövétől számítva. A konzol a nyeregcsőtől távolabb eső végén egy vízszintes toldásban végződik. Az erő támadáspontja a toldó csatlakozásától 70 mm távolságra, a konzol középvonalában található. Erővonala a Z tengely mentén hat negatív irányban, nagysága 1100 N.

Szintén fárasztásos vizsgálatról van szó, szabvány szerint a konstrukciónak 50.000 ciklust kell kibírnia. A frekvencia a korábban megismerteknek megfelelően 3 Hz. A hátsó tengely, illetve a villa rögzítésének módja teljes egészében megegyezik a negyedik vizsgálatnál megismerttel. Tehát a próbavilla végét egy surlódásmentes sínben rögzítjük és kizárólag az X irányú elmozdulás a megengedett. A hátsó tengelyt a vázpapucsoknál egy konzollal rögzítettem, és kizárólag a tengely körüli elfordulás megengedett.



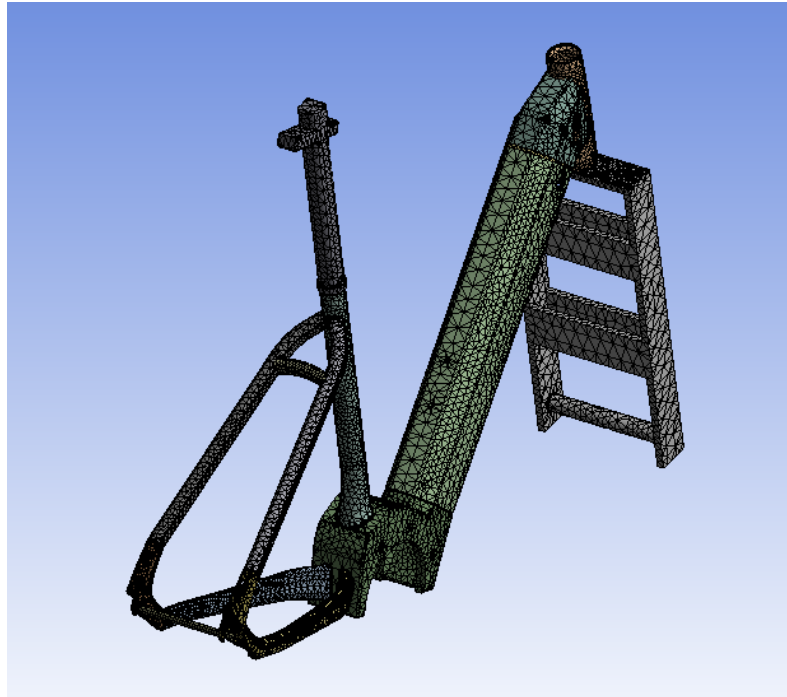
37. ábra: Az utolsó szimuláció Solid Edge modellje

Az ANSYS-ban alkalmazott támaszok teljes egészében megegyeznek a negyedik szimulációban leírtakkal. Az erő támadáspontját a szabvány szerint 70 mm-re helyeztem el a konzolon. Iránya a Z tengely mentén hat, negatív irányban, nagysága 1100 N. A 3 Hz frekvencia 0,3 s-mal került beállításra.



38. ábra: Az ötödik szimuláció ANSYS modellje

Az alap hálózás után megfigyelhető, hogy a legnagyobb terhelés a nyeregcsövet, a láncvillákat, illetve a támvillákat érinti. A hálózás finomítását az említett váz részekén végeztem el, különös tekintettel a csatlakozási pontokra.

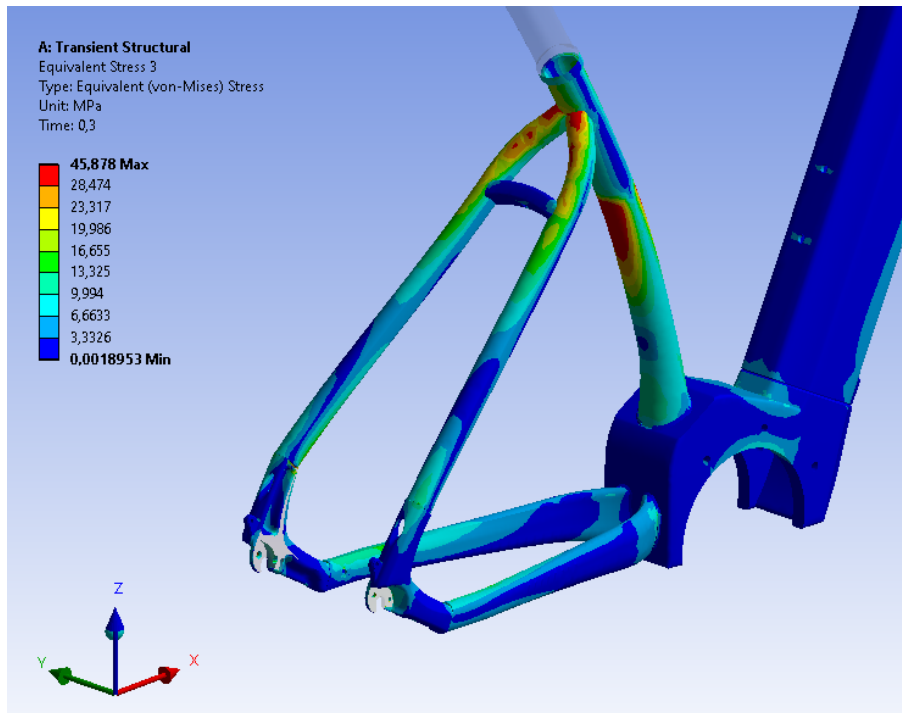


39. ábra: A besűrített hálózás a vertikális vizsgálatnál

A háló optimalizálása előtt a szimulációban 59,48 MPa maximális feszültséget mértem. A megengedhető legnagyobb feszültség értéket az 50.000 ciklusszámmal újra kellett számolni, az alábbi összefüggéssel:

$$\begin{aligned} S_{FL} &= S'_f \cdot (N_{FL})^b & (12) \\ S_{FL} &= 505 \text{ MPa} \cdot (50.000)^{-0,082} \\ S_{FL} &= 207,96 \text{ MPa} \end{aligned}$$

A hálózás optimalizálását követően lefuttattam a szimulációt. A legnagyobb mért feszültség értéke 45,88 MPa-ra csökkent. Ez megközelítőleg 13 MPa eltérést jelent, ami kizárólag a beállítások finomítása miatt adódott. A csúcspeszültség a ciklus végén, 0,3 s-nál éri a konstrukciót a támvilla és a nyeregcső csatlakozásánál. Valamint nagyobb terhelést kap a nyeregcső is.



40. ábra: A vázat terhelő feszültségek az ötödik szimuláció esetén

A számított érték alapján a szerkezet maximálisan elviselhető feszültsége 207,96 MPa, a vázat érő maximális feszültség pedig 45,88 MPa. Megállapítható, hogy a konstrukció megfelel az ötödik vizsgálat szabvány szerint előírt kritériumainak.

3.2 Javaslatok, további vizsgálatok

A vizsgált Bonum Edge váz valamennyi szimulációt sikeresen teljesítette. A kapott megnyugtató eredmények ismeretében érdemes további terhelésre is megvizsgálni a vázat. A szabvány 85 kg testtömegű felnőtt által kifejtett igénybevételt ír elő. A kerékpár piacon egyre nagyobb követelmény, hogy a nagyobb testtömeggel rendelkező kerékpárosok számára is biztonságosak legyenek a kerékpárok. A legnagyobb megengedett tömeget fel kell tüntetni a kerékpáron és erre vizsgáltatni kell a vázat. Nagyobb tömegű megfeleléssel piaci előnyt lehet elérni, szélesebb körben lesz eladható a kerékpár. Ennek megfelelően a kerékpár eladásánál erre a tömegre hivatkozhat a gyártó is. Az ismertetett vizsgálatok közül a 3. és 5. szimuláció függ a legközvetlenebbül az emberi tényezőtől. Mindezek alapján indokoltnak láttam a hajtókarokat, valamint a nyeret terhelő szimulációkat megismételni.

A szabványban előírt értékeket a duplájára emeltem, így jó közelítéssel a vázat 150 kg tömegre is lehet hitelesíteni.

3.2.1 A hajtókarokat terhelő szimuláció megismétlése

A megismételt 3. szimuláció esetében az erőket a korábbiakban ismertetett módszer szerint komponensekre kellett bontani. A kiindulási 1000 N terhelést 2000 N-ra emeltem pedálonként. Ennek megfelelően az erő összetevőkre az alábbi értékeket számoltam:

$$\cos \alpha = \frac{b}{c} \quad (13)$$

$$\cos 7,5^\circ = \frac{b}{2000 \text{ N}}$$

$$b = 1982,9 \text{ N}$$

$$\sin \alpha = \frac{a}{c} \quad (14)$$

$$\sin 7,5^\circ = \frac{a}{2000 \text{ N}}$$

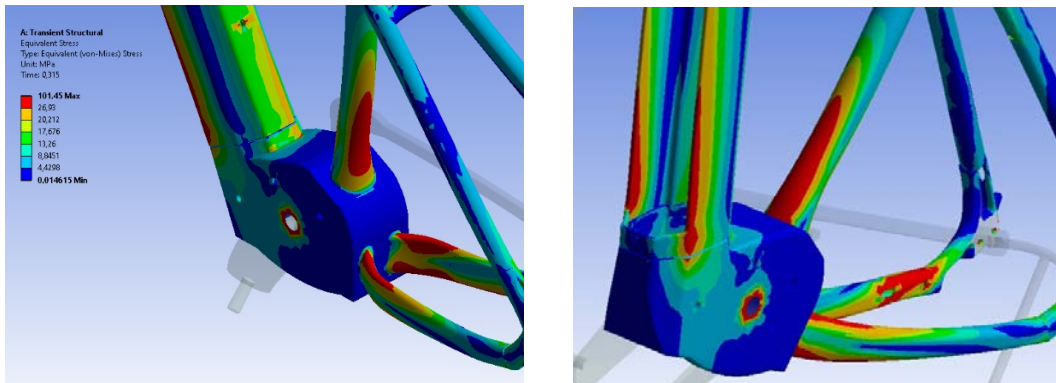
$$a = 261,05 \text{ N}$$

Tabular Data						Tabular Data					
	Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]		Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]
1	1	0,	0,	0,	0,	1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	0,3	0,	261,05	-1982,9	2	1	0,3	0,	0,	0,
3	2	0,6	= 0,	0,	0,	3	2	0,6	= 0,	-261,05	-1982,9
*						*					

41. ábra: A két erő megadása komponensekre bontva, nagyobb terheléssel

A megismételt szimuláció során a maximális feszültség 101,45 MPa-ra növekedett. A legkritikusabb helyek továbbra is a láncvillák, a nyeregcső, illetve ezen alkatrészek

csatlakozásánál fedezhető fel. Ezen felül ilyen terhelésnél már a vázpapucskok, illetve az alsócső is extra igénybevételnek vannak kitéve.

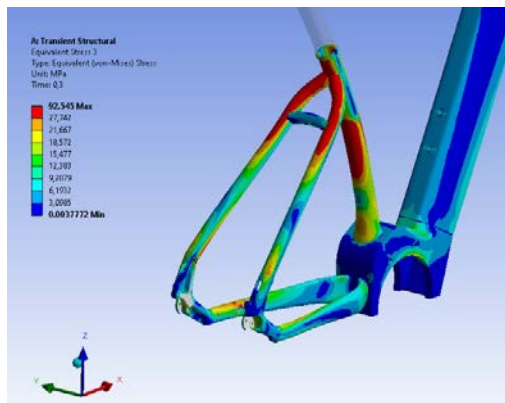


42. ábra: Feszültségcsúcsok a megnövelt terhelés esetén

A legnagyobb mért feszültség bár az eredetihez viszonyítva több mint a duplájára nőtt, így is a megengedett határon belül maradt, ezért a vázat nagyobb tömegre is lehet hitelesíteni.

3.2.2 A nyeret terhelő vizsgálat megismétlése

A megismételt 5. szimuláció során az eredeti 1100 N terhelést 2200 N-ra növeltem. Az erő vonala ennél a vizsgálatnál nem igényelt komponensekre bontást. A Z tengellyel párhuzamosan, negatív irányban kellett felvenni, támadáspontja pedig a nyeregkonzol korábban ismertetett helyén található.



43. ábra: Maximális feszültség helyek megnövelt terhelés esetén

A szimuláció eredménye a 43. ábrán figyelhető meg. A legnagyobb mért feszültség értéke 92,55 MPa-ra növekedett. A kritikus helyek megegyeznek a kisebb terheléssel végzett szimuláció helyeivel. Az előző vizsgálathoz hasonlóan, az emelt terhelésnél ebben az esetben is pluszterhelést kap a vázpapucs is, főként a láncvillák csatlakozásánál. Mivel az így kapott legnagyobb feszültség nem éri el a megengedett értéket, a vázat ennek a vizsgálatnak a kapcsán javasolt lenne nagyobb terhelésre is hitelesíttetni.

3.3 Az eredmények összefoglalása

A vizsgálatok elvégzése után megállapítható, hogy valamennyi esetében egyéni beállításokra, finomításokra volt szükség, amelyeket körültekintően elvégeztem. A közös pontot a hálózás módszerének és geometriájának beállítása jelentette. A vizsgálatok során bebizonyosodott, hogy a paraméterek optimalizálásával (finomabb hálózás elhelyezésével) lényegesen pontosabb eredmény kapható. Az egyes vizsgálatoknál ez több MPa különbséget eredményezett.

Az első vizsgálat esetében a legnagyobb feszültség a villa homlokcsőhöz közeli részén, a homlokcsövön, illetve a két alkatrész csatlakozásánál ébredt. Ezeken a pontokon kellett a hálózást módosítani. Az optimalizálás után lefuttatott szimuláció eredménye 4,35 mm elmozdulást mutatott. A szabványban megengedett 90 mm-től lényegesen elmarad, a vizsgálat sikeres volt.

A második vizsgálat során a teljes vázat nagymértékű terhelés érte, ezért a finomítást a teljes konstrukción elvégeztem. A váz hosszának nyugalmi- és szimuláció utáni állapotát megmérve 1,27 mm eltérést tapasztaltam. A szabványban 15 mm maximális eltérés megengedett, ezért kijelenthető, hogy a konstrukció ennek a vizsgálatnak is megfelelt.

Az eddigi vizsgálatok esetében adott irányú elmozdulást kellett mérni. A pedálokat terhelő szimulációtól kezdődően fárasztásos vizsgálatokat kellett elvégezni. A harmadik szimuláció összetett paraméterezést igényelt. Az erők időbeni lefolyását és erővonalát nagy pontossággal kellett beállítani. A számítások utáni elvégzett próba-szimuláció a motortartó konzolhoz kapcsolódó alkatrészekben mutatta a legnagyobb feszültségeket. Amíg próba után a legnagyobb feszültségérték 47,91 MPa volt, ez az optimalizálás után 50,33 MPa-ra

nőtt. A végső érték nem éri el a számított 196,47 MPa legnagyobb megengedhető terhelést, ezért a váz ezt a szimulációt is sikeresen teljesítette.

A negyedik vizsgálat során horizontális erőkkel kellett terhelni az első villát. Mivel a vázat a hátsó tengelynél rögzítettem, a várakozásoknak megfelelően a legnagyobb terhelés a homlokcső csatlakozásait érte. Az optimalizálást ezen a területen végeztem el. A próba szimuláció után 49,33 MPa maximális feszültséget mértem a kritikus helyen. A sűrített hálózás után ez 48,66 MPa-ra csökkent. Mivel az anyagmodell alapján számított 196,47 MPa-t nem éri el a mért érték, a konstrukció ennek a vizsgálatnak is megfelelt szabvány szerint.

Az utolsó szimuláció a negyedikhez hasonlítható, de ebben az esetben nem horizontális, hanem vertikális erővel kellett terhelni a vázat. Mindezt egy speciális, kerékpárnyerget helyettesítő konzolon. Az erő támadáspontjának meghatározása ebben az esetben is kiemelt pontosságot igényelt. A próba szimulációt követően az eredmények azt mutatták, hogy a nyeregcsövet, valamint a lánc- és támvillákat érte a legnagyobb feszültség, amelynek maximális értéke 59,48 MPa volt. Tekintettel az alkatrészek darabszámára, illetve, mivel a legtöbb ezek közül a motor konzolba csatlakozik, a rögzítési pontok kiemelt szerepet kaptak a hálózás sűrítésénél. A végső szimulációnál mért maximális feszültség 45,88 MPa volt. Ebben az esetben tehát lényeges eltérés volt tapasztalható, amely kissé meglepő a korábbi eredményekhez képest. A váz a szabványban rögzített ciklusszám mellett 207,96 MPa feszültséget képes elviselni, amely jóval meghaladja a vizsgálatkor mért értéket. A konstrukció ezt a vizsgálatot is sikerrel vette.

Mivel a szabványban előírt értékekkel elvégzett vizsgálatokat a váz sikeresen teljesítette, indokolt volt az egyes szimulációk módosítása, majd ismételt lefuttatása. Azokra a szimulációkra helyeztem a hangsúlyt, amelyeknél a legjobban érvényesül az ember által kifejtett, a vázat érő terhelés. Ez a felvetés a 3. és az 5. szimulációkra teljesül. Előbbi a hajtókarokat-, utóbbi a nyerget terhelő erőkkel végzett szimulációkat érinti. Mindkét szimulációt megismételtem oly módon, hogy az előírt terheléseket a kétszeresére növeltem. Ezáltal a szabványban 85 kg tömegre optimalizált túrérszámát kb. 150 kg teherbírássra növeltem. A megismételt szimulációk a megemelt terhelés ellenére szintén pozitív eredményt hoztak. A hajtókarokat terhelő szimuláció maximális feszültségértéke bár 101,45 MPa-ra növekedett, az így is az előírt érték alatt maradt. Hasonlóképpen a

nyerget terhelő vizsgálat, ahol a legnagyobb feszültség 92,55 MPa-ra növekedett, megfelelt a szabványban előírt kritériumoknak.

4. Összefoglalás

Szakedolgozatomban az elektromos rásegítéssel működő kerékpárok vázának végeelem analízis vizsgálatát és annak optimalizálását tűztem ki célul. A gyártók számára kulcsfontosságú, hogy a lehető legrövidebb idő alatt reagálni tudjanak a megváltozott műszaki- és szerkezeti igényekre, illetve, az esetleges konstrukciós hibákból adódó mérés ismétlések, szerszámmódosítások költségei megelőzhetőek legyenek. A szakdolgozat ebben kívánt hatékony segítséget nyújtani azzal, hogy a meglévő mechanikai vizsgálatokat végeelem szimulációval helyettesítette.

A dolgozatban ismertettem a Pedelec fő típusait és működési elvét. Bemutattam az Olimpia Kerékpár Kft. által gyártott, Gepida Bonum Edge típusú elektromos rásegítésű kerékpárt. Ismertettem annak rész egységeit, illetve kitértem a váz felépítésére is. Részletesen megvizsgáltam a kerékpárok biztonsági követelményeivel foglalkozó szabványt és az abban tárgyalt kritériumokat, amelyeknek egy vizsgálat során meg kellett felelni.

A szimulációkat két lépcsőben végeztem el. Első lépésként az adott vizsgálat valamennyi elemét Solid Edge programmal, 3D modellben ábrázoltam. A vázon kívül, a minden vizsgálatra speciálisan jellemző tömeget, konzolt szintén modelleztem. Különös figyelmet fordítva az anyagminőségre, illetve a szimulációkban előírt távolságokra, szögekre és tömegekre. Második lépésként az ANSYS végeelem szimuláció szoftverrel elvégeztem a vizsgálatokat, a hagyományos terhelési vizsgálatokkal megegyezően. Kiszámoltam és értékeltem a vázra ható erőket, terheléseket. A vizsgálatokat a gyártási helyszínen alkalmazott módszerekkel és azok sorrendjében végeztem el.

A szimulációk lefuttatását követően kiértékeltem a vizsgálati eredményeket. Összehasonlítottam a szabványban előírt kritériumokat a szimulációk során kapott értékekkel. Mivel a váz valamennyi vizsgálatnak megfelelt, indokolt volt egyes szimulációk módosítása, majd ismételt lefuttatása. A közvetlen emberi tényező miatt a hajtókarokat-, valamint a nyeret terhelő szimulációkat ismételt meg. A szabványban előírt értékeket a duplájára emeltem, amelyet a váz szintén sikerrel teljesített. Ennek eredményeképpen jó közelítéssel a vázat 85 kg tömegű felhasználó helyett, 150 kg tömegűre is lehet hitelesíteni.

5. Summary

In my thesis, I aimed to investigate the finite element analysis of the frame of bicycles with electric assistance and its optimization. It is crucial for manufacturers to be able to react to the changed technical and structural needs in the shortest possible time, and to prevent the costs of repeated measurements and tool changes due to possible design errors. tests were replaced by finite element simulation.

In the thesis, I described the main types of pedelecs and their operating principle. I presented the Gepida Bonum Edge type electric bicycle manufactured by Olimpia Kerékpár Kft. I explained its sub-units, as well as the structure of the frame. I have looked in detail at the standard dealing with safety requirements for bicycles and the criteria discussed in it that must be met during an inspection.

I performed the simulations in two stages. As a first step, I represented all the elements of the given test in a 3D model with the Solid Edge program. In addition to the frame, I also modeled the mass, the bracket, which is specially characteristic for each test. Paying particular attention to material quality and the distances, angles and masses prescribed in the simulations. As a second step, I performed the tests with the ANSYS finite element simulation software, in the same way as traditional load tests. I calculated and evaluated the forces and loads acting on the frame. I performed the tests using the methods used at the production site and in their order.

After running the simulations, I evaluated the test results. I compared the criteria prescribed in the standard with the values obtained during the simulations. Since the frame met all the tests, it was justified to modify some simulations and then run them again. Due to the direct human factor, I repeated the simulations loading the crank arms and the saddle. I doubled the values prescribed in the standard, which the frame also successfully fulfilled. As a result, with a good approximation, the frame can be certified for a 150 kg user instead of an 85 kg user.

6. Nyilatkozatok

NYILATKOZAT

a záródolgozat/szakdolgozat/diplomadolgozat/portfólió¹ nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve: **Boda Attila**
A Hallgató Neptun kódja: **JDG2ON**
A dolgozat címe: **Kerékpár váz végeelem terheléses vizsgálata és optimalizálása**
A megjelenés éve: **2023**
A konzulens tanszék neve: **Járműtechnika Tanszék**

Kijelentem, hogy az általam benyújtott szakdolgozat egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, s az irodalomjegyzékben szerepeltettem.

Ha a fenti nyilatkozattal valótlan állítottam, tudomásul veszem, hogy a Záróvizsga-bizottság a záróvizsgából kizár és a záróvizsgát csak új dolgozat készítése után tehetek.

A leadott dolgozat, mely PDF dokumentum, szerkesztését nem, megtekintését és nyomtatását engedélyezem.

Tudomásul veszem, hogy az általam készített dolgozatra, mint szellemi alkotás felhasználására, hasznosítására a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem mindenkori szellemi tulajdon-kezelési szabályzatában megfogalmazottak érvényesek.

Tudomásul veszem, hogy dolgozatom elektronikus változata feltöltésre kerül a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem könyvtári repozitóri rendszerébe.

Kelt: 2023. április 18.



Hallgató aláírása

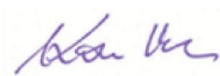
KONZULTÁCIÓS NYILATKOZAT

Boda Attila (hallgató Neptun azonosítója: *JDG2QN*) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a szakdolgozatot áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A szakdolgozatot a záróvizsgán történő védeésre javaslom / nem javaslom¹.

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem*²

Kelt: 2023, április 13.



Belső konzulens

7. Irodalomjegyzék

[1]: Magyar Szabványügyi Testület (2016): Kerékpárok. A kerékpárok biztonsági követelményei, 6. rész: Váz- és villavizsgálati módszerek. MSZ EN ISO 4210-6.

[2]: Murlasits A. (2017): Elektromos kerékpárok nagykönyve. Amelior Kft., Budakalász, 144 p.

[3]: Nagy S. (1988): Kerékpárosok könyve. Sport Könyvkiadó, Budapest, 181 p.

[4]: Oldal I. (2015): A végeelem-módszer kialakulásának története, a módszer fejlődése, elterjedése, szerepe a gépészmérnöki tervezői munkákban. SZIE jegyzet, Gödöllő, 13 p.

[5]: Oldal I. (2015): Végeelem-módszer alkalmazásának gyakorlata a gépészeti tervezésben. Magyar Mérnöki Kamara, Gépészeti Tagozat, 31 p.

[6]: Olimpia Kerékpárgyártó Kft. (2023): Gepida kerékpár katalógus. Budapest, 72 p.

[7]: Páczelt I. & Szabó T. & Baksa A. (1997): A végeelem-módszer alapjai. ME jegyzet, Miskolc, 243 p.

[8]: Pere B (2011): Végeelem analízis (óravázlat). SZE jegyzet, Győr, 76 p.

[9]: Schlosser T. (1997): A kerékpár. Magyar Könyvklub, Budapest, 168 p.

[http 1]: Az e-bike-működése - műszaki kérdések és válaszok.
<https://www.balatonbiketour.com/hir/ebike-mukodese> (2022. november)

[http 2]: Constant Amplitude Stress-Life Analysis.
<https://www.efatigue.com/constantamplitude/stresslife/#a> (2022. november)

[http 3]: Gepida világa. <https://gepida.hu/gepida-vilaga> (2022. november)

[http 4]: Kerékpár akkumulátorok. <https://gepida.hu/technologia/akkumulatorok>
(2022. november)

[http 5]: Kerékpár motorok. <https://gepida.hu/technologia/meghajto-egysegek>
(2022. november)

[http 6]: Mesh Methods and Element Types in ANSYS Workbench.
<https://www.mechead.com/mesh-methods-and-element-types-in-ansys-workbench>
(2022. november)

8. Köszönetnyilvánítás

Ezúton szeretném kifejezni köszönetemet belső témavezetőmnek, Prof. Dr. Kiss Péternek, hogy áldozatos munkájával segítette a szakdolgozatom létrejöttét, mindemellett tanácsaival és észrevételeivel hozzájárult munkámhoz.

Ezen kívül szeretném megköszönni Pirbus Péternek, hogy külső konzulensként időt szentelt rám és szaktudásával valamint hasznos észrevételeivel sikeresen támogatta szakdolgozatom létrejöttét.

Külön köszönöm Dr. Csatár Attila végeselem szimulációkban nyújtott szakmai segítségét.

Végül köszönetemet szeretném nyilvánítani az egyetem dolgozóinak, tanárainak, hogy kitartó módon hozzájárultak személyes tudásom gyarapításához és versenyképes ismereteket szerezhettem tanulmányaim során.