

DIPLOMADOLGOZAT

Ferenczi Péter

2025



Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem

Szent István Campus

Műszaki Intézet

Gépészmérnök mesterképzési szak

LESZORÍTÓ VILLA REKONSTRUKCIÓS TERVEZÉSE

Belső konzulens:	Dr. Oldal István egyetemi docens
Belső konzulens intézete/tanszéke:	Műszaki Intézet Gépszerkeztani Tanszék
Társkonzulens:	Bércesi Gábor egyetemi tanársegéd
Társkonzulens intézete/tanszéke:	Műszaki Intézet Járműtechnika Tanszék
Külső konzulens:	Remenyik Balázs egyéni vállalkozó
Készítette:	Ferenczi Péter IS95UW nappali tagozat

Gödöllő

2025

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Ezúton szeretném kifejezni köszönetemet konzulenseimnek a diplomadolgozat elkészítése során nyújtott szakmai segítségükért, támogatásukért és iránymutatásukért.

Külön köszönettel tartozom Eszenyi Balázsnak a szükséges alkatrészek beszerzésében nyújtott segítségéért.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés és célkitűzés.....	2
2. Szakirodalmi áttekintés.....	3
2.1. Belsőégésű motorok.....	3
2.1.1. Dízel üzemű motorok.....	3
2.1.1.1 Dízel üzemű motorok üzemanyagellátása.....	4
2.2. Gépalkatrészek tönkremeneteli módjai.....	5
2.3. Alkatrészek kifáradása.....	6
2.3.1. A kifáradás folyamata.....	7
2.3.2. Kifáradási szilárdság.....	8
2.3.3. Kifáradást befolyásoló tényezők.....	10
2.3.4. Változó amplitúdójú terhelés.....	11
2.4. Erőmérési módszerek.....	12
2.4.1. Nyúlásmérő bélyeges erőmérő cellák.....	13
2.4.2. Nyúlásmérő bélyegek.....	13
3. Alkatrész és analízis bemutatása.....	14
4. Leszorító nyúlásának mérése.....	15
4.1. Csavar előfeszítés meghatározása.....	23
5. 3D modellek elkészítése és hálózás.....	26
6. Modell felépítése, hálózása és konvergenciavizsgálat.....	27
7. Terhelő erő meghatározása.....	31
8. Alkatrész élettartamának növelése.....	41
9. Következtetések.....	45
10. Összefoglalás.....	46
11. Summary.....	47
12. Irodalomjegyzék.....	48
13. Ábrajegyzék.....	51
14. Táblázatok jegyzéke.....	52

1. Bevezetés és célkitűzés

A diplomadolgozatom keretén belül, a saját autóm egyik alkatrészének, az üzemanyagbefecskendező leszorító villájának mechanikai vizsgálatát végzem el. Az autó egy 2013-as évjáratú Peugeot 308 T7, az 1,6 literes 9h06 motorkódú HDi dízel motorral szerelve. Az autóvásárlás során a számításba került modellek között ez is szerepelt, mivel alacsony üzemanyagfogyasztása, valamint ismerettségi körömbé tartozó szakemberek és felhasználók visszajelzései alapján megbízhatósága miatt kedvező választásnak tűnt. A motorral és az autóval kapcsolatban generálisan kevés meghibásodás tapasztalható. A tárgyalt típus részletesebb megismerése és az ezzel kapcsolatos információk feltárása során, egy autószerelők és szakmabeliek által is megerősített típushibára lettem figyelmes. Az autóban található 1,6 literes erőforráscsalád esetében az üzemanyagbefecskendező leszorító villák törése gyakran előfordul. Korábban más autótípusnál nem talákoztam hasonló jelenséggel, problémával, ezért különösen felkeltette az érdeklődésemet. Az autóban található alkatrész gyári cikkszáma 1982G3.

Az alkatrész üzemi körülmények között ismétlődő terhelésnek van kitéve, ez alapján feltételezhető, hogy a meghibásodás kifáradás eredetű. A dolgozatom során méréssel szeretném meghatározni az alkatrészre ható üzemi körülmények között jelentkező terhelések mértékét, és ezek alapján elvégezni az alkatrész szilárdsági és kifáradási vizsgálatát. A feltárt terhelési szint függvényében kielemezni az alkatrész váltakozó terhelés ellenébeni teljesítményét, és meghatározni, hogy az alkatrész tönkrementelében szerepet játszik-e kifáradási mechanizmus, valamint a lehetőségek szerint javítani az alkatrész konstrukcióján.

2. Szakirodalmi áttekintés

2.1. Belsőégésű motorok

A belsőégésű motorok kalorikus gépek, amelyek a felhasznált tüzelőanyag kémiai energiáját, annak elégetésével felszabadítva mechanikai munkává alakítják. A belsőégésű motorok napjainkban széles körökben elterjedtek, számos helyen előfordulnak, legfőképpen a közlekedésben, de különböző felhasználói kis és nagygépekben is. A közúti közlekedésben a szikragyújtású benzinüzemű, és a kompressziógyújtású dízelüzemű motorok a legelterjedtebbek. Itt az energia átalakítása 4 ütemben történik. A hengerben a dugattyú lefelé mozgása során friss töltet kerül az égéstérbe, amit a következő ütemben felfelé mozgó dugattyú összesűrit. Az összesűritett töltet meggyullad, és az itt keletkező gázok expanziója során energia szabadul fel, amely lefelé nyomja a dugattyút, ezáltal munkát kifejtve. A gázok expanziója után a dugattyú ismét felfelé mozgása után a gázok távoznak a kipufogószelepen keresztül, ezáltal előkészítve a következő ciklust. (Wikipedia (N. a.); J. B. Heywood (1988))

2.1.1. Dízel üzemű motorok

A dízel üzemű motorok kompressziógyújtásos elven működnek, azaz a befecskendezett üzemanyag nem külső energiabevitel segítségével gyullad meg, hanem a sűrités okozta magas hőmérséklet és nyomás végett. Napjainkban a 4 ütemű dízel motorok a legelterjedtebbek, amelyek tüzelőanyagként gázolajat használnak, amely energiatartalma magasabb a benzinhez képest.

A dízel üzemű motorok a szikragyújtásos motorokkal ellentétben nem kész töltetet, hanem csak levegőt szívnak be. Magas, akár 23:1-es kompresszióviszonnyal dolgoznak, ezért hatásfokuk jelentősen jobb. A tüzelőanyag befecskendezése a sűrités végéhez közeledve történik magas nyomáson, általában több részben, a gázolaj lassabb égése miatt. Ezt kihasználva a dízel motorok jellemzően hosszabb lökettel rendelkeznek, így magasabb nyomatékot képesek leadni. A tüzelőanyag a nagy nyomás és hő hatására gyullad be külső energia nélkül. A munkaütem lefutása után a gázok távoznak az égéstértől a dugattyús motorok általános működésének megfelelően.

A teljesítményszabályozás kizárólag a befecskendezett tüzelőanyag mennyiségének variálásával történik. Minden ciklus megkezdésekor maximális légmennyiség kerül

beszívásra. A normál üzemi működés jellemzően szegény keverékkel történik a kedvezőbb fogyasztás és alacsonyabb károsanyag kibocsátás elérése érdekében. Az égési folyamat során diffúziós láng keletkezik, amelynek során az oxigénnek diffúz módon kell eljutnia a tüzelőanyaghoz. Az égés a keverékképződés befejezése előtt megkezdődik, így a hengerben heterogén keverék van jelen. (Wikipedia (N. a.); Bukovinszky M. (2008); Massachusetts Institute of Technology (N. a.); Kálmár I., Stukovszky Zs. (1998))

2.1.1.1 Dízel üzemű motorok üzemanyagellátása

A nagy pontosságú üzemanyagellátás nélkülözhetetlen a megfelelő működéshez. A hagyományos befecskendező rendszerek teljesen mechanikus elven működtek, ide tartoztak a soros adagolók, majd a fejlettebb elosztó adagolók, majd a 2000-es évek elejéig is még gyártásban lévő PD, azaz adagolóporlasztó rendszerek. A modern dízelmotorok kizárólag common-rail, azaz közös nyomócsöves rendszert használnak. Ezek már teljesen elektronikus szabályozású rendszerek, és jelentősen nagyobb pontossággal rendelkeznek, mint mechanikus elődjei. Alapvető felépítését tekintve a common-rail rendszerek egy nagynyomású tüzelőanyagszivattyúból, a közös nyomócsőből, valamint a nagynyomású porlasztókból és az elektromos vezérlőrendszerből állnak.

A nagynyomású szivattyú állnadó 1800-2500 bar nyomáson tartja a közös nyomócsövet. Ehhez vannak hozzákapcsolva a porlasztók, így a porlasztók egymástól függetlenül képesek a befecskendezésre. A befecskendezett mennyiség, a befecskendezési időtartam és a befecskendezési szakaszok pontosan állíthatóak az elektromos vezérlésnek köszönhetően. A nagy befecskendezési, valamint égési csúcsnyomások végett, a befecskendezőket mereven a fészkükben kell tartani. Ezt a feladatot a leszorító villák látják el, amik jellemzően a hengerfejre vannak lecsavarozva.

A common-rail rendszerk a legmodernebb és leghatékonyabb megoldást biztosítják. A magas befecskendezési nyomás miatt a porlasztás finom szemcséket és egyenletes porlasztási mintát eredményez, ami hatékonyabb égést és alacsonyabb károsanyagkibocsátást eredményez. Továbbá a pontos vezérlés miatt alacsonyabb az tüzelőanyagfelhasználás. (Varga Z., Bereczky Á. (2014); Perkins Engines (N. a.); Kálmár I., Stukovszky Zs. (1998))

2.2. Gépalkatrészek tönkremeneteli módjai

A gépalkatrészek tönkremenetele egy olyan komplex fizikai és kémiai folyamatok okozta károsodás eredménye amelyek következtében az alkatrész már nem képes ellátni a tervezett funkcióját. A károsító hatások többféle módon jelentkezhetnek, gyakran sztochasztikus jellegűek és nem előrejelezhetőek. A különböző mechanizmusok okozta károsodások kapcsolatban állhatnak egymással, erősíthetik egymás hatásait. Ez meglehetősen nehezíti a meghibásodás okának feltárását.

A legtöbb meghibásodás jellemzően, tervezési, gyártási és üzemeltetési okokra vezethető vissza. Az alkatrész életszakaszaiban hozott döntések következménye képpen, a hibák már a tervezett élettartam korai szakaszában is megnyilvánulhatnak. A károsodásoknak többféle ezen felüli okozója is lehet, például tribológiai hatások, hőterhelés valamint korrózió, azonban ezek is kapcsolatban állnak a döntéshozatallal, mivel az alkatrész érő ilyen jellegű hatások ismerete szükséges a megfelelő döntéshozatalhoz.

Az üzemeltetés során fellépő károsító folyamatok jellemzően 3 csoportba sorolhatóak:

- **Elhasználódás**
 - Ide sorolhatóak jellemzően, minden olyan folyamat, amely anyagleválást vagy az alkatrész teherbírásának csökkenését idézik elő. Ezek a folyamatok az idő múlásával fokozatosan csökkentik a gépalkatrész teljesítményét, és akár katasztrofális meghibásodáshoz is vezethetnek. A kopás, a korrózió és a kifáradás is ebbe a csoportba sorolható.
 - A **kopás** egy olyan fizikai anyagleválási folyamat amelyet az érintkező felületek egymáshoz képesti elmozdulása vált ki. A kopás az alkatrészek felületén jelentkezik, gyakran más igénybevételekkel párosulva. A folyamat során kis mértékű anyagleválás történik amely keresztmetszet csökkenést, és a felület mechanikai és anyagszerkezeti jellemzőinek megváltozását idézheti elő. A kopás rendszer szinten jelenik meg, és komplex anyagi, terhelési és tribológiai együtt hatások eredményeként jelentkezik. Három fő mechanizmusa az adhéziós, az abráziós, valamint a fáradásos kopás.
 - A **kifáradás** során, az ismétlődő mechanikai terhelések hatására az anyagban mikrorepedések keletkeznek. Ez a repedés a további igénybevételek hatására

tovább terjed, mindaddig amíg a nem károsult keresztmetszet már nem képes a terhelés felvételére, és ridegtörés következik be. Az alkatrész töretén jól elkülönülnek a fáradási repedés kagylós mintázata, valamint a ridegtörés szemcsés mintázata.

- A **korrózió** egy olyan kémiai folyamat, amely során a fémek külső felületétől indulva, kémiai vagy elektrokémiai folyamatok hatására károsul, oxidálódik. Ez a teherviselő képesség fokozatos csökkenéséhez vezet.
- **Túlterhelés**
 - A gépalkatrész megengedett névleges terhelésnél nagyobb igénybevétel alá helyezése. Ez jellemzően helytelen használatból vagy üzemeltetésből adódó hirtelen tönkremenetelt jelent.
- **Öregedés**
 - Minden olyan, az anyag belsejében végbemenő szerkezeti változás, amely a terheléstől, mechanikai igénybevételtől független.

(Ráthy I., Fazekas L., Gavallér J., Kugyela P., (2015); Diószegi Gy. (1979), Wikipedia (N. a.))

2.3. Alkatrészek kifáradása

A kifáradás egy olyan jelenség amelynek során az anyagban, váltakozó igénybevételek hatására, maradandó szerkezeti változások következnek be, változó feszültségeket és alakváltozásokat okozva. Ezek elegendő számú váltakozása során repedések keletkeznek, amit akár teljes törés is követhet. A kialakult repedést minden további terhelési ciklus tovább növeli kis mértékben. A repedés addig terjed amíg a fennmaradó keresztmetszet már nem képes elviselni a terhelést, ilyenkor a repedés terjedése felgyorsul, ridegtörést előidézve. Bizonyos feszültségi szint felett indul meg a repedések kialakulása, valamint terjedése. Ezek jellemzően feszültséggyűjtő helyeken jelentkeznek, és értékük az anyag folyáshatára alatt marad.

A kifáradási élettartamot laboratóriumi körülmények között, szabványos próbatesteken fárasztási vizsgálatokkal határozzák meg, jellemzően állandó amplitúdójú terhelés mellett. A

véges számú terhelési ciklusok okozta repedés terjedési sebesség alapján meghatározható a repedésterjedés sebessége. (Pedersen, M.M. (2024); Wikipedia (N. a.); COSMOL (N. a.))

2.3.1.A kifáradás folyamata

A kifáradás általi meghibásodás jellemzően két csoportra osztható, kis és nagy ciklusú kifáradásra. Kis ciklusú kifáradás esetén nagyobb terhelési szint jellemző és akár maradó alakváltozások is jelentkezhetnek. Nagy ciklusú kifáradásról akkor beszélhetünk, ha a meghibásodáshoz legalább 10^4 számú terhelési ciklus szükséges. Itt kisebb mértékűek a terhelések, valamint az alakváltozások is rugalmas tartományban maradnak. Mindkét esetben viszont a repedés keletkezés és terjedés hatási okozzák a meghibásodást. Ezáltal a teljes kifáradási élettartam a repedés keletkezési szakasz és a repedés terjedési szakasz összege.

$$N = N_k + N_t \quad (1)$$

A folyáshatár alatti feszültségek hatására ciklikus mikroszkopikus csúszások léphetnek fel az anyagban, elsősorban az anyag felületén 45° -ban, a maximális nyírófeszültségi síkban. Ezek maradó csúszások, amelyeket a következő csúszási felület nem képes elfedni. Az itt kialakuló mikrorepedés további ciklusok hatására növekedhet. Ennek időtartama jelentősen függ a felület minőségétől és az anyag szilárdságától. Az itt kialakult mikrorepedés terjedése stabil és előre jelezhető. A terjedés sebességét a terheléstartomány, valamint az anyag rugalmassági modulusa befolyásolja. A repedésterjedés meg is állhat, amennyiben a feszültségek nem érik el a terjedési küszöböt.

A kifáradás lüktető és lengő igénybevételek esetén jelenkezik. A terhelések mértékének meghatározása több módon is elvégezhető. Gyakorlatban szabványok alapján, szimulációs eredményekből, mérésből, vagy a megkövetelt élettartam értékéből történik. A terhelések időbeni lefutása nem lényeges, csak a minimális és a maximális terhelés közti tartomány. Ebből kiszámolható egy károsodás egyenértékű terhelés amely egy ciklusra ugyanazt a károsodást eredményezi mint a teljes lefutás.

A károsodás mértéke nem a maximális feszültségtől, hanem a feszültségtartománytól, vagy a feszültségamplitúdótól és a közép feszültségtől függ. Gépelemek esetében a feszültségamplitúdó felőli megközelítés, hegesztett szerkezetek esetében pedig a feszültségtartomány felőli használatos.

A feszültségtartomány meghatározható a maximális és a minimális feszültség különbségével.

$$\Delta \sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2)$$

A feszültségamplitúdó a feszültségtartomány feleként határozható meg.

$$\sigma_a = \frac{\Delta \sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

A konstans feszültségi hányados, kifejezhető a minimális és a maximális feszültség hányadosként.

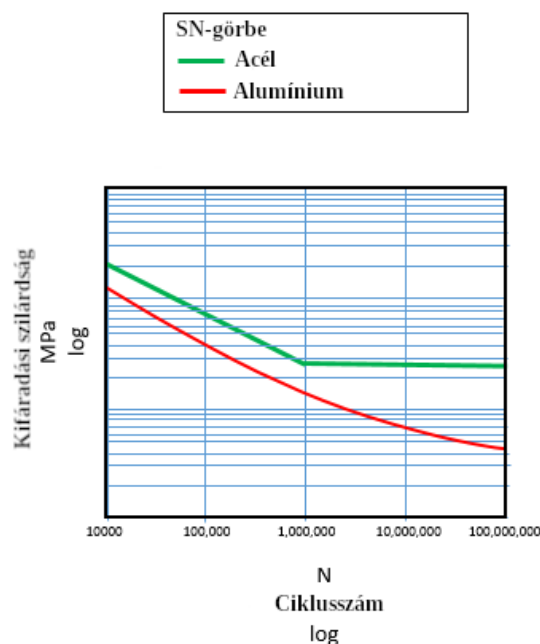
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4)$$

A konstans feszültségi hányados értéke lengő igénybevétel esetén -1, lüktető igénybevétel esetén pedig 0.

A kifaradási folyamat erősen függ a feszültségek irányától, ezért irányított feszültség komponensek használata szükséges. Komplex, többtengelyű feszültségállapotok esetén ez nehezen kivitelezhető, ezért ezekben az esetekben alkalmazható a maximális főfeszültség, vagy előjeles redukált feszültség. (Pedersen, M.M. (2024); Diószegi Gy. (1979); Szendrő, P. (1978))

2.3.2. Kifaradási szilárdság

Nagy ciklusú kifaradás esetében a kifaradási szilárdság jellemzően két módszerrel kerül megadásra, S-N görbével (Stress-Life Cycle, azaz Feszültség-Ciklus Élettartam görbe), más néven Wöhler-görbével, valamint Smith-diagrammal. Míg a Wöhler-görbe adott élettartamokhoz rendel rendel kifaradási szilárdságot, a Smith-diagram biztonsági területként értelmezi a kifaradást.



1. ábra: Acél és alumínium Wöhler-görbéi
(Siemens (2019))

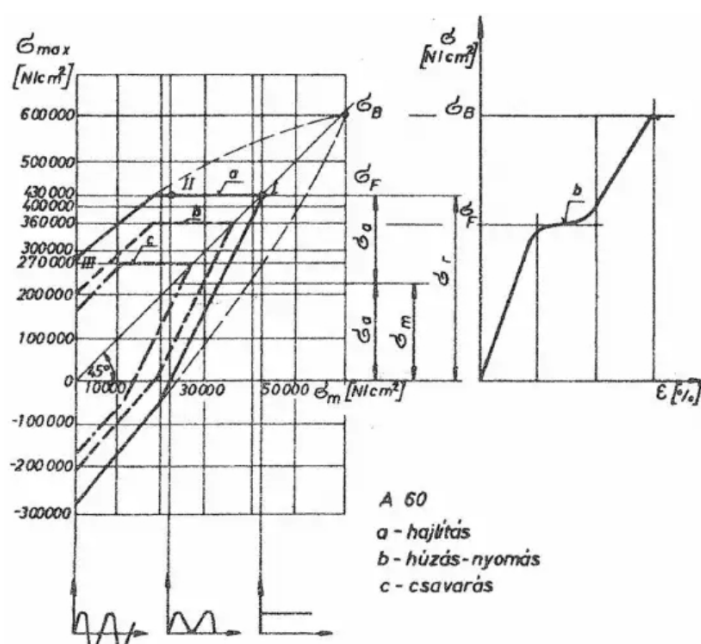
A Wöhler-görbe általában bilineáris dupla logaritmikus görbeként jelenik meg, ahol a függőleges tengely a feszültségi tengely, a vízszintes pedig az élettartam tengely. Megadja, hogy adott feszültségtartomány vagy amplitúdó esetén mekkora a várható élettartam. A görbét a térdpont osztja ketté, ami jellemzően 10^6 ciklusnál található. Az elsődleges szakaszt a térdponthoz tartozó kifáradási szilárdság és annak meredeksége határozza meg. A másodlagos szakasz jellemezően konstans, vagy kevésbé meredeken csökken, ez anyagtól és körülményektől függ. A térdpont utáni szakaszt kifáradási határnak nevezzük. A görbe bármilyen pontjára meghatározható a kifáradási kapacitás.

$$C = N \cdot \Delta \sigma^m \quad (5)$$

Ahol, C a kifáradási kapacitás, N a kifáradási élettartam, $\Delta \sigma$ a feszültségtartomány és m , a meredekség negatív reciproka. A kifáradási kapacitás az élettartam tengely és a görbe metszéspontja ahol a feszültségtartomány $\Delta \sigma = 1$. Ennek ismeretében meghatározható a kifáradási élettartam. (Pedersen, M.M. (2024))

A Wöhler-görbék egy anyagminőségre, és egy konkrét terhelési esetre vonatkoznak, azonban a különböző terhelési esetek és terhelési szintek módosíthatják a kifáradás határfeszültségét, ezért a Smith-diagram egy diagramba sűrítve ábrázolja ezeket, egy adott anyaghoz. Ez egy biztonsági területként értelmezendő, amely magába foglalja a különböző igénybevételek és

terhelési módok hatásait. Amennyiben a biztonsági területen belül található az adott feszültségi szinten a feszültségtartomány, az alkatrész élettartam végtelennek tekinthető. (Diószegi Gy. (1979); Szendrő, P. (1978))



2. ábra: A60 anyag Smith-diagramja (Szendrő, P. (1978))

A kifaradási vizsgálat értékelésének több módja is lehet. A feszültségtartomány legyen alacsonyabb mint a kifaradási szilárdság. Itt a kifaradási szilárdságot azon ciklusszámhoz kell meghatározni amely megfelel a feszültségtartomány előfordulásának. A becsült élettartam legyen nagyobb, mint az elvárt élettartam. A károsodás összege ne haladja meg az 1-et. Ezek az értékeket jellemzően biztonsági tényezőkkel módosításra kerülnek. (Pedersen, M.M. (2024); COSMOL (N. a.)

2.3.3. Kifaradást befolyásoló tényezők

A laboratóriumi körülmények között felvett kifaradási görbék közvetlen nem használhatóak fel, a vizsgált alkatrészekhez, mivel ehhez azok minden tulajdonságának egyezni kellene. Ezért a laboratóriumi görbékkel a vizsgált alkatrész egy kritikus pontját reprezentáljuk, majd a görbét a kifaradásra hatással lévő hatások szerint korrigáljuk. Ezek a hatások sokszor nem függetlenek egymástól, de ez a gyakorlatban elhanyagolható.

Az anyag szilárdságának a repedéskeletkezési fázisban van szerepe, mivel nehezebben képződnek repedések, valamint kifaradási határfeszültség lineárisan arányos az anyag

szakítószilárdságával. A kifáradási szilárdságot a közép feszültség nagysága jelentősen csökkenti. Negatív közép feszültség esetén az ellenkezője igaz. A megmunkálás után visszamaradó szemmel nem látható élek repedés kialakulás szempontjából kedvező helyek, ezért a felületi érdesség is befolyásolja a kifáradási tulajdonságokat. A munkadarabok mérete is befolyásoló tényező, nagyobb alkatrészek hajlítása esetében a repedés környékében nagyobb lehet a feszültségintenzitás, mivel a feszültségeloszlás kevésbé meredek, valamint a nagyobb alkatrészek statisztikailag több folytonossági hibával rendelkezhetnek. A korrodált felület egyenetlenségeket okoz a felületen ami szintén kedvező hely a repedések kialakulásához. Az üzemi hőmérsékletből adódó korrekció csak abban az esetben szükséges, ha a hőmérséklet annyira magas, hogy az befolyásolja az anyag szilárdsági tulajdonságait.

A bemetszések, hornyok, furatok, éles keresztmetszetváltozások, nagymértékben csökkentik a kifáradási szilárdságot. Itt feszültségkoncentrációk lépnek fel. Ezek hatását a kifáradási bemetszési tényezővel lehet a legjobban jellemezni. Alapvetően a bemetszett és nem bemetszett próbatest kifáradási szilárdságának aránya, több tényezőt is figyelembe vesz a kialakításon kívül. Meghatározása kifejezetten bonyolult, kísérleti és elméleti módszerek kombinációjával történik.

Jelentőségét a „notch-support” (bemetszés-támasztó) hatás adja, ami szerint az anyag érzékenysége a kifáradásra nem egyenesen arányos a feszültségkoncentrációs tényező értékével. Ennek hatása megközelíthető több irányból. A Neuber-elmélet alapján, a feszültségeket egy anyagfüggő hossz mentén kell átlagolni. A feszültség-gradiens módszer szerint, a feszültségcsökkenés meredekségéből számítható a kifáradási bemetszési tényező. A legpontosabb módszer pedig az erősen igénybevett térfogat módszere, mely szerint a maximális feszültség legalább 90%-át elszenvedő térfogat értéke korrelál a kifáradási szilárdsággal. (Pedersen, M.M. (2024); Diószegi Gy. (1979); Altair (N. a); Altair OptiStruct (2021))

2.3.4. Váltakozó amplitúdójú terhelés

Váltakozó amplitúdójú terhelések esetében, az időben változó amplitúdójú feszültségek hatásait összegezni kell, az alkatrész kifáradásának vizsgálatához. Ehhez csak a lefutás csúcspontjaira van szükség, a köztes lefutás nem lényeges. Az így kialakuló csúcsok és völgyek ciklusokba számlálása történhet kézzel, vagy számítógépes algoritmusokkal. Fontos figyelembe venni, a görbe mindkét szakaszát ebben az esetben, mivel a nagyobb

feszültségcsúcsok által létrehozott repedéseket, a következő kisebb ciklusok is tovább tudják növelni. A ciklusszámolás után kiszámítható az adott ciklusok okozta károsodás, majd ezek összes hatása. Erre több módszer is létezik. A Palmer-Miner szabály, mely szerint a károsodás mértéke az az élettartam amelyet egy ciklus elhasznál, adott feszültségtartományon belül. Ezek a károsodások ciklusonként összegeezhetők.

$$D = \sum_{i=1}^n D_i \quad (6)$$

$$D_i = \frac{1}{N_i} \quad (7)$$

Ez a módszer egy súlyozatlan lineáris összegzés, amely megbízhatatlan változó középértékek esetén, és szekvenciahatások jelentkezésekor. Jobb módszer a károsodás egyenértékű feszültségtartomány meghatározása, amely ugyanazt a károsodást fogja eredményezni mint az összes feszültségi ciklus. Alkalmazható lineáris és bilineáris esetben is.

$$\sigma_{eq} = \frac{\sum \sigma_i^m \cdot n_i^{1/m}}{n_{eq}} \quad (8)$$

(A. Fatemi (N. a.); Pedersen, M.M. (2024))

2.4. Erőmérési módszerek

A gépészeti gyakorlatban kifejezetten fontos szerepet tölt be az erőmérés, számos területen szükséges a terhelések, behatások meghatározása. Mivel közvetlen nem mérhető, így meghatározásához különböző módszerek jelentek meg. Kezdetben mechanikus eszközökkel, manapság már nagy pontosságú elektromos mérő és adatfeldolgozó rendszerekkel történik. A modern rendszerek alapvetően két részből állnak egy transzducerből és a hozzá tartozó mérőelektronikából. A transzducer a mérendő fizikai változást képes felvenni, és valamilyen más mérhető jellemzővé alakítani, a mérőelektronika pedig az ehhez szükséges energiát biztosítja, valamint akár rögzíti és feldolgozza a rögzített értékeket. A legtöbb kereskedelemben kapható transzducer elasztikus elven működik, a terhelés hatására bekövetkező rugalmas alakváltozás hatására képesek kimeneti jellemzőt produkálni. Továbbá léteznek piezoelektromos, nyomás elvű transzducerek is. (A. Hunt (1998))

2.4.1.Nyúlásmérő bélyeges erőmérő cellák

Működésének alapja, hogy egy ismert geometriájú, és mechanikai tulajdonságú rugalmas elemre felragasztott nyúlásmérőbélyeggel képes a rá ható erőt meghatározni. A terhelés hatására a rugalmas elem előre meghatározott módon deformálódik, a deformáció nagyságát pedig a nyúlásmérő bélyeg képes felvenni. A rugalmas elemek általában hőkezelték, az alacsony hiszterézis, kúszás, valamint a magas ismétlődőképesség végett. (A. Hunt (1998))

2.4.2.Nyúlásmérő bélyegek

A nyúlásmérő bélyegek olyan érzékelők, amelyek szilárd testre felragasztva, képesek annak alakváltozását, és az által nyúlásait lekövetni, melynek hatására megváltozik a bélyeg ellenállása. A test nyúlását lekövetve a nyúlásmérő bélyegben lévő vékony ellenálláscsík keresztmetszete és hossza rugalmasan megváltozik ezáltal annak ellenállási is megváltozik, kis mértékben. Ezek a változások olyan kis mértékűek, hogy azok mérhetőek legyenek jellemzően Wheatstone-híd kapcsolást alkalmaznak, amivel egy gerjesztési feszültség segítségével, mérhető az ellenállás változás. A pillanatnyi ellenállás számolható a ρ fajlagos ellenállás és a vezető hosszának a szorzatának, és keresztmetszetének hányadosaként.

$$R = \frac{\rho \cdot l}{A} \quad (9)$$

A bélyeg ellenállásának változását a nyúláshoz képest, a bélyegtényezővel lehet jellemezni. Értéke jellemzően 2 körüli, figyelembe veszi a az ellenállás anyagát és annak egyéb tulajdonságait amelyek kompenzálást igényelhetnek. Megadható az ellenállásváltozás és a kezdeti ellenállás arányának, és a nyúlásának a hányadosaként.

$$GF = \frac{\Delta R / R}{\epsilon} \quad (10)$$

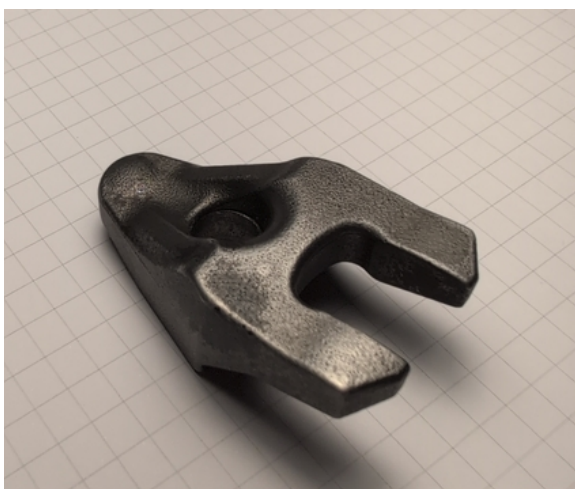
Számos kialakításban elérhető, egy vagy többtengelyű, komplex alakváltozási állapotok is mérhetőek velük. A legáltalánosabb a fém mérőrácsos fóliaellenállások. A mérőrácsot valamilyen hőálló szigetelő lap hordozza. Az mérőrács jellemzően valamilyen félvezetőből készül, nagy érzékenyséjük miatt, de ennek hátulütője, hogy a hőmérsékletkompenzálás szükséges. (Wikipedia (N. a.); National Instruments (N. a.); A. Hunt (1998))

3. Alkatrész és analízis bemutatása

A vizsgálandó alkatrész az üzemanyagellátó rendszer részét képezi, feladata a dízel befecskendezők rögzítése a fészkükben. A lefogató anyaga nem ismert, annak kialakítása, és felülete alapján, valamint a megjelenő igénybevételek alapján feltételezhetően acélöntvény, vagy valamilyen szívósabb gömbgrafitos öntöttvas. A lefogató villa a hengerfejhez van rögzítve 1 db M8-as külső Torx karimás illesztett szárú, gömbölyített üllékes csavarral, melynek meghúzási nyomatéka gyári dokumentációk alapján $7 \text{ Nm} + 55^\circ$. A csavarok szilárdsági osztálya nem ismert, továbbá szétszerelés után a csavarok nem használhatóak fel újra. A lefogató villái közrefogják a befecskendező lapolt szárát, majd azon valamint a rögzítő csavar mögött elhelyezett acél hengeren támaszkodik.



3. ábra: A vizsgált alkatrész 1/2



4. ábra: A vizsgált alkatrész 2/2

Az alkatrész különböző igénybevételeknek van kitéve. Elsősorban felveszi az égéstér felől érkező munkaütem során keletkező gázok expanziójának nyomását, amelyek megpróbálják kinyomni a befecskendezőt a fészekből. Ez a terhelés váltakozó amplitúdójú, ciklikus terhelés, amelynek adott fordulatszámhoz tartozó ciklusideje a motor ciklusideje. Nagysága az égés során keletkező nyomás függvénye. Az alkatrészre továbbá hő és rezgésterhelés is hat, amelyek gyorsíthatják a kifáradási folyamatot.

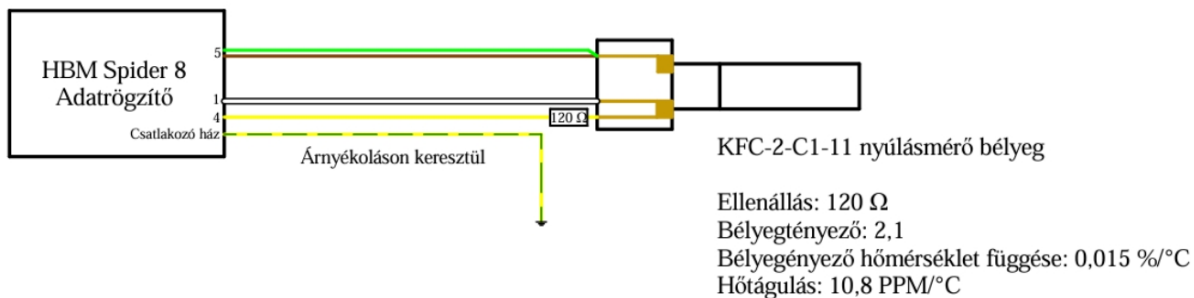
Amennyiben az alkatrész meghibásodásakor, az égéstérben keletkező gázok elszöknek a befecskendező illesztése mentén. Ez koromlerakódáshoz, a motor hatásfokának jelentős csökkenéséhez vezet, de akár a befecskendező ki is repülhet a fészekből.

A vizsgálat során a terhelések meghatározásához, a lefogató villán jelentkező nyúlásértékeket fogom mérni üzemi körülmények között, majd ezt felhasználva számolom vissza végeselemes szoftver segítségével a megjelenő terheléseket, valamint a csavar előfeszítésének mértékét is annak nyúlása alapján fogom meghatározni. Ezután azok ismeretében kifáradási vizsgálatot végzek az alkatrészen, majd a kritikus részek módosításával javítok annak teljesítményén, a meghibásodás elkerülése érdekében.

4. Leszorító nyúlásának mérése

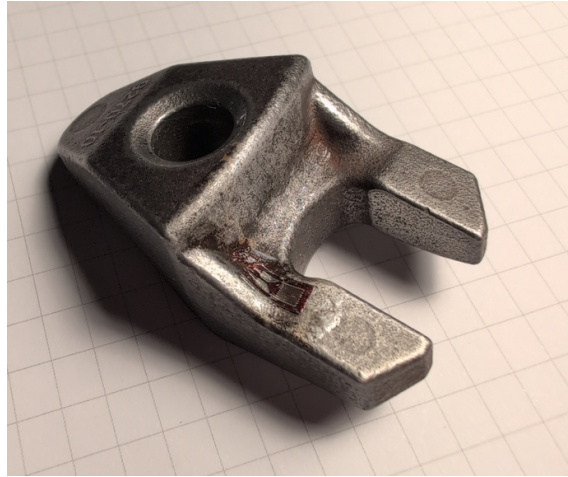
A leszorítóra ható üzemi terhelések meghatározhatóak a lefogaton mért nyúlások segítségével. Amennyiben az adott felületen ismert a nyúlás értéke, ahhoz meghatározható az azt előidéző erő nagysága, lineáris modell esetén. Mivel az autóra üzemi körülmények között váltakozó mértékű erők, rezgések, gyorsulások hatnak, ezért azok kumulatív összege a megjelenő nyúlások mérésével határozható meg a legpontosabb. A bélyeg helyét úgy kell megválasztani, hogy ott a lehető legnagyobb mértékű legyen a megjelenő nyúlás. A mérés a saját tulajdonomban lévő autón lett elvégezve, az üzemanyagrendszer megbontása nélkül. Ennek azért volt jelentősége, mivel az autó üzemanyagrendszere még nem volt szétszerelve, a befecskendezők nem voltak kisserelve, így az esetleges szerelési hibákból eredő bizonytalanságok elkerülhetőek voltak. A mérés kivitelezésében és előkészítésében Bércesi Gábor Tanár Úr segédkezett. Az adatok rögzítéséhez az egyetem tulajdonában lévő HBM Spider 8 adatrögzítő került felhasználásra.

A méréshez 2 garnitúra vezetékezés lett előkészítve előzetesen. Egy a fő mérőbélyegnek valamint a második kompenzálóbélyegnek. Erre azért volt szükség, mivel a motortérben nem lett volna elég hely ragasztás után bekötni a bélyegeket, valamint ez a bélyeg beragasztásán is könnyített mivel így a vezetékeknél fogva be tudtam helyezni a bélyegeket a megfelelő helyre. Mivel a motortérben jelentős elektromos zaj jelenhet meg, ezért árnyékolt vezetékezés lett alkalmazva. A méréshez Kyowa KFC-2-C1-11, 120 Ω ellenállású, 2 mm hosszú mérőhálóval rendelkező nyúlásmerő bélyegek lettek felhasználva. A mindkét bélyeg fél-híd kapcsolásban lettek bekötve, egy-egy 120 Ω ellenállás használatával.



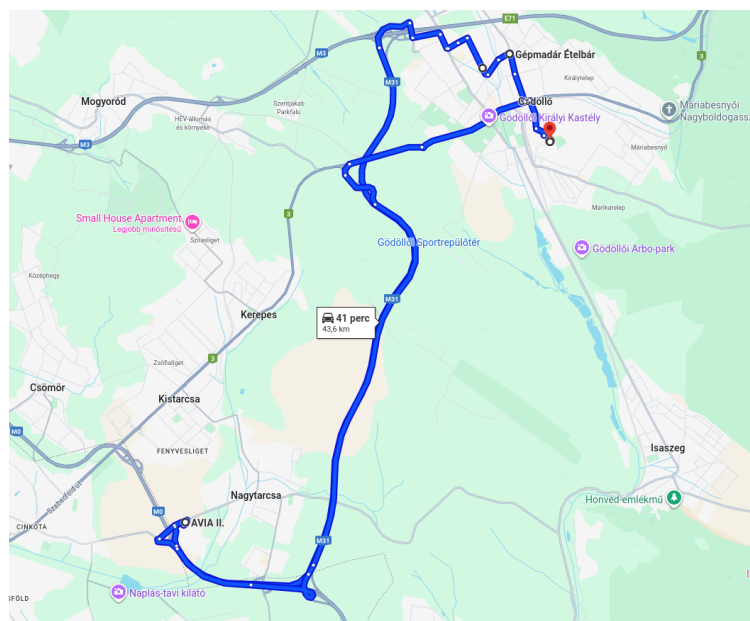
5. ábra: Nyúlásmérőbélyeg bekötési vázlata

A leszorítókhöz való hozzáférés meglehetősen nehézkesnek bizonyult, ezért alapos megfontolás után az utas oldali legszélső lefogató lett kiválasztva a méréshez. Ez a többihez képest jobban látható volt, valamint jobban hozzáférhetőnek tűnt, minimális bontással is. A turbófeltöltő intercooler utáni nyomócsövének leszerlése után a lefogató hozzáférhetővé vált. A bélyeg helyének a lefogató villa részének az oldalsó bordáknál lévő töve lett választva. Befogotttartónak tekintve a villa szárát, annak tövéhez közel lesznek legnagyobbak a terhelések, és ezáltal a nyúlások is. Ezután kézi szerszámokkal, valamint elektromos kézi csiszolóval előkészítettem a felületet. A lefogatón felületi rozsdaréteg volt található, ezért a megfelelő ragasztás érdekében ezt el kellett távolítani. Ezt nagyrészt az elektromos kézi csiszolóval bronzolt drótkefével, a nehezen hozzáférhető részekben pedig csipeszbe fogott csiszolópapírral végeztem. Ezután a csiszolásból visszamaradt port, valamint a felületen esetlegesen lévő zsírt és olajat izoporpanolba áztatott vattapálcával letisztítottam. Száradás után az előkészített felületre cianoakrilát ragasztót kentem fel, majd az előkészített vezetékezésnél fogva helyére illesztettem a nyúlásmérő bélyeget. A ragasztó nagyon gyorsan kötött, ezért gyorsan kellett dolgoznom, és nem volt lehetőségem a pozíció finom beállítására. Szerencsére sikerült első próbálkozásra megfelelően elhelyezni a bélyeget. A felragasztott bélyegen és vezetékezésen az ellenállás megmérésre került annak érdekében, azt megerősítvén, hogy a bélyeg vagy a vezetékezés nem sérült a ragasztási folyamat során. A mért ellenállás a megfelelő értéket hozta, valamint a multiméter szakadást sem jelzett, így kimondható volt, hogy a bélyeg és a vezetékezés nem sérült. A kompenzálóbélyeg hely szűkében nem került felragasztásra. A mérés elvégzését üzemmeleg állapotban való elvégzése során, az volt a feltételezés, hogy közel stabil értéken marad a hőmérséklet, így a hőmérsékletkompenzáció elhanyagolható. A Catman mérőszoftverben beállításra kerültek a szükséges paraméterek a méréshez, majd a teljes mérőlánc el lett helyezve a járműben.



6. ábra: A beragasztott bélyeg pozíciója

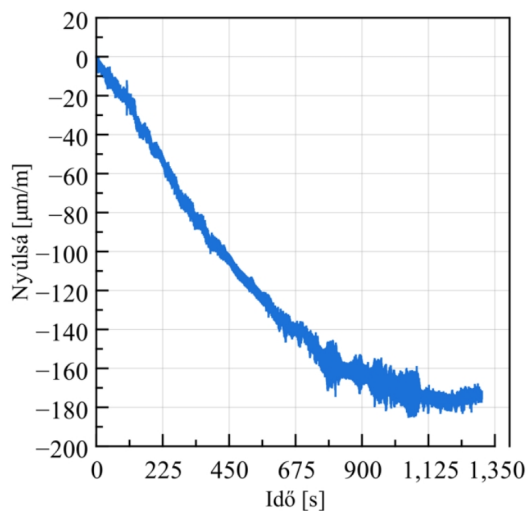
A valós terhelési viszonyok, és vegyes üzem szimulálása végett, a mérési útvonalat, a Gödöllő-Nagytarcsa-Gödöllő útvonalnak választottam. Ezen a szakaszon különböző útviszonyok, valamint városi, országúti és autópályás szakaszok is megtalálhatóak, így jól közelíthető a valós használat. A Nagytarcsán található AVIA töltőállomást jelöltem ki fordulópontnak, mivel itt van lehetőség megállni és megvizsgálni a mért értékeket, valamint állítani a mérési paramétereken amennyiben szükséges. A fordulópont által kettéosztott útvonal alapján egy teljes távon két mérést végeztünk.



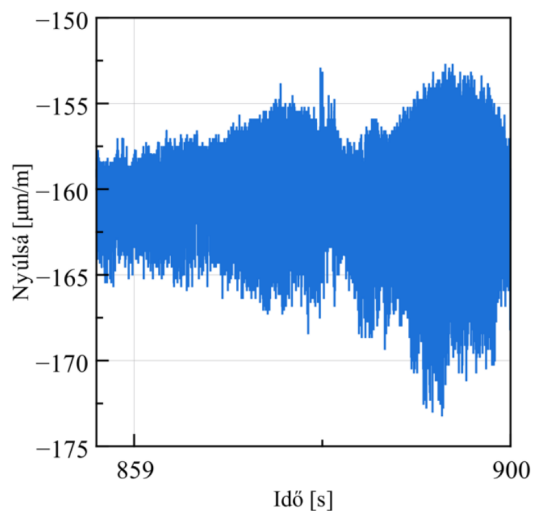
7. ábra: A teljes mérési útvonal (Google Térkép)

Az első méréshez a Gödöllő-Nagytarcsa szakaszon, a mintavételezési időköz 1,6 ms értékre lett beállítva, valamint az adatgyűjtő szoftver által automatikusan javasolt, nagyfrekvenciás

high-pass szűrő került alkalmazásra. A mintavételezési idő megválasztásánál alapvető követelmény volt, hogy a mérőrendszer képes legyen minden munkakörművet követően létrejövő nyúlást rögzíteni, mivel ez tekinthető a csúcsterhelésnek. Ennek érdekében a mintavételezési időt az adott fordulatszámhoz tartozó munkakörművek közötti időtartam alatti értékre kellett beállítani. A motor maximális 6800 1/perc fordulatszáma esetén, ez egy közelítőleg 17,6 ms ciklusidőt jelent. Ez alapján az előzetesen választott 1,6 ms mintavételezési időköz megfelelőnek bizonyult. A motor üzemi hőfokra melegevése után nullázva lettek az értékek, és az adatrögzítés el lett indítva.

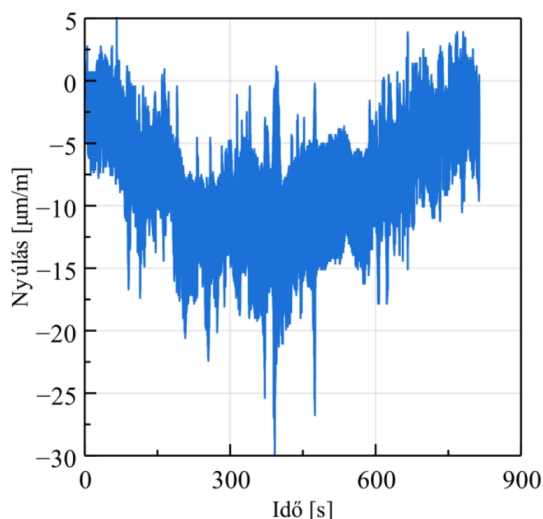


8. ábra: Az első mérés eredménye
(Teljes)

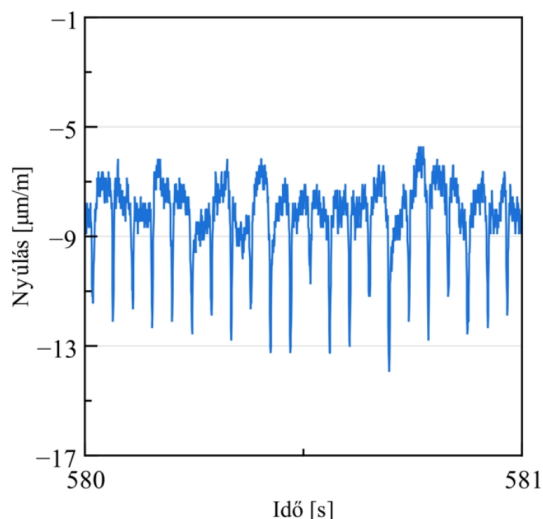


9. ábra: Az első mérés eredménye
(Részlet)

A diagrammokon megfigyelhető, hogy a jelben nagy mértékű kúszás jelentkezett, valamint a szűrés ellenére is jelentősen zajos az adatahalmaz. Emiatt módosításra kerültek a mérési beállítások. A visszaúton a mintavételezési idő 0,625 ms értékre, a zajszűréshez pedig 150 Hz-es Butterworth szűrő lett alkalmazva.

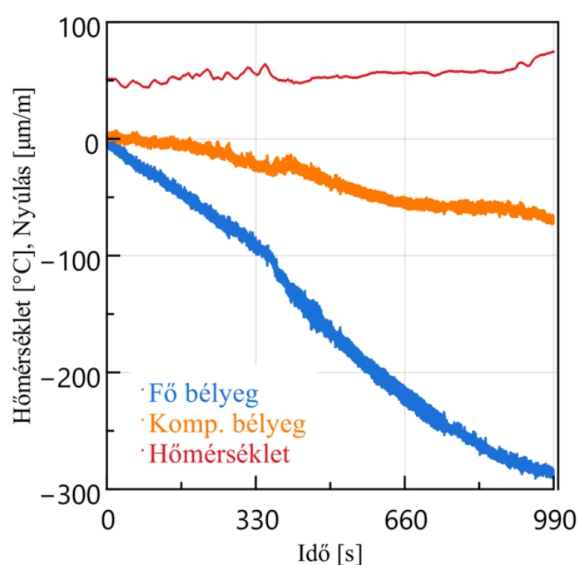


10. ábra: A második mérés eredménye
(Teljes)



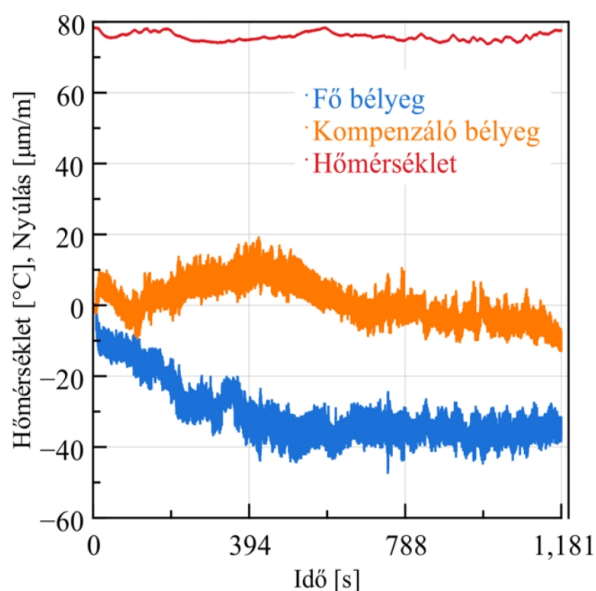
11. ábra: A második mérés eredménye
(Részlet)

Ezekkel a beállításokkal a munkaütemekhez tartozó csúcsok jobban kivehetők, azonban a jelben továbbra is jelentős, bár kisebb mértékű kúszás jelentkezett. Ennek okán a mérés meg lett ismételve, ezúttal kompenzálóbélyeggel, valamint hőmérsékletméréssel. Hely szűkében a kompenzálóbélyeget csak a közvetlen szomszédos befecskendező hátsó nyúlványának felső részén tudtam elhelyezni. A hőmérséklet szonda a fő mérőbélyeg alatti részen, közvetlen a lefogató tövében lett elhelyezve. Az útvonalban nem történt változás. A Gödöllő-Nagytarcsa szakaszon ezúttal 0,42 ms mintavételezési időköz, 150 Hz-es Bessel szűrő lett alkalmazva.



12. ábra: A harmadik mérés eredménye
(Teljes)

Ezen mérés során is nagy mértékű kúszás jelentkezett a mért értékekben. Érdekes módon, a lefogaton mért nyúlás értékek kúszása, sem a kompenzálóbélyegen mért, sem a mért hőmérsékleti értékek lefutsát sem követte. A visszúton ismét módosításra kerültek a mérési beállítások, a mintavételezési időköz vissza lett állítva 0,625 ms-ra, a szűréshez pedig ismét Butterworth-szűrő került alkalmazásra, Bessel-szűrő helyett.



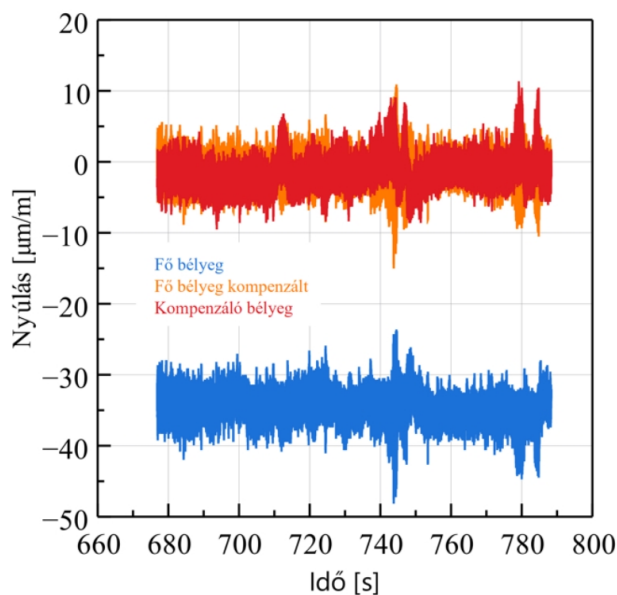
13. ábra: A negyedik mérés eredménye
(Teljes)

Ezekkel a beállításokkal a jel lényegesebben simább lefutásúvá, és kevésbé zajossá vált, valamint a kúszás mértéke is közel stabilizálódott. A kúszási mechanizmus pontos oka a mérések során nem volt egyértelműen meghatározható, annak változó jellege miatt, azonban feltételezhető, hogy hőtágulási hatásokra, valamint a motortérben fellépő elektromágneses zavarokra vezethető vissza.

Az utolsó mérés során egy váratlan jelenség jelentkezett. Nagyobb sebességnél, 5. fokozatban 130 km/h környékén kerül a fordulatszám a 3000 1/perc-es tartományba, a jel frekvenciája megnövekszik, valamint amplitúdója elkezdi növekedni egészen ~3700 1/perc fordulatszámig, majd azon átlendülve, visszaállt a normál értéktartományba. Ez arra utalhat, hogy a tönkremenetelben valamilyen vibrációs mechanizmus is szerepet játszhat. Ennek okán, állhelyben rögzítésre került még egy adathalmaz, aminél a motort fordulatszáma, át lett vezetve ezen a tartományon.

Az utolsó mérés eredményeit használtam fel az adatfeldolgozáshoz, mivel ez a mérés hozta a legstabilabb értékeket. Ehhez a LabPlot nevű adatvizualizációs és adatelemző szoftvert használtam. Az adathalmaz mérete miatt szükség volt az adatpontok számának csökkentésére, mivel a kifáradási vizsgálat szempontjából az értékeke lefutása kevésbé lényeges, csak a szélsőértékekre van szükség, valamint a számítógépem nem rendelkezik ekkora adathalmaz feldolgozásához szükséges hardveres erőforrásokkal.

Elsőként vizuális módszerrel kiválasztottam az adathalmazból egy olyan szakaszt, ahol az alternáló csúcsok jól kivehetők, valamint vannak lokális és globális csúcsok is. A választott tartomány az adathalmazban a ~676 és ~788 másodperc közötti részt tartalmazza. Ez körülbelül a teljes Nagytarcsa-Gödöllő távolság felénél van, autópályás szakaszon. Így biztosítva van, hogy a mért nyúlások nagyobb motorterhelés és közepesen rázás útviszonyok okozta körülményeket is tartalmazzák. Az adatpontokat elsőnek, a szoftver beépített eszköztárának használatával, Baseline-korrekciótam, így a megjelenő kúszás eltüntethető az értékekből. Itt ellenőrzés képpen, a kompenzáló bélyegen mért értékek görbéje mellé helyeztem a korrekciózott görbét. Jól látható, hogy a szakaszok lefutása nagyon hasonló, így a korrekciós algoritmus nem torzított jelentősen az értékeken.

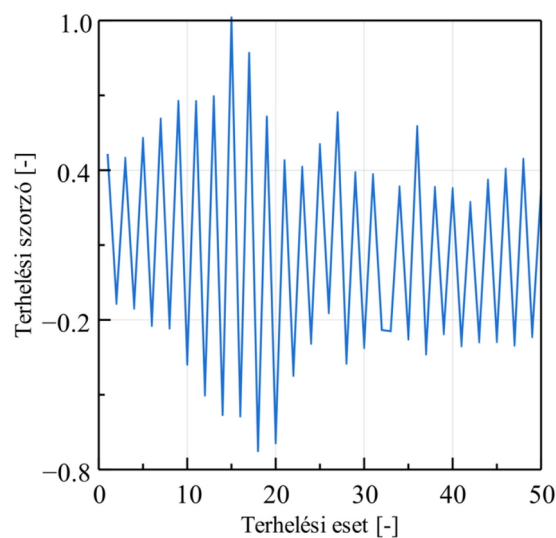


14. ábra: A kiválasztott tartomány korrekciózott értékeinek vizsgálata

Ezután végigfuttattam a beépített adatredukációs algoritmust, kétszer egymás után, amíg 178326 adatpontotra, majd 178 adatpontra, majd kézzel 50 adatpontra redukáltam. Az

algoritmus az adatpontok által leírt görbe által közrefogott területet veszi alapul, és a redukciót úgy végzi el, hogy az eredeti és a lefedett görbe alatti terület mérete a hibahatáron belül legyen egymáshoz. Ezáltal a negatív és pozitív csúcsok nem vesznek el az adatredukció során. A további manuális redukcióra, a szükséges számítási kapacitás csökkentése végett volt szükség. Az így kapott redukált adathalmazt, könnyebb vizualizáció érdekében offszeteltem az időtartományban.

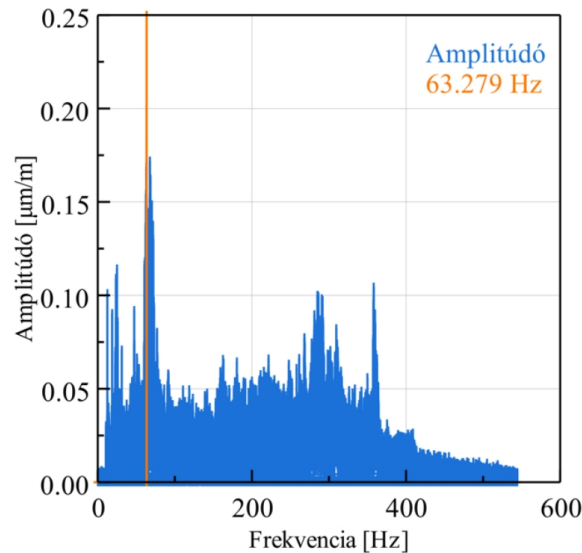
A mérési adatokban a negatív értékek kompressziót jelentenek, ez is a domináns helyzet, mivel a bélyeg az alulról terhelt villa felső felületén helyezkedik el, és így a hajlítás következtében ez a kompressziós zóna. A beépített eszközök segítségével megkerestem a legnagyobb abszolút értékű mért nyúlást, ami $14,42 \mu\text{m/m}$ értéket vett fel, kompresszióban. A nyúlásértékeket felhasználva arányosítottam az adott nyúlásértékekhez tartozó terhelési szinteket, a könnyebb vizualizáció, valamint a kifáradási vizsgálathoz való felhasználás érdekében. A maximális terhelő erő meghatározását a mechanikai modell felépítése után végeztem el, amit a későbbiekben fogok részletezni.



15. ábra: A redukált adathalmazra levetített terhelési szorzók értéke

Az állóhelyzetben rögzített 3000-4000 1/min fordulatszámhoz tartozó adatokat szintén a LabPlot szoftver segítségével dolgoztam fel. A kirajzoltatott görbéből, Fourier-transzformáció segítségével meghatároztam a legnagyobb nyúlásértékhez tartozó frekvenciát. A Fourier-transzformált görbe legelső néhány elemében jelentek meg kiugró csúcsok, mivel viszont az ezekhez tartozó frekvenciáknál nem volt észlelhető a jelenség, ezért a 10 Hz-ig tartozó

adatpontokat nem vettem számításba. Ezek alapján a legnagyobb amplitúdójú csúcsot megkeresve, majd az ahhoz tartozó frekvenciát, megkaptam, hogy a legnagyobb rezonancia 63,279 Hz-nél jelentkezik.

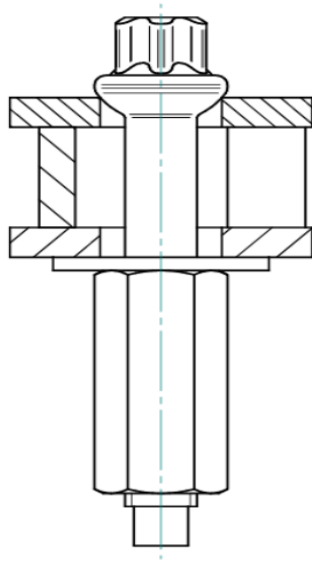


16. ábra: Az észlet vibráció mért értékei
Fourier-transzformáció után

4.1. Csavar előfeszítés meghatározása

A lefogatót leszorító csavar előírt meghúzási nyomatéka $7\text{Nm}+55^\circ$. A fokra lehúzás miatt közvetlen nem számolható az előfeszítő erő, így azt a módszer választottam, hogy az előírt értékekre meghúzott csavar nyúlását mérem meg az átfogási hosszon, nyúlásmérő bélyeg segítségével, a leszorító terhelésének nyúlásának hasonló módon. Mivel előírás szerint, egyszerhasználatos kötőelem, azaz szétszerelés esetén, minden esetben új csavart kell beépíteni, ezért a mérést új kötőelemekkel végeztem el.

A módszer megegyezik, a lefogatónál használt mérési elvekkel, a felhasznált eszközök is azonosak. A csavar beépítési környezetét satuba befogva közelítettem. Arra, hogy a valós beépítés helyén mérjem meg az előfeszítés okozta nyúlást, a jármű és környező alkatrészek komoly átalakítása nélkül nem lett volna lehetséges. A mérési modell kialakításánál igyekeztem a kötésben részvevő elemek merevségét és szilárdságát figyelembe venni, az elfogadható pontosság érdekében. A mérési összeállításban egy acél lemezek és egy hasított közdarab helyettesítette a lefogatót.

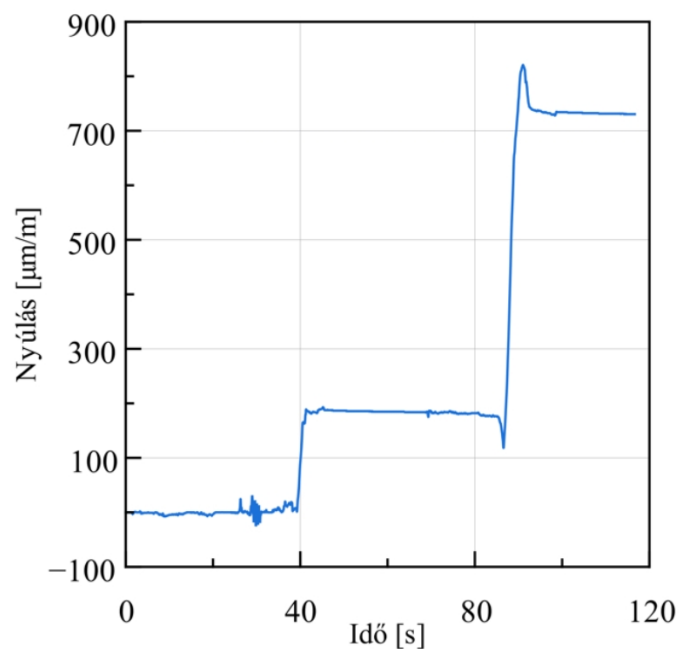


17. ábra: A beépítés közelítése
(Vázlat)



18. ábra: A csavarszárra
felragasztott nyúlásmérő bélyeg

A mintavételezéshez 0,02 másodperces időköz lett beállítva. Ez feleslegesen sok adatpontot eredményezett, viszont a kötés nyúlási viszonyait jól szemlélteti. A meghúzást két lépésben történt. Elsőnek a 7 Nm-es meghúzást nyomatékkulccsal mérve, majd a további 55°-os meghúzást, amelynek mértékét szögmérővel a dugókulcs szárához viszonyítva lett mérve.



19. ábra: A csavarszár nyúlása a meghúzás során

A csavar szárán mért nyúlás görbéjén a csavar előírt nyomatékra történő meghúzása után kisebb visszaesések figyelhetők meg. Az alakváltozás a meghúzás során eléri a maximumot, majd kissé csökken. Ez a jelenség feltehetően a csavarkötés beüléséből adódik, amikor a felületek összetömörödnek és a kapcsolat stabilizálódik. Az végeelemes analízis bemenetéhez, a maximális értéket vettem mérvadóul, ami $821 \mu\text{m/m}$ volt. Ez a nyúlás csavarszár átmérő 8mm-es illesztett szárán, a kialakított 19 mm-es átfogási hosszon, 0,016 mm megnyúlásnak felel meg. Ez az érték felhasználható a csavarkötés előfeszítésének megadására a végeelem szoftverben.

A csavar kötés előfeszítési ereje számítható analitikus módon is, viszont csak a nyomatékra történő lehúzásra. Az 55° fordulat által okozott elmozdulás a menetemelkedésből számolható, viszont ez nem realisztikus, túl nagy értéket ad.

Az előfeszítő erő az alábbi képlettel számolható, a meghúzási nyomatékból, $K=0,2$ nyomatéki tényező esetén (R. Budynas, K. Nisbett (2014)):

$$F = \frac{T}{K \cdot d} = \frac{7000}{0,2 \cdot 8} = 4735 \text{ N} \quad (11)$$

Az ebből adódó nyúlás, az átmérő 8mm-es illesztett száron, 19 mm átfogási hosszal, az egyerősített Hooke-törvény alapján:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (12)$$

$$A = \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = \frac{8^4 \cdot \pi}{4} = 50,26 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

$$\frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta L}{L} \quad (14)$$

$$\Delta L = \frac{F \cdot L}{A \cdot E} = \frac{4735 \cdot 19}{50,26 \cdot 210000} = 0,0085 \text{ mm} \quad (15)$$

A szögrehúzásból a menetemelkedés alapján számítva a lehetséges elmozdulás, M8x1,25-ös menet esetén:

$$1,25 \cdot \frac{55^\circ}{360^\circ} = 0,19 \text{ mm} \quad (16)$$

Mivel a mért értékünk a nyomatékra húzott csavar nyúlás és a szögre húzás által maximálisan feltételezhető elmozdulás közé esett, azaz $0,0085 < 0,016 < 0,19$, ezért a mért eredmény feltételezhetően a valós értékhez közeli értéket vett fel.

5. 3D modellek elkészítése és hálózás

Az analízishez szükséges 3D modelleket, annak jellegének megfelelő körültekintéssel és pontossággal készítettem el. Mivel a lefogató modelljét szilárdsági is kifáradási számításokhoz használtam fel, ezért a nagyfokú geometriai pontosság alapkövetelmény volt. A kifáradási vizsgálat jelentősen érzékeny a geometriára, így a kritikus részekben, a lekerekítések és finom felületek elhagyására nem volt lehetőség, ellenkező esetben valótlán eredményeket produkálna.

A 3D modelleket a Solid Edge 3D-s CAD környezetben készítettem el. Az alkatrészekről a méreteket, hagyományos mérőeszközök segítségével vettem le. Az alkatrészek, főleg a lefogató, sok folytonos felülettel és íves éllel rendelkeznek, emiatt ilyen helyeken nehéz volt a geometriát abszolút pontossággal lekövetni. A lehetőségeimhez igazodva, ezt szabad felületek illesztésével oldottam meg, amelyeknek körülhatároló pereme a felületet közrefogó él volt. Ilyen rész volt, a hátsó bordák közötti átmenet is. Továbbá kialakítottam az alkatrészek érintkező felületeinek határát, a kényszerek pontos definiálásának érdekében.

A modellezés során elsőnek elkészítettem az alkatrészek teljes, minden részletet tartalmazó modelljét. Ezután, az analízishez támasztott szempontok alapján egyszerűsítettem a modelleket, olyan módon, hogy a számítási kapacitás csökkenjen, és az eredményre minimális hatással legyen. Ilyen rész volt a csavar kialakítása, melynek Torx karimás kialakítása nem ad hozzá a számítás eredményeihez, viszont a komplex alakja miatt nagy a számítási igénye. Ennek okán, úgy döntöttem, hogy a teljes csavart rúdelemekkel helyettesítem. Így az érintkezési zónák elhanyagolhatóak, és a probléma lineáris marad. A csavar szárát egy azonos átmérőjű és hosszú rúdelemmel, a csavar fejét pedig egy azonos súlyú rúdelemmel helyettesítettem. A lefogató hátsó felfekvő részén lévő gömbölyű felfekvő felületet szintén, az érintkezések kiküszöbölése végett elhagytam, ennek súlya annyira kicsi volt, hogy ennek kompenzálását szintén elhanyagoltam.

Az elkészített modellt kiexportáltam Parasolid formátumba, majd ezt beimportálva az ANSYS „Geometry” moduljába, a Design Modeler környezetben, ellenőriztem a modell felületi

folytonosságát, valamint definiáltam a csavart helyettesítő rúdelemeket. Ehhez kapcsolva egy „Model” modult, elvégeztem a geometria hálózását, az ANSYS Meshing környezetben.

A bonyolult geometria miatt, a teljesen partíciózott hexaéderes háló alkalmazása nem volt megvalósítható. Ennek oka az, hogy a topológia nem tette lehetővé, nem osztható a test olyan részelemekre amelyeket a hálózó algoritmus megbízhatóan képes, egy viszonylag szabályos hexaéderes hálóval behálózni. Ezért a hálózáshoz tetraéder elemeket kellett alkalmaznom, ezek nagyobb erőforrásigénnyel rendelkeznek, mivel ugyanarra a geometriára több csomópontot eredményeznek, mint egy hexaéder háló, viszont komplex felületek lekövetése jelentősebben egyszerű vele, valamint uniformabb elemeket eredményez ilyen esetekben. A megnövekedett erőforrásigényt, igyekeztem kompenzálni a háló, optimalizálásával, a kritikus helyeken a háló sűrítésével, és alapvetően nagyobb elemméret használatával a nem kritikus régiókban. A tetraéderes háló miatt, másodrendű elemek használata elengedhetetlen. Ennek oka, hogy a lineáris tetraéder elemek, legfőképpen hajlítás esetén, mesterségesen merevebbé teszik a modellt, így az elmozdulások és feszültségek nem lesznek reálisak. Ennek kiküszöbölése végett használatosak ebben az esetben a másodrendű elemek.

6. Modell felépítése, hálózása és konvergenciavizsgálat

A modellt az ANSYS Workbench környezet Static Structural moduljában építettem fel. Első lépésként az anyagdefiníciókat állítottam be. Mivel az alkatrészek tényleges anyagára vonatkozó kifáradási adatok nem álltak rendelkezésemre, az ANSYS beépített „Structural Steel” szerkezeti acél anyagmodellt alkalmaztam. Ez a modell a tipikus szerkezeti acélokra jellemző mechanikai tulajdonságokat tartalmazza, beleértve a rugalmassági modulus, Poisson-tényező és sűrűség értékeit.

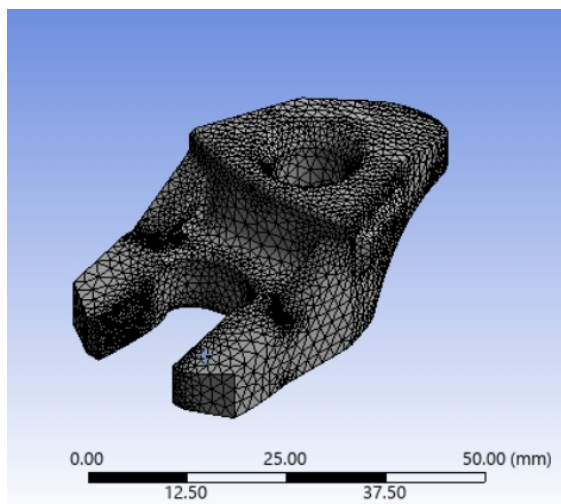
 Density	7850	kg m ⁻³
 Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
 Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modulus an...	
Young's Modulus	2E+11	Pa
Poisson's Ratio	0.3	
Bulk Modulus	1.6667E+11	Pa
Shear Modulus	7.6923E+10	Pa

20. ábra: A használt anyagmodell paraméterei

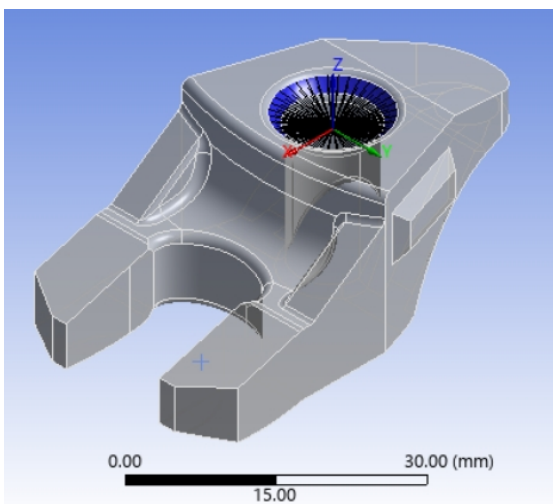
Mivel a vizsgált alkatrész anyaga nem ismert, és paramétereinek meghatározása kísérleti úton jelentős idő- és eszközigényt igényelt volna, a beépített anyagmodell alkalmazása indokoltnak bizonyult. Ez az egyszerűsítés nem biztosít teljes mértékben valósághű kifáradási viselkedést, azonban alkalmas a szerkezet tönkremeneteli mechanizmusának és a feszültségkoncentrációk hatásának elemzésére, ami a dolgozat céljaihoz megfelelő pontosságú eredményt biztosít.

Ezután a „Mechanical” környezetben elvégeztem a modell definiálását. Mivel a csavarkötés általi felületi érintkezést a modellem nem tartalmazza, ezért a csavar rúdmodelljét a csavar üllékéhez kell kapcsolni. A csavarszár végpontját egy MPC, azaz Multi Point Constraint segítségével kapcsoltam az üllékhez. Ez egy kinematikai kapcsolatot létesít a referencia pont és a vezetett felület csomópontjai között. Ennek viselkedését deformálhatóként definiáltam, hogy elkerüljem a vezetett felület kimerevítését.

A hálózáshoz, vegyesen használtam lineáris és másodrendű elemeket. Elsőnek a lefogató hálózását végeztem el. Itt a „Patch Independent” tetraéder algoritmust használtam, ami egy nem strukturált, de egyenletes és finom átmeneti zónákkal rendelkező másodrendű tetraédes hálót produkált. Az elemméret tartományt 1,5 és 1 mm közé állítottam. Az elsőre kritikusnak tűnő helyeken, a villa merevítésének tövénél, valamint a hátsó nyúlvány alsó görbületéhez, csökkentettem az elemméretet 0,5 mm-re. A rúdelemeket az alapbeállítások mellett 1 mm-es lineáris elemekkel hálóztam.



21. ábra: Az alkatrész előzetes hálója



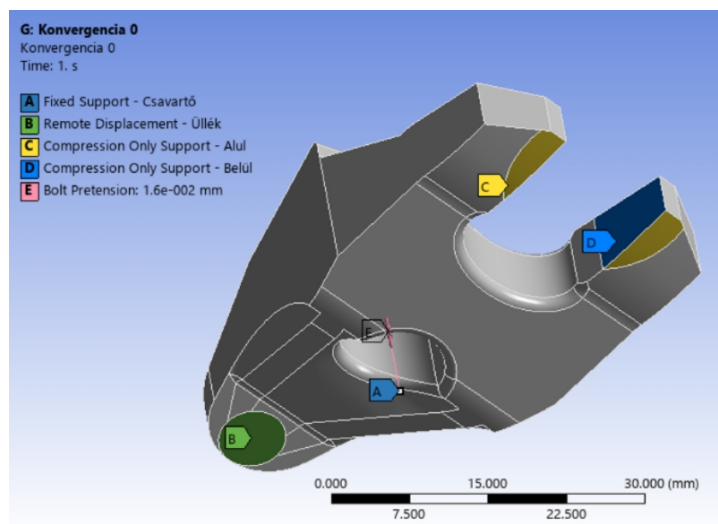
22. ábra: A hálózáshoz felhasznált geometria, és a csavarfej kapcsolata

Az analízis beállításokban, a 2 lépésközt állítottam be, azért hogy a csavarkötés előfeszítése teljes mértékben ki tudjon alakulni mielőtt a terhelés ráadódik a modellre. Továbbá bekapcsoltam a „Large Deflection” a modell stabilizálása végett.

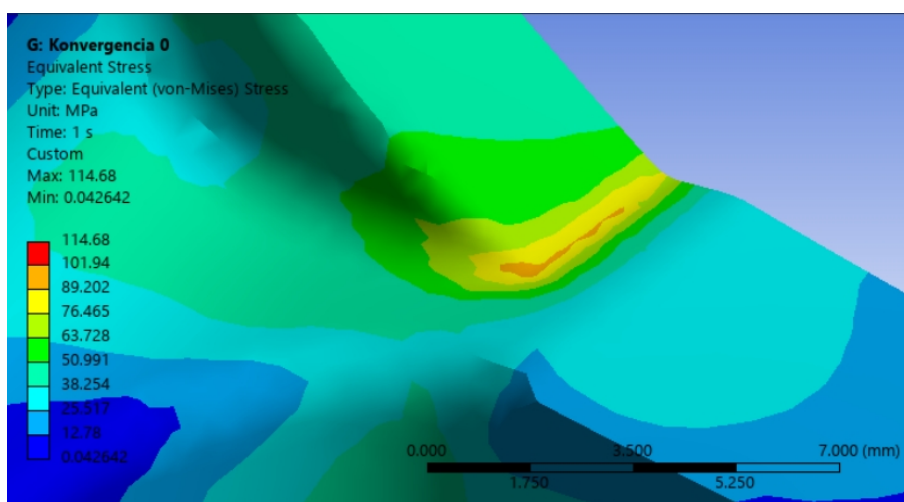
Ezt követően a peremfeltételek és terhelések beállítását végeztem el. A csavarszár végének csomópontján merev befogást definiáltam. A támaszkodó felületeket „Remote Displacement”-ekkel vezetem meg azok viselkedésének megfelelően. Ez megegyezik a csavarszár-üllék kapcsolat működésével. Ezt a módszert alkalmaztam a hátsó üllék kényszerezésénél is. A lefogató villa részének feltámaszkodásánál. A porlasztó lapolt és támaszkodó felületének szimulálását „Compression Only” kényszerrel kiviteleztem. Ez felületen érintő irányú elmozdulást megenged, valamint a kényszerből való elemlekedést. Ehhez a szoftver készít egy másolatot, a felületről és a kettő között egy súrlódásmentes „Penalty” kontaktot definiál. Ennek a merevsége a kényszer beállításaiban definiálható, de alapvetően, mivel az elkészített referencia felületet teljesen mereven definiálja a szoftver, így a kontakt is sokkal merevebb lesz a valós viselkedéshez képest. Ezt ellensúlyozván a beállításokban a kontaktmerevség frissítését bekapcsoltam iterációnként, valamint, a merevségi tényezőt 0,9-re állítottam. Mivel a kényszer kivitelezéséhez a szoftver kontaktdefiníciót alkalmaz, a felhasználó elől elrejtve, így ez valamennyi nemlinearitást vezet be a teljes rendszerbe. Ennek mértéke viszont jelen esetben elhanyagolható a Penalty formuláció miatt.

A csavar előfeszítését a „Bolt Pretension” funkcióval állítottam be, „Adjustment”-ként, ami megrövidíti a csavarszárat az általam megadott mértékkel, ami 0,016 mm, a mérések eredményének megfelelően. Itt megadtam, hogy az előfeszítés történjen meg az első lépésben, majd az érték legyen fixálva a további lépésekre, így biztosítva a valósághű viselkedést.

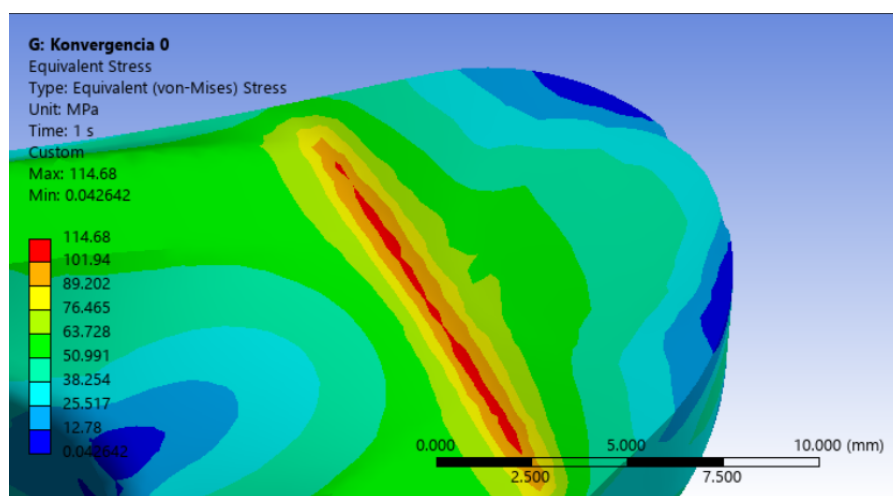
Következőnek a felépített modellen elvégeztem a háló konvergenciavizsgálatát. Ezzel meghatározható az, hogy a számolt eredmények függetlenek-e a modell hálójától. Ezt több iterációban végeztem el, amíg a kritikus helyeken a maximális feszültségek értéke stabilizálódik. A feszültséggyűjtő helyek a várákosoknak megfelelő helyeken jelentkeztek. Ezért ezeken a részeken tovább sűrítettem a hálót. A finomításokat 4 lépésben végeztem el, ennek eredményeit az 1. számú táblázat tartalmazza.



23. ábra: A konvergenciavizsgálathoz alkalmazott kényszerek és terhelések



24. ábra: Redukált feszültségcsúcs a villa bordájának tövében



25. ábra: Feszültségcsúcs a hátsó támaszkodó felület átmeneténél

1. táblázat: A konvergenciavizsgálat értékei

Elemméret	Max. Red. Feszültség 1	Max. Red. Feszültség 2	Csomópontszám
0,5 mm	97,544 MPa	112,58 MPa	68234
0,25 mm	103,29 MPa	114,16 MPa	78764
0,25 mm	101,2 MPa	115,38 MPa	115101
0,15 mm	102,46 MPa	114,29 MPa	103810

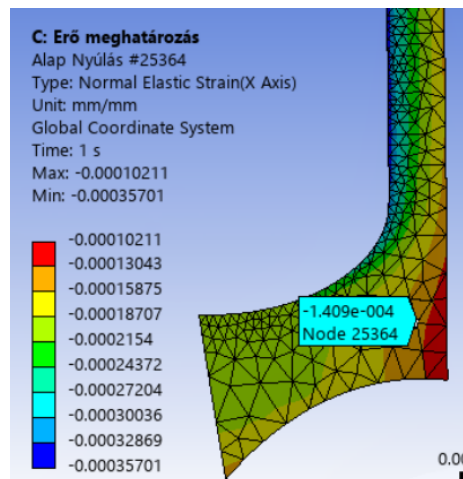
Az elemméretek változtatása kis hatással volt a redukált feszültségek maximális értékére a 2. iteráció után. A modell így már innentől konvergensnek tekinthető. A továbbiakban a 0,15 mm-es elemmérettel készített háló kerül felhasználásra.

7. Terhelő erő meghatározása

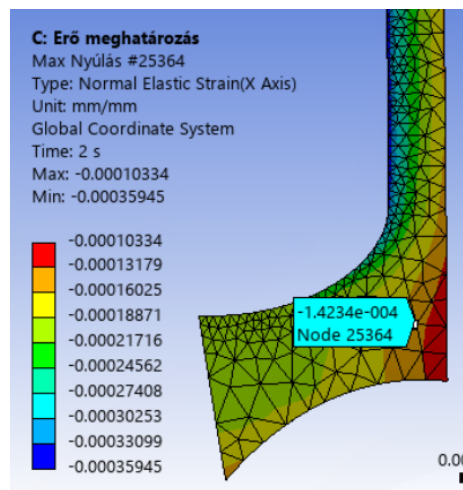
A mért nyúlások alapján a terhelő erő meghatározását a konvergált modellen végeztem el. Ehhez a mért maximális, 14,42 $\mu\text{m}/\text{m}$ nyúlásértéket vettem alapul. A statikus szilárdásgi szimulációban, a lépésidőközök felhasználásával, a csavar előfeszítés után, elkezdtem emelni a villára ható terhelés 1 N-tól egészen 100 N-ig, amíg meg nem jelent a kívánt nyúlásnövekmény a bélyeg felragasztásának helyén. Ez ~47 N terhelő erő esetén jelent meg. Ez az érték nagyon alacsony, bár a mért nyúlás értékek is alacsonyak voltak.



26. ábra: A beragasztott fő mérőbéllyeg



27. ábra: Az előfeszítés hatására kialakuló nyúlásérték



28. ábra: Az előfeszítés és a terhelés hatására kialakuló nyúlásnövekmény

A motor effektív középnyomásából számítva a porlasztóra ható terhelés, átmérő 8 mm-es porlasztószárat feltételezve, a maximális leadott terhelés fordulatszáman az autó gépkönyve alapján (Varga Z., Bereczky Á. (2014)):

$$p_e = \frac{P_e}{V \cdot n \cdot i} \quad (17)$$

$$p_e = \frac{68000}{0,00156 \cdot \frac{4000}{60} \cdot 1} = 653846,15 \text{ Pa} = 0,65 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$P = \frac{F}{A} \quad (19)$$

$$F = P \cdot A \quad (20)$$

$$A = \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = \frac{8^2 \cdot \pi}{4} = 50,26 \text{ mm}^2 \quad (21)$$

$$P = 0,65 \cdot 50,26 = 32,67 \text{ N} \quad (22)$$

A mért és számított terhelések nagyságrendben egyeznek, ennek fejében a feltételezhető, hogy a mért adatok közel vannak a valósan jelentkező értékekhez. Ez a terhelés viszont nem jelentős, és nem tud olyan mértékű terhelést okozni ami az alkatrész kifáradáshoz vezet. Az effektív középnyomás nem írja le teljes mértékben az égéstérben uralkodó nyomásviszonyokat, csak azt a középnyomásértéket adja vissza amely a megegyező mértékű munkát produkálja a valós nyomásviszonyokhoz képest. Ezért ennek értéke nagyságrendekben elmaradhat az égési csúcsnyomás értékétől, amely diesel üzemű motorok esetében 120-220 bar (T. Hamm, M. Rebbert, H.-J. Ecker, M. Grafen 2009; W. Guesser, P. V. Duran, W. Krause. 2004), azaz 12-22 MPa is lehet, ami a lefogatóra nézve jelentősen nagyobb terhelést jelent. Ebből következtethetően, annak ellenére, hogy a próbáltam a mérések során a motort a lehető legjobban leterheli, legnagyobb sebességi fokozatban, emelkedően végzett padlógáz gyorsítás sem eredményezte a motor teljes terhelésének elérését. Továbbá kimondható, hogy normál használat mellett az ritka, hogy a sofőr kihasználja az autója rendelkezésre álló teljes teljesítményét dinamikus vezetési stílus mellett sem. Ennek okai lehetnek a motor vezérlésnek beállításai, mint például a töltet és turbónyomás vezérlése adott terhelési szintre, sebességfokozatra, vagy a környezetvédelmi normáknak való megfelelés érdekében, valamint a nem optimális üzemi pontban történő gyorsítás, használat.

Annak érdekében hogy az alkatrész szilárdsági tulajdonságait megfelelő részletességgel tudjam vizsgálni, szükségem lenne a motor égési csúcsnyomásának értékére. Ez viszont egy alapvetően nem publikusan elérhető adat, és a motorgyártó cégek sem adják ki. Az általam vizsgált DV6 motor, ugyanazon motorcsaládba tartozó DW10 variánsa, amely egy szintén közvetlen befecskendezéses turbófeltöltött diesel motor a PSA csoporttól, viszont annak 2 literes lökettérfogattal rendelkező változata. Ennek, az interneten elérhető dokumentációk alapján, az égési csúcsnyomás érték amire a hengerfej tervezve lett 160 bar (Motor-Talk (N.

a)), azaz 16 MPa. Az 1.6 literes változatra nincs adat, viszont ennek az értéknek közelében kell lennie. Ezért a két motor effektív középnyomását alapul véve, azok maximális teljesítményi szintjein, arányosítottam az égési csúcsnyomás lehetséges értékét.

A DW10 motor effektív középnyomás értéke:

$$p_e = \frac{P_e}{V \cdot n \cdot i} \quad (23)$$

$$p_e = \frac{100000}{0,001997 \cdot \frac{4000}{60} \cdot 1} = 751126,7 \text{ Pa} = 0,75 \text{ MPa} \quad (24)$$

A két nyomásértékre arányosítva, a DV6 motor feltételezett égési csúcsnyomás értéke:

$$\frac{0,65}{0,75} \cdot 160 = 139 \text{ bar} = 13,9 \text{ MPa} \quad (25)$$

A feltételezett égési csúcsnyomásból a lefogató villa részére ható terhelés:

$$P = \frac{F}{A} \quad (26)$$

$$F = P \cdot A \quad (27)$$

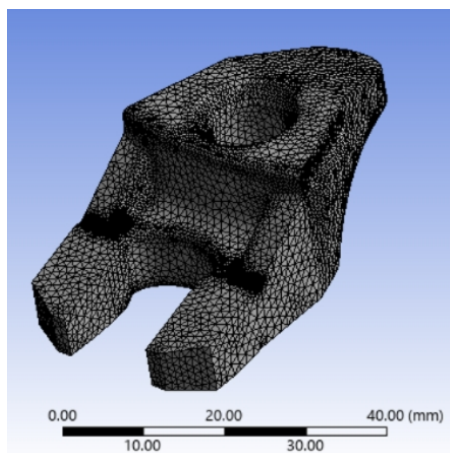
$$A = \frac{d^4 \cdot \pi}{4} = \frac{8^2 \cdot \pi}{4} = 50,26 \text{ mm}^2 \quad (28)$$

$$P = 13,9 \cdot 50,26 = 670 \text{ N} \quad (29)$$

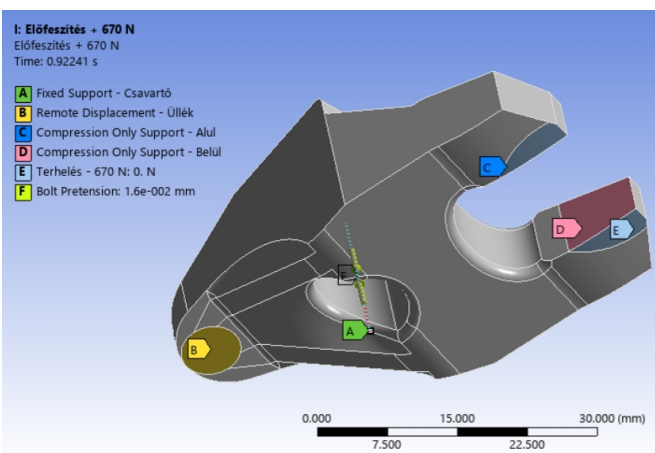
Az így számított terhelés kizárólag a statikus terhelési komponenseket tartalmazza, és nem veszi figyelembe a fellépő dinamikus hatásokat. Továbbá a becslés feltételezi a két égéster közötti geometriai hasonlóságot, és a motorok égésdinamikájának hasonlóságát.

A feltételezett nyomásviszonyok alapján, a 670 N-os számolt terhelési érték megfelelő közelítésként szolgál a lefogatóra ható csúcsterhelés és annak hatásainak vizsgálatára, és szimulálható vele a teljes terheléshez közeli üzemállapot. A további szilárdsági és kifáradási számításokban ez az érték lesz figyelembe véve. A terhelést a villa alsó részén, a porlasztó felfekvő felületén helyeztem el, egy „Remote Force” segítségével. A „Remote Force” szintén,

egy MPC kapcsolatot definiál, itt is deformálható viselkedést állítottam be. A terhelő erő ráadása csak az előfeszítés kialakulása következően történik, az analízis második lépésében.

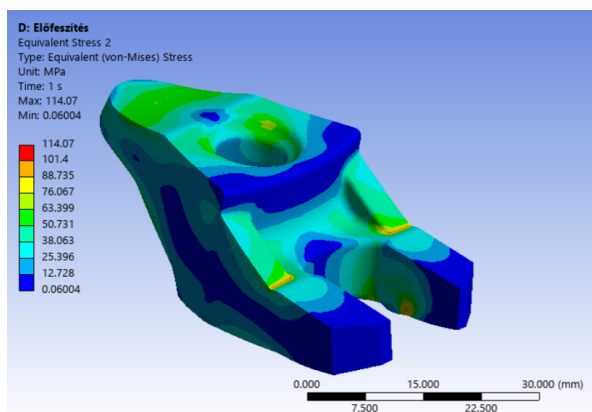


29. ábra: A végleges háló

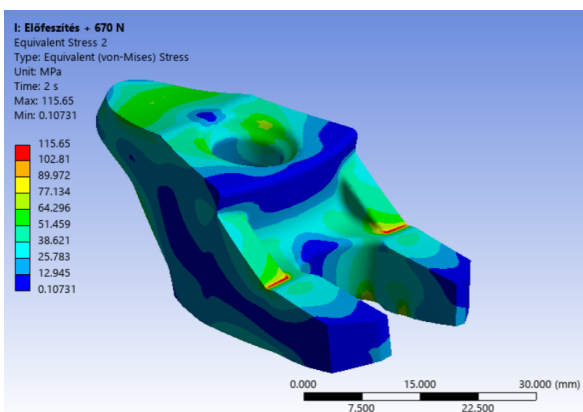


30. ábra: A kényszerek és terhelések

A csavar előfeszítés terhelésként jelentkezik a rendszerben, viszont mivel ez egy statikus, időben állandó terhelésnek feltételezhető, nem játszik szerepet a kifáradási folyamatban. Ezért annak vizsgálatához, az előfeszítésen felüli, terhelés okozta feszültségnövekményt kell számításba venni az adott feszültségi szinten. Ehhez két külön analízist végeztem el, a két modul ugyanazon hálóval és peremfeltételekkel került megoldásra, azzal az egy különbséggel, hogy az egyikben csak a csavar előfeszítés szerepel mint terhelés, a másikban pedig az előfeszítés és a további 670 N csúcsterhelés.



31. ábra: Redukált feszültség az előfeszítés hatására

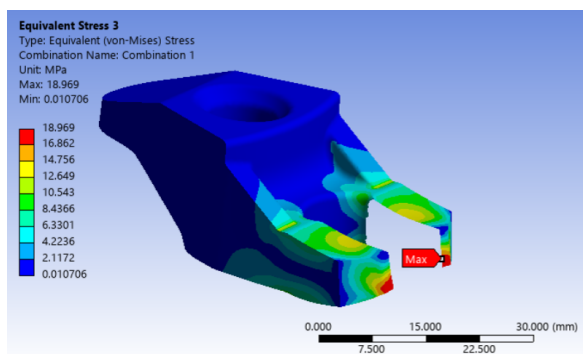


32. ábra: Redukált feszültség az előfeszítés és teljes terhelés hatására

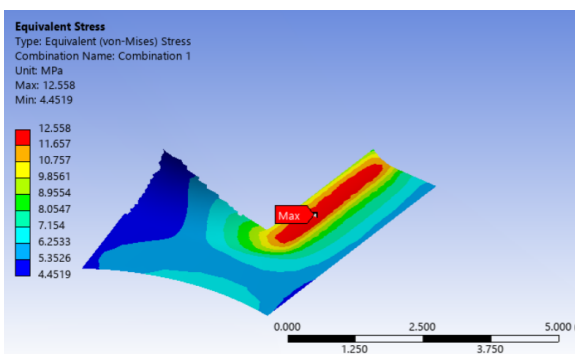
Az ábrákból látható, hogy a feszültségnövekmény nem jelentős, még a megnövelt csúcsterhelés esetén is. Mivel előfeszített csavarkötésről van szó, így jelen esetben a 670 N feltételezett csúcsterhelés nem közelíti meg a 0,016 mm-es csavarelőfeszítés által létrehozott

szorítóerőt. Továbbá a terhelt felület közelében feszültségcsúcsok jelentek meg, amelynek oka a „Compression Only” támasztás merevítő hatása. Ezek csak numerikus csúcsok, a valóságban nem jelentkeznék, ezért a következőkben ezeken a felületeken nem írtam ki ezekre a felületekre számolt feszültségeket.

Szemléltetés képpen a két állapot közötti feszültségnövekményt, ábrázoltam a teljes alkatrészen, amiből látható, hogy a terhelés hatására csak a villa mervítésének tövéig van változás a feszültségekben, ez alapján az a rész tekinthető kritikus pontnak.

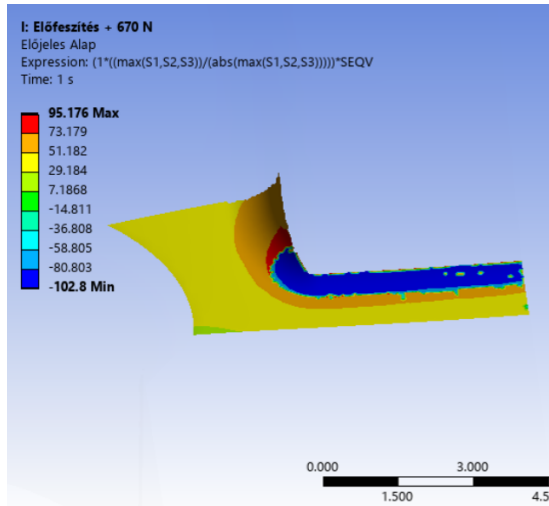


33. ábra: Feszültségnövekmény az előfeszítés és teljes terhelés között

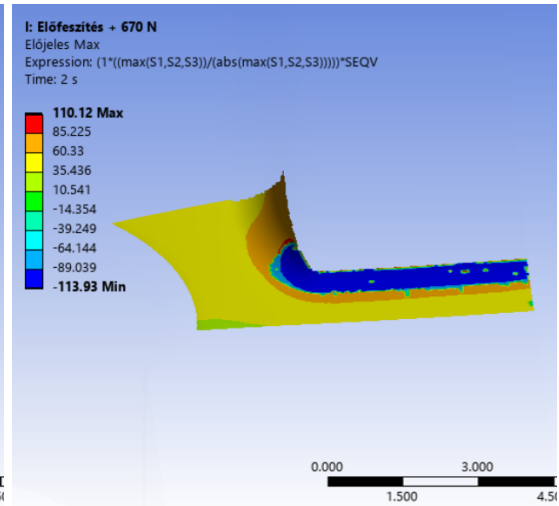


34. ábra: Feszültségnövekmény az előfeszítés és teljes terhelés között, a villa borda tövében

A kombinált eredmények alapján látható, hogy terhelés ráadásának hatására, csak a lefogató villrészén jelenik meg további terhelés. Így a hátsó támasznál lévő kritikusnak feltételezett rész, nem kritikus pont kifáradás szempontjából. A villa mervítésének tövében a teljes feszültségnövekmény 12,558 MPa. A terhelésből adódó kifáradási vizsgálatot csak erre a kritikus régióra végzem el. A von-Mises redukált feszültség alapesetben nem használható fel kifáradási vizsgálatra, mivel nem veszi figyelembe a feszültségek irányultságát. Rideg anyagok esetében a kifáradási feszültségkomponensre felhasználhatóak a maximális főfeszültségi értékek, viszont mivel itt nyomott zóna a felső ág, valamint a feltételezett anyag feltehetően egy szívósabb anyag, ezért ez nem megfelelő. Ennek okán az előjeles redukált von-Mises feszültséget (Altair OptiStruct (2021)) alkalmaztam feszültségkomponensként. Ez meghatározható a legnagyobb abszolút értékű főfeszültség előjele és a redukált von-Mises feszültség segítségével. (Altair Hyperworks 2025)



35. ábra: Előjeles redukált feszültség értéke a villa bordájának tövében, előfeszítés esetén



36. ábra: Előjeles redukált feszültség értéke a villa bordájának tövében, teljes terhelés esetén

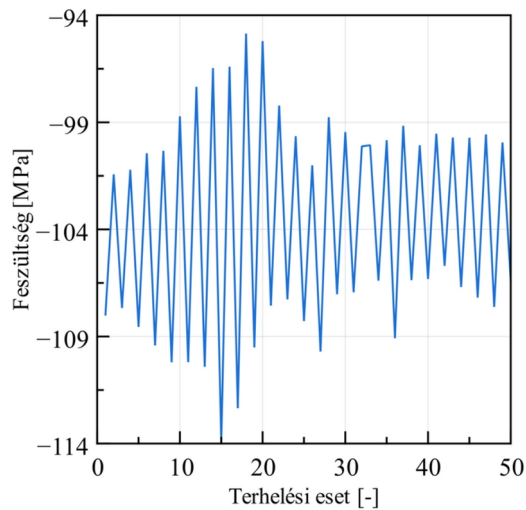
A modell linearitása miatt, az ismert feszültségnövekmény értelmében, kiszámolható az adott terhelési szintekre a feszültségek változása. Előfeszített állapotban a kritikus területen a feszültség maximális értéke -102,8 MPa, T=1 terhelési szorzó esetén pedig -113,93 MPa. Ezek alapján a feszültségnövekmény T=1-re:

$$|\sigma_n| = |\sigma_{T=1}| - |\sigma_e| = |-113,93| - |-102,8| = 11,13 \text{ MPa} \quad (30)$$

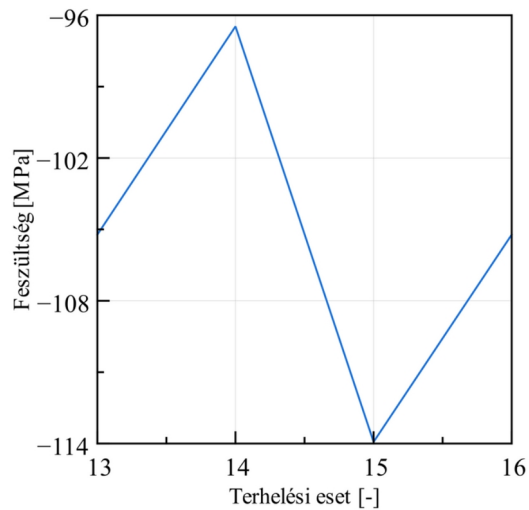
Ez alapján a feszültség értéke T=-1 esetén:

$$\sigma_{T=-1} = \sigma_e + |\sigma_n| = (-102,8) + 11,13 = -91,67 \text{ MPa} \quad (31)$$

A T terhelési szorzó esetén viszonyítva a feszültségi szintek az alábbi diagrammon láthatóak.



37. ábra: Feszültségek a terhelési szorzókra



38. ábra: A legnagyobb feszültségtartomány

A legnagyobb feszültségtartomány a 14. és 15. terhelési eset között jelent meg, itt a terhelési szorzók $T=1$ és $T=-0,57$ értéket vettek fel, amik alapján a feszültségek értéke $-113,93$ MPa és $-96,46$ MPa. Mivel tapasztalati úton ismert, hogy a törés bekövetkezik, az motor élettartamának vége előtt, így a kimondható, hogy Smith-diagramban elhelyezve a terhelési eset, a biztonsági terület határán, egyes ciklusokban akár azon kívül is lehet.

A konstans feszültségi hányados értéke 14. és 15. terhelési eseti pontra:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-96,46}{-113,93} = 0,85 [-] \quad (32)$$

A közép feszültség értéke:

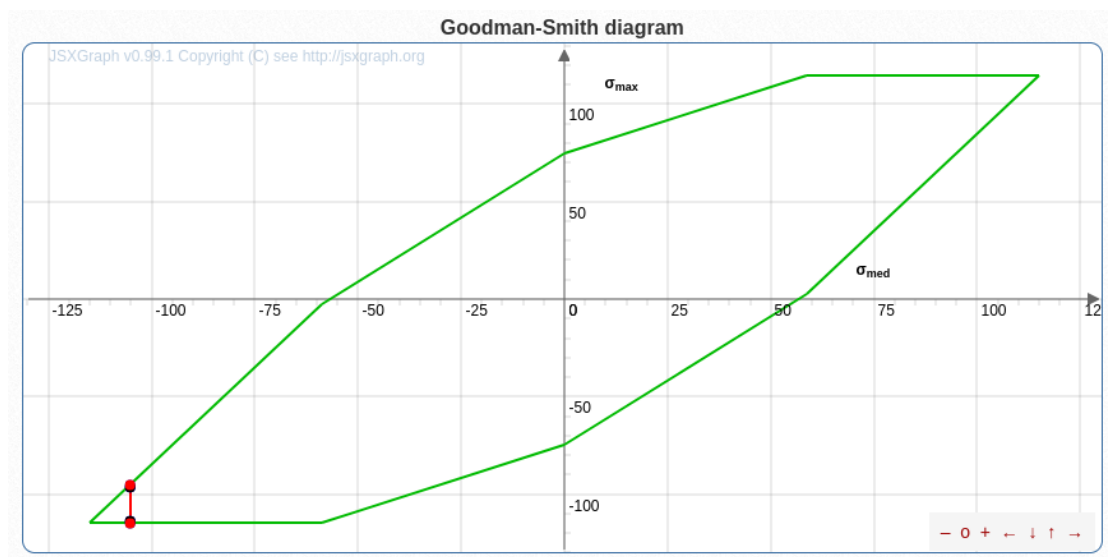
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{(-113,93) + (-96,46)}{2} = -105,195 \text{ MPa} \quad (33)$$

A feszültségamplitúdó értéke:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{(-113,93) - (-96,46)}{2} = -8,735 \text{ MPa} \quad (34)$$

A feszültségtartomány értéke:

$$\Delta \sigma = 2 \cdot \sigma_a = 2 \cdot (-8,735) = -17,47 \text{ MPa} \quad (35)$$



39. ábra: Feszültségtartomány Goodman-Smith diagramban ábrázolva

Ezek alapján feltételezhető, hogy a kifáradás okozta töret nem a terhelések mértéke miatt, hanem a nagyon magas közép feszültség következménye. A magas közép feszültségi érték jelentősen rontja a kifáradási tulajdonságokat, így akár kis amplitúdójú feszültségek esetén is közel kerülhetnek a csúcspontok a biztonsági terület széléhez, akár lokális plasztikus alakváltozás is megjelenhet, mely szerint szintén nem felel meg kifáradásnak az alkatrész a Smith-diagram alapján.

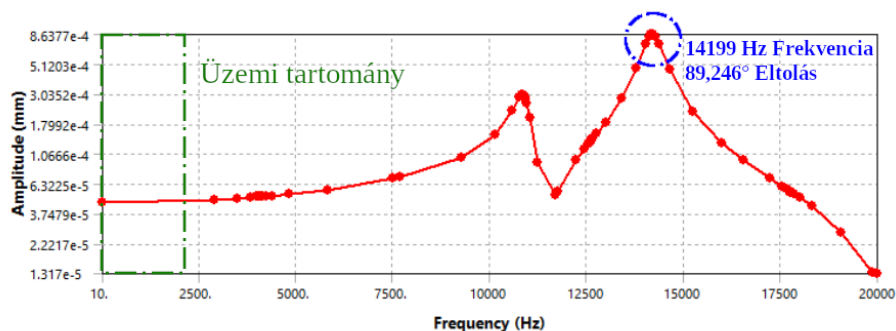
A mérés során tapasztalt rezonancia miatt, elvégeztem az alkatrész harmonikus gerjesztés analízisét is. Ehhez elsőként meg kellett határoznom a rendszer sajátfrekvenciáját. Ehhez az előző vizsgálatokhoz használt hálót és peremfeltételeket használtam. A nehézségi gyorsulás hatásait elhanyagoltam az alkatrészek kis mérete és súlya miatt. A sajátfrekvencia vizsgálatát az alkatrész előfeszített helyzetében vizsgáltam, a kiszámolt előfeszített modellt alkalmaztam kezdeti feltételként a „Modal” modulban.

2. táblázat: Az első öt sajátfrekvencia értéke

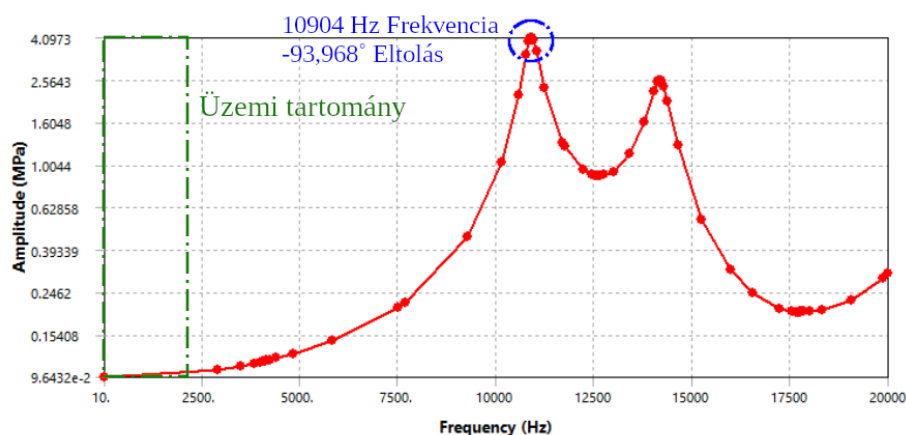
1.	2.	3.	4.	5.
4100,1 Hz	10899 Hz	12608 Hz	14199 Hz	17766 Hz

Az eredményül kapott sajátfrekvenciák esetében, a második értéknél jelentős ugrás van, de a teljesség érdekében, a további vizsgálatokat csak az első öt sajátfrekvenciára folytatom, viszont a motortérben az első sajátfrekvenciánál nagyobb frekvenciájú rezgések nem valószínű, hogy jelentkeznek.

A harmonikus analízis során a 10-20000 Hz-es frekvenciatartományt vizsgáltam. A haló és peremfeltételek az megegyeznek az előzőkkel. A 670 N-os gerjesztési erőt, a terhelések vizsgálatával megegyezően, a villa alsó felületéhez kötött Remote Point"-ra helyeztem. A harmonikus gerjesztés ezen keresztül jelenik meg a modellben.



40. ábra: Elmozdulás válasz diagram



41. ábra: Feszültség válasz diagram

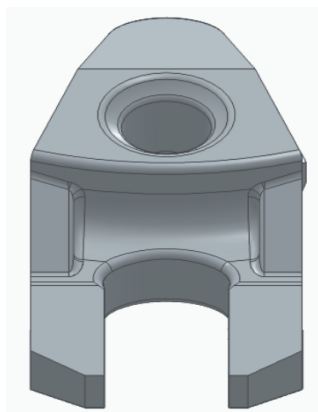
A szimuláció lefutása után, a kapott válasz-diagramból látható, hogy két frekvencia környékén jelentkeznek terhelés irányú elmozdulás amplitúdó csúcsok. Ezek a második és harmadik sajátfrekvencia értékeinél találhatók. Ugyanez mondható el a feszültség amplitúdók esetében is, viszont itt a csúcspontok helye felcserélődött. Ezek már bőven az üzemi körülmények között előforduló frekvenciatartományokon kívül esnek. A terhlési oldalról közelítve, munkaütemek okozta terhelések maximális frekvenciája, a motor maximális fordulatszámának függvénye. A motor 6800 1/min maximális fordulata esetén ez 56,7 Hz egy hengerre vetítve, maximálisan is a 4 hengerre 226,8 Hz. Ez alapján kijelenthető, hogy a 63,279 Hz értéknél rezonancia, nem okoz gerjesztést az alkatrészen, ezért sem szilárdsági,

sem kifáradási szempontból nem kritikus frekvencia, és nem játszik szerepet az alkatrész tönkremenetelében.

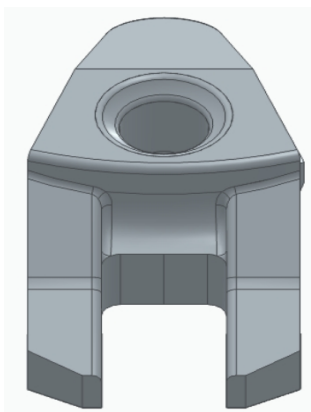
8. Alkatrész élettartamának növelése

Az alkatrész élettartamának növeléséhez, ezek alapján szükséges lépés a középfeszültség szintjének csökkentése, a geometria módosításával. Ehhez az alábbi módosításokat eszközöltem az alkatrészen.

A villa merevítő bordáit kiszélesítettem a villa teljes szélességéig, valamint annak a villához való csatlakozási pontját előrébb helyeztem. Így az eredeti alkatrészen lévő borda és a villa döntött szára közötti sík felület eltűnt, valamint a lekerített felület is ahol a feszültségcsúcsok jelentkeztek. Továbbá ezen a csatlakozási felületen 6 mm-es lekerekítést alkalmaztam. A villát közrefogó részt is egy folytonos felületté módosítottam, így az ott lévő bemetszések is eltűntek.

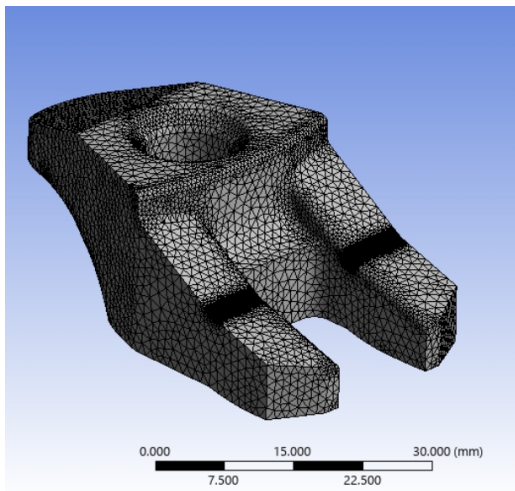


42. ábra: Az eredeti alkatrész

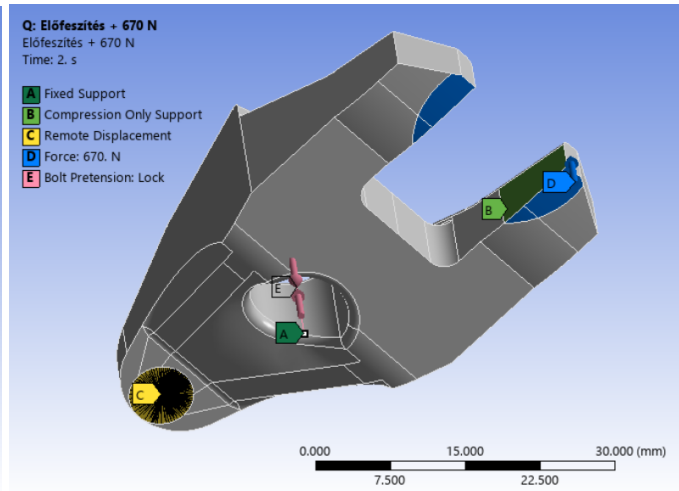


43. ábra: A módosított alkatrész

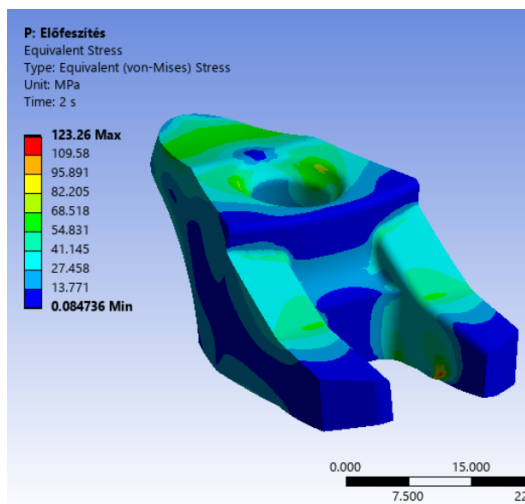
A módosított modellen lefuttattam újra a szilárdsági számításokat az eredeti alkatrésszel megegyező hálózási beállításokkal és peremfeltételekkel. A feszültségeket az alapalkatrésszel megegyezően, a 14. és 15. terhelési eset szerint vizsgáltam.



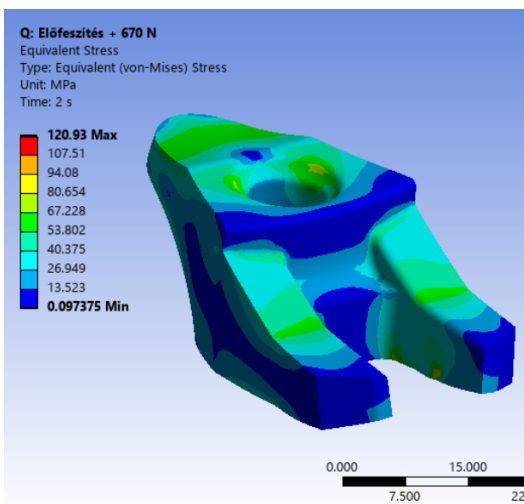
44. ábra: A módosított alkatrész hálója



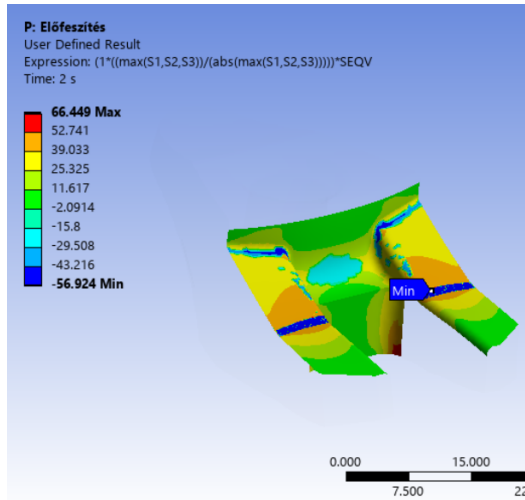
45. ábra: A módosított alkatrész kényszerei és terhelései



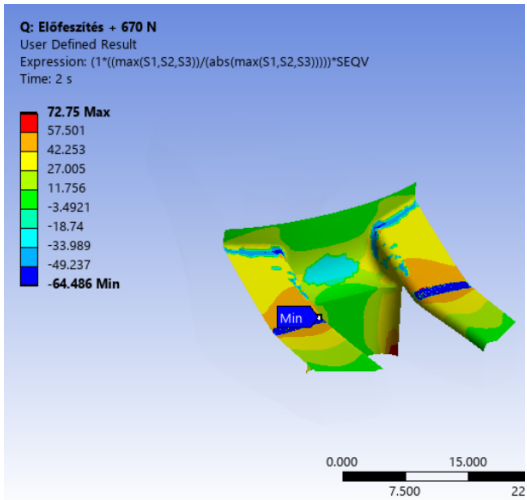
46. ábra: Redukált feszültségek értéke előfeszítés esetén



47. ábra: Redukált feszültségek értéke teljes terhelés esetén



48. ábra: Előjeles redukált feszültségek értéke előfeszítés esetén (Részlet)



49. ábra: Előjeles redukált feszültségek értéke teljes terhelés esetén (Részlet)

A kritikus részen a módosított geometriával az előfeszítés után jelentkező előjeles redukált feszültség értéke -56,924 MPa, előfeszítés T=1 terhelési szorzó esetén pedig -64,486 MPa. A feszültségnövekmény értéke ez alapján:

$$|\sigma_n| = |\sigma_{T=1}| - |\sigma_e| = |-64,486| - |-56,294| = 8,192 \text{ MPa} \quad (36)$$

Ez alapján a feszültség értéke T=-0,57 esetén:

$$\sigma_{T=-1} = \sigma_e + (-0,57) \cdot |\sigma_n| = (-56,924) + 0,57 \cdot 8,192 = -51,62 \text{ MPa} \quad (37)$$

A konstans feszültségi hányados értéke 14. és 15. terhelési eseti pontra, a módosított alkatrészre:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-51,62}{-64,486} = 0,8 [-] \quad (38)$$

A közép feszültség értéke a módosított alkatrészre:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{(-64,486) + (-51,62)}{2} = -58,55 \text{ MPa} \quad (39)$$

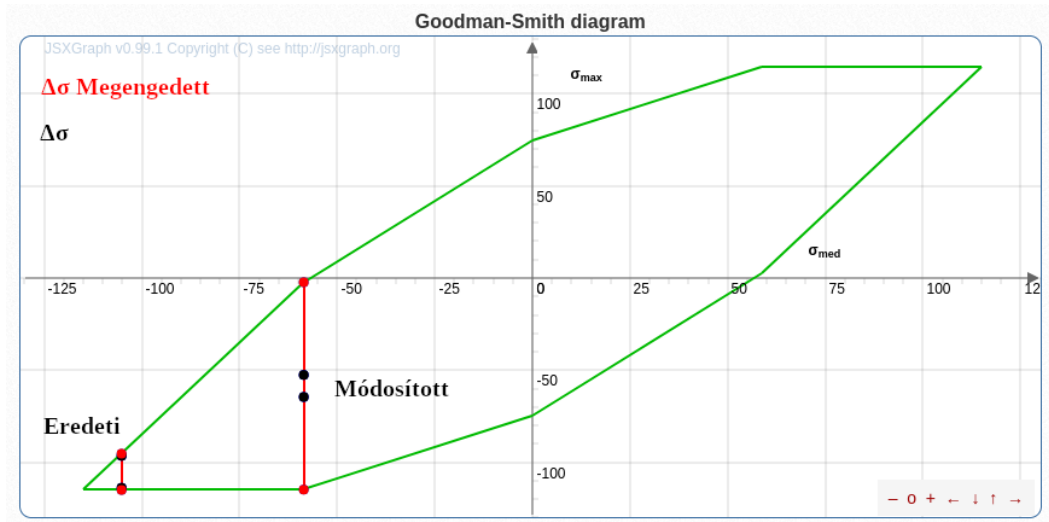
A feszültségamplitúdó értéke a módosított alkatrészre:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{(-64,486) - (-51,62)}{2} = -5,933 \text{ MPa} \quad (40)$$

A feszültségtartomány értéke a módosított alkatrésze:

$$\Delta \sigma = 2 \cdot \sigma_a = 2 \cdot (-5,933) = -11,866 \text{ MPa} \quad (41)$$

A módosítások hatására a közép feszültség értéke jelentősen csökkent, valamint kis mértékben a feszültségamplitúdó értéke is.



50. ábra: Az eredeti és a módosított alkatrész feszültségtartománya Goodman-Smith diagramban ábrázolva

Ezekkel a módosításokkal az alkatrészen jelenkező feszültségek megfelelő biztonsággal, a biztonsági területen belül tartózkodnak. Ezáltal kimondható, hogy a változtatások eredményesek voltak, és a módosított alkatrész kifáradásra megfelel. A végeleemes számítások teljesen homogén anyagmodell feltételeznek, így az esetleges anyaghibákból adódó, folytonossági hibákból adó meghibásodásra a modell nem ad választ, és a számítások eredményei is csak ennek tudatában érvényesek.

9. Következtetések

Az elvégzett mérések során megállapítható volt, hogy az alkatrészre ható terhelés mértéke, normál közúti használat esetén jelentősen elmarad attól az értéktől amelyet, az égési csúcsnyomás, valamint az alkatrészre ható rezgések indokolnának. Ilyen használat mellett kicsi annak a valószínűsége, hogy a felhasználó kihasználja a gépjárműve teljes rendelkezésre álló teljesítményét. Esetlegesen nagyobb terhek vontatása esetén, de ez családi kompaktok esetén nem valószínű.

Az alkatrész teljesítményében fontos szerepet játszik a csavarok megfelelő előfeszítése, mivel így nem közvetlenül az alkatrész veszi fel az égéstér felől rá ható erőket, hanem a csavarkötés kapacitását használja fel az ellentartásra.

Az elvégzett számítások alapján, a terhelés teljes egésze a leszorító villa részére koncentrálódik. A megemelt terhelési szint esetén sem jelentek meg további feszültségek a hátsó támaszkodó felület környékén. Az alkatrész tapasztalatok alapján a motor élettartamának elérése előtt eltörik, ezért a számításokból adódó értékek alapján feltételezhető volt, hogy az alkatrész a kifáradási határterület peremén, egyes ciklusok esetén akár azon kívül is elhelyezkedhet. Az előfeszítés általi feszültségeken felül, a további terhelés nem jelentett jelentős feszültségnövekményt, viszont mivel az előfeszítés hatására a középfeszültség kifejezetten magas értéket vett fel, a kis feszültségamplitúdók mellett, a maximálisan megengedett feszültségtartomány jelentősen beszűkült. Ezek alapján feltételezhető, hogy a törést nem közvetlen a terhelések hatása idézi elő, hanem az előfeszítés általi magas középfeszültség negatív hatása.

A mérések során érzékelt vibráció, a számítások alapján nem járult hozzá az alkatrész kifáradásához. Az alkatrész gerjesztési frekvenciái nagyságrendekkel a motortérben létrejövő rezgések frekvencia tartománya felett találhatóak.

A megfelelő előfeszítés mértéke azonban a befecskendező megfelelő rögzítése miatt nem csökkenthető semmilyen keretek között. Ezáltal a probléma kiküszöbölhető az alkatrész geometriájának módosításával, olyan módon, hogy az előfeszítésből adódó feszültség szint jelentősen alacsonyabb legyen. Ennek kivitelezéséhez viszonylag kis mértékű módosításokra volt csak szükség.

10. Összefoglalás

A diplomadolgozatom során egy 2013-as évjáratú Peugeot 308 T7, az 1,6 literes 9h06 motorkódú HDi dízel motorral szerelt autó, erőforrásának a befecskendező leszorítójának mechnaikai vizsgálata volt. Az alkatrész esetében gyakori jelenség annak a motor élettartamának elérése előtti töréses meghibásodás. Ezért elvégeztem az alkatrész mechanikai vizsgálatát, annak érdekében, hogy a feltárjam a meghibásodás okát, valamint javítsak a konstrukció teljesítményén.

Ennek érdekében először a saját tulajdonú autómon, nyúlásmérő bélyegek segítségével meg lettek határozva, a normál közúti használat mellett jelentkező nyúlások, valamint az alkatrészt rögzítő csavar előfeszítésének mértéke, mivel az a megadott gyári meghúzási értékekből nem volt közvetlen számolható. A mérések során felvett adathalmazokat, a LabPlot nevű adatvizualizációs és adatelemző szoftver segítségével feldolgoztam, kiértékeltem, és használtam fel a további műveletekhez.

A vizsgált alkatrész, alkatrészek 3D modelljét a Solid Edge CAD szoftverben készítettem el, majd importáltam az ANSYS végeselemes szoftverbe, amelynek segítségével elvégeztem az alkatrész szilárdsági vizsgálatát. Az alkatrész anyagáról nem volt információ, ezért általános anyagmodellt alkalmaztam, de a vizsgálat szempontjából ez megfelelő eredményeket biztosított. Itt meghatároztam a nyúlások alapján az alkatrészre ható terhelések nagyságát. A megállapított terhelési szintek fejében lefuttattam a teljes szilárdsági analízist, amelynek eredményeit felhasználtam az alkatrész kifáradási tulajdonságainak vizsgálatára. Mivel tapasztalati úton ismert volt, hogy az alkatrész törése idő előtt bekövetkezik így annak kifáradási kapacitása éppen határértéken, bizonyos ciklusokban akár az alatti érték is lehetett.

Az alkatrészen harmonikus gerjesztési analízist is végeztem, a mérés során tapasztalt rezgések hatásának vizsgálata érdekében. A vizsgálatok megállapították, hogy a rezgések nem játszottak szerepet az alkatrész tönkremenetelében.

A tönkrementeli mechanizmus ismeretében, módosítottam az alkatrész geometriáján, annak érdekében, hogy javítsak annak teljesítményén, élettartamán. A változtatások sikeresnek bizonyultak, és jelentős élettartamnövekedést produkáltak. Összességében a diplomadolgozat során elvégzett mérések és vizsgálatok jól körülírták az alkatrész viselkedését, annak üzemi

körülmények közötti állapotát, valamint a tönkremenetel módját. Az alkatrészen kisebb módosítások eszközölése is elég volt ahhoz, hogy annak teljesítménye drasztikusan javuljon.

11. Summary

My thesis involved the mechanical analysis of the injector clamp of 2013 Peugeot 308 T7 equipped with a 1.6 liter 9h06 Hdi diesel engine. A common failure of this part is its breakage, before the life expectancy of the engine itself. Therefore I performed the mechanical analysis of the part, in order to identify the cause of failure, and improve the performance of the design.

For this reason, firstly, using strain gauges, the strains were measured during normal public road driving, and the preload of the fastening screw, as this could not be calculated directly from the factory tightening values. The processing and evaluating of the recorded data points was done using the LabPlot data visualization and data analysis software for further use.

The 3D model of the component(s) was made using the Solid Edge CAD environment, and then imported into the ANSYS finite element software for mechanical analysis. I had no information about the exact material of the part, so I used general material properties, but this provided adequate results for the purposes of the analysis. I determined the loads acting on the part based on the strain values. Based on the determined load levels I conducted the complete strength analysis, the result of which I used for determining the fatigue properties of the part. Since it was known from experience that the part breaks prematurely, its fatigue capacity was at limit and in certain cycles it could even be below that value.

I also performed harmonic response analysis on the component, to evaluate the vibrational effect observed during the measurements. The test determined that the vibration did not play a role in the failure of the part.

Knowing the mechanism of failure, I modified the geometry of the part in order to improve its performance, and service life. The modifications proved successful and resulted in significant increase in expected life cycles.

Overall, the performed measurements and analysis during the thesis clearly described the behaviour of the component, the operating conditions and the mode of failure. Minor modifications to the part were sufficient to drastically improve its performance.

12. Irodalomjegyzék

A. Fatemi (N. a.). Chapter 9 – Variable Amplitude Loading. [Egyetemi tananyag]

Elérhető: https://www.efatigue.com/training/Chapter_9.pdf (Letöltve: 2025.05.03.)

A. Hunt (1998). A guide to the Measurement of Force. London: The Institute of Measurement and Control

Altair (N. a). Finite Element Model Stress-Life Technical Background. [Gyártói dokumentáció]

Elérhető: <https://www.efatigue.com/fem/background/stresslife.html>

(Letöltve: 2025.04.26.)

Altair Hyperworks (2025). Computed results. [Gyártói dokumentáció] Elérhető:

https://help.altair.com/hwdesktop/hwx/topics/panels/computed_results_hv_r.htm (Letöltve:

2025.10.17.)

Altair OptiStruct (2021). Fatigue using S-N (Stress - Life) Method [Gyártói

dokumentáció] Elérhető:

https://2021.help.altair.com/2021/hwsolvers/os/topics/solvers/os/fatigue_sn_stress_life_method_r.htm

(Letöltve: 2025.10.17.)

Bukovinszky M. (2008). Diesel motorok felépítése és működési elve I.. Budapest:

Nemzeti Szakképzési és Felnőttképzési Intézet

COSMOL (N. a.). Material Fatigue. [Gyártói dokumentáció] Elérhető:

<https://www.comsol.com/multiphysics/material-fatigue> (Letöltve: 2025.05.02.)

Diószegi Gy. (1979). Gépszerkezetek méretezési zsebkönyve. Budapest: Műszaki

Könyvkiadó

J. B. Heywood (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. [H. n]: McGraw-Hill

Kálmár I., Stukovszky Zs. (1998). Belsőégésű motorok folyamatai. Budapest:

Műegyetem Kiadó

Massachusetts Institute of Technology (N. a.). Diesel engine characteristics. [Előadás

anyag] Elérhető: [https://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.](https://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2015%20Diesel%20engine%20characteristics.pdf)

[%2015%20Diesel%20engine%20characteristics.pdf](https://web.mit.edu/2.61/www/Lecture%20notes/Lec.%2015%20Diesel%20engine%20characteristics.pdf) (Letöltve: 2025.05.02.)

Motor-Talk (N. a.). Technical document on HDi engines. [Technikai dokumentum]

Elérhető: <https://www.motor-talk.de/forum/aktion/Attachment.html?attachmentId=685547>

(Letöltve: 2025.10.10.)

National Instruments (N. a.). Measuring Strain with Strain Gages [Gyártói

dokumentáció] Elérhető: [https://www.ni.com/en/shop/data-acquisition/sensor-](https://www.ni.com/en/shop/data-acquisition/sensor-fundamentals/measuring-strain-with-strain-gages.html)

[fundamentals/measuring-strain-with-strain-gages.html](https://www.ni.com/en/shop/data-acquisition/sensor-fundamentals/measuring-strain-with-strain-gages.html) (Letöltve: 2025.04.27.)

Pedersen, M.M. (2024). Introduction to Metal Fatigue. Technical Report ME-TR-11, Aarhus University, 3rd edition.

Perkins Engines (N. a.). Diesel common rail direct injection (CRDI) and its benefits

[Gyártói tudásbázis] Elérhető: [https://www.perkins.com/en_GB/network-resources/useful-](https://www.perkins.com/en_GB/network-resources/useful-information/common-rail.html)

[information/common-rail.html](https://www.perkins.com/en_GB/network-resources/useful-information/common-rail.html) (Letöltve: 2025.04.27.)

R. Budynas, K. Nisbett (2014). Shigley's Mechanical Engineering Design 10th Edition.

[H. n]: McGraw-Hill

Ráthy I., Fazekas L., Gavallér J., Kugyela P., (2015). Karbantartás és Gépjavítás.

Debrecen: [K. n.]

Siemens (2019). What is a SN-Curve? [Gyártói tudásbázis] Elérhető:

<https://community.sw.siemens.com/s/article/what-is-a-sn-curve> (Letöltve: 2025.10.29.)

Szendrő, P. (1978). Gépelemek I. (Kötések). Gödöllő: [K. n.]

T. Hamm, M. Rebbert, H.-J. Ecker, M. Grafen (2009). Cylinder Head Design for High

Peak Firing Pressures. [H. n.]: SAE International

Varga Z., Bereczky Á. (2014). Motor és erőátviteli rendszerek mechatronikája [BME

MOGI Elektronikus tananyag] Elérhető:

[https://mogi.bme.hu/TAMOP/motor_eroatviteli_rendszerek_mechatronikaja/ch07.html#ch-](https://mogi.bme.hu/TAMOP/motor_eroatviteli_rendszerek_mechatronikaja/ch07.html#ch-VII.1)

[VII.1](https://mogi.bme.hu/TAMOP/motor_eroatviteli_rendszerek_mechatronikaja/ch07.html#ch-VII.1) (Letöltve: 2025.05.11.)

W. Guesser, P. V. Duran, W. Krause. (2004). Compacted Graphite Iron for Diesel Engine

Cylinder Blocks. [H. n.]: [K. n.]

Wikipedia (N. a.). Diesel engine. [Weblap] Elérhető:

https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_engine (Letöltve: 2025.05.11.)

Wikipedia (N. a.). Fatigue (material). [Weblap] Elérhető:

[https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(material\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material)) (Letöltve: 2025.04.23.)

Wikipedia (N. a.). Internal combustion engine. [Weblap] Elérhető:

https://en.wikipedia.org/wiki/Internal_combustion_engine (Letöltve: 2025.05.11.)

Wikipedia (N. a.). Strain gauge. [Weblap] Elérhető:

https://en.wikipedia.org/wiki/Strain_gauge (Letöltve: 2025.05.03.)

13. Ábrajegyzék

1. ábra: Acél és alumínium Wöhler-görbéi (Siemens (2019)).....	9
2. ábra: A60 anyag Smith-diagramja (Szendrő, P. (1978)).....	10
3. ábra: A vizsgált alkatrész 1/2.....	14
4. ábra: A vizsgált alkatrész 2/2.....	14
5. ábra: Nyúlásmérőbéllyeg bekötési vázlata.....	16
6. ábra: A beragasztott béllyeg pozíciója.....	17
7. ábra: A teljes mérési útvonal (Google Térkép).....	17
8. ábra: Az első mérés eredménye (Teljes).....	18
9. ábra: Az első mérés eredménye (Részlet).....	18
10. ábra: A második mérés eredménye (Teljes).....	19
11. ábra: A második mérés eredménye (Részlet).....	19
12. ábra: A harmadik mérés eredménye (Teljes).....	19
13. ábra: A negyedik mérés eredménye (Teljes).....	20
14. ábra: A kiválasztott tartomány korrekciózott értékeinek vizsgálata.....	21
15. ábra: A redukált adathalmazra levetített terhelési szorzók értéke.....	22
16. ábra: Az észlet vibráció mért értéki Fourier-transzformáció után.....	23
17. ábra: A beépítés közelítése (Vázlat).....	24
18. ábra: A csavarszárra felragasztott nyúlásmérő béllyeg.....	24
19. ábra: A csavarszár nyúlása a meghúzás során.....	24
20. ábra: A használt anyagmodell paraméterei.....	27
21. ábra: Az alkatrész előzetes hálój.....	28
22. ábra: A hálózashoz felhasznált geometria, és a csavarfej kapcsolata.....	28
23. ábra: A konverganciavizsgálathoz alkalmazott kényszerek és terhelések.....	30
24. ábra: Redukált feszültségcsúcs a villa bordájának tövében.....	30
25. ábra: Feszültségcsúcs a hátsó támaszkodó felület átmeneténél.....	30
26. ábra: A beragasztott fő mérőbéllyeg.....	32
27. ábra: Az előfeszítés hatására kialakuló nyúlásérték.....	32
28. ábra: Az előfeszítés és a terhelés hatására kialakuló nyúlásnövekmény.....	32
29. ábra: A végleges háló.....	35
30. ábra: A kényszerek és terhelések.....	35
31. ábra: Redukált feszültség az előfeszítés hatására.....	35
32. ábra: Redukált feszültség az előfeszítés és teljes terhelés hatására.....	35
33. ábra: Feszültségnövekmény az előfeszítés és teljes terhelés között.....	36
34. ábra: Feszültségnövekmény az előfeszítés és teljes terhelés között, a villa borda tövében.....	36
35. ábra: Előjeles redukált feszültség értéke a villa bordájának tövében, előfeszítés esetén.....	37
36. ábra: Előjeles redukált feszültség értéke a villa bordájának tövében, teljes terhelés esetén.....	37
37. ábra: Feszültségek a terhelési szorzókra.....	38
38. ábra: A legnagyobb feszültségtartomány.....	38
39. ábra: Feszültségtartomány Goodman-Smith diagramban ábrázolva.....	39
40. ábra: Elmozdulás válasz diagram.....	40
41. ábra: Feszültség válasz diagram.....	40
42. ábra: Az eredeti alkatrész.....	41
43. ábra: A módosított alkatrész.....	41
44. ábra: A módosított alkatrész hálój.....	42
45. ábra: A módosított alkatrész kényszerei és terhelései.....	42

46. ábra: Redukált feszültségek értéke előfeszítés esetén.....	42
47. ábra: Redukált feszültségek értéke teljes terhelés esetén.....	42
48. ábra: Előjeles redukált feszültségek értéke előfeszítés esetén (Részlet).....	43
49. ábra: Előjeles redukált feszültségek értéke teljes terhelés esetén (Részlet).....	43
50. ábra: Az eredeti és a módosított alkatrész feszültségtartománya Goodman-Smith diagramban ábrázolva.....	44

14. Táblázatok jegyzéke

1. táblázat: A konvergenciavizsgálat értékei.....	31
2. táblázat: Az első öt sajátfrekvencia értéke.....	39

MATE Szervezeti és Működési Szabályzat

III. Hallgatói Követelményrendszer

III.1. Tanulmányi és Vizsgaszabályzat

6.13. sz. függeléke: A MATE egységes szakdolgozat / diplomadolgozat / záródolgozat / portfólió készítési útmutatója

4.2. sz. melléklete: Nyilatkozat a záródolgozat/szakdolgozat/diplomadolgozat/portfólió nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről (módosítva: 2025. október 16.)

NYILATKOZAT

a diplomadolgozat¹ nyilvános hozzáféréséről és eredetiségéről

A hallgató neve:	Ferenczi Péter
A Hallgató Neptun kódja:	IS95UW
A dolgozat címe:	Leszorító villa rekonstrukciós tervezése
A megjelenés éve:	2025
A konzulens intézetének neve:	Műszaki Intézet
A konzulens tanszékének a neve:	Gépszerkezettani Tanszék

Kijelentem, hogy az általam benyújtott diplomadolgozat² egyéni, eredeti jellegű, saját szellemi alkotásom. Azon részeket, melyeket más szerzők munkájából vettem át, egyértelműen megjelöltem, és az irodalomjegyzékben szerepeltettem. Továbbá kijelentem, hogy a dolgozat elkészítése során alkalmazott mesterséges intelligencia-eszközök (pl. szöveggenerálás, nyelvi javítás, fordítás, adatelemzés) használata nem helyettesítette a saját kutatási és alkotói munkámat, azok alkalmazását a források között vagy a módszertani részben feltüntettem, és a szakmai-etikai elvárásoknak megfelelően jártam el.

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 repozitori rendszerébe. Tudomásul veszem, hogy a megvédett és

- nem titkosított dolgozat a védést követően
- titkosításra engedélyezett dolgozat a benyújtásától számított 5 év eltelte után

nyilvánosan elérhető és kereshető lesz az Egyetem könyvtári repozitori rendszerében.

Kelt: 2025.10.31.


Hallgató aláírása

¹ A megfelelő dolgozattípus meghagyása mellett a többi típus törölendő.

² A megfelelő dolgozattípus meghagyása mellett a többi típus törölendő.

NYILATKOZAT

Ferenczi Péter (név) (hallgató Neptun azonosítója: IS95UW) konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a diplomadolgozatot¹ áttekintettem, a hallgatót az irodalmi források korrekt kezelésének követelményeiről, jogi és etikai szabályairól tájékoztattam.

A záródolgozatot/szakdolgozatot/diplomadolgozatot/portfóliót a záróvizsgán történő védésre javaslom / nem javaslom².

A dolgozat állam- vagy szolgálati titkot tartalmaz: igen nem^{*3}

Kelt: 2025.10.31.



belső konzulens

¹ A megfelelő dolgozattípus meghagyása mellett a többi típus törlendő.

² A megfelelő aláhúzendő.

³ A megfelelő aláhúzendő.

MATE Szervezeti és Működési Szabályzat

III. Hallgatói Követelményrendszer

III.1. Tanulmányi és Vizsgaszabályzat

**6.13. sz. függeléke: A MATE egységes szakdolgozat /
diplomadolgozat / záródolgozat / portfólió készítési útmutatója**

7. sz. melléklete: Műszaki Intézet külső konzulensi nyilatkozat

KÜLSŐ KONZULENSI NYILATKOZAT

Ferenczi Péter (név) (hallgató Neptun azonosítója: IS95UW)

külső konzulenseként nyilatkozom arról, hogy a hallgató az előre egyeztetett konzultációkon rendszeresen megjelent.

Kelt: 2025.10.31.



külső konzulens

Hallgatók, doktoranduszok nyilatkozata mesterséges intelligencia (MI) alkalmazásáról

1. Általános adatok

Hallgató neve:	Ferenczi Péter
Neptun-kódja:	IS95UW
Képzési szint (a megfelelőt jelölje X-szel):	☐ BSc/BA ☒ MSc/MA ☐ Doktori (PhD) ☐ Egyéb:
Tantárgy neve/kódja*:	Diplomamunka készítés 2. / MUSZK051N
A munka címe:	Leszorító villa rekonstrukciós tervezése

* doktori értekezés esetén nem kitöltendő

2. Nyilatkozat az MI használatáról

Alulírott, etikai felelősségem teljes tudatában az alábbi nyilatkozatot teszem:

(Kérjük, válasszon egyet az alábbi lehetőségek közül!)

☐ A) Nem alkalmaztam mesterséges intelligencia rendszert vagy szolgáltatást.

(Amennyiben ezt jelölte, a további táblázatok kitöltése nem szükséges.)

☒ B) Alkalmaztam mesterséges intelligencia rendszert vagy szolgáltatást.

(Kérjük, töltsse ki a vonatkozó táblázatokat!)

3. A mesterséges intelligencia használatának részletezése

I. TÁBLÁZAT: Asszisztensi vagy kisebb mértékű felhasználás (pl. fordítás, nyelvi korrektúra, ötletelés stb.)

(Ezen felhasználások esetében a konkrét promptok és válaszok csatolása nem szükséges.)

A felhasználás célja	Alkalmazott MI-eszköz neve és verziója	Érintett rész (ha nem a szöveg egészére vonatkozik)
ANSYS szoftver dokumentációban való keresés	ChatGPT GPT-5	Szimulációk elvégzése
Szövegkorrektúra (helyesírás ellenőrzés), átvezető mondatok, javaslása	ChatGPT GPT-5	Tartalmi részek közötti átvezető mondatok (a javasolt mondatok nem kerültek közvetlen beillesztésre, csak alapként voltak felhasználva)

II. TÁBLÁZAT: Jelentős tartalmi hozzájárulás (pl. egy teljes ábra vagy egy hosszabb szövegrész generálása)

(Ezekben az esetekben a felhasznált kulcsfontosságú promptok és az MI által adott nyers válaszok dokumentálása és a munka **mellékletében való csatolása szükséges.**)

A felhasználás célja	Alkalmazott eszköz verziója, elérhetősége	MI- neve, Az érintett fejezet / ábra / táblázat pontos sorszáma	A prompt-naplót tartalmazó melléklet bejegyzésének sorszáma

3/A. Oktató által előírt kiegészítő szabályok (ha vannak)

Amennyiben az adott tantárgy oktatója vagy témavezetője az MI-eszközök használatára vonatkozóan külön szabályokat vagy elvárásokat határozott meg, kérjük, az alábbi mezőben foglalja össze ezeket:

Pl. az MI használatának tilalma bizonyos feladattípusokra; csak konkrét eszköz használata engedélyezett; eltérő hivatkozási elvárások; dokumentációs forma stb.

Oktató vagy témavezető által előírt szabályok:

.....

.....

.....

.....

4. Minden hallgatóra vonatkozó nyilatkozat:

Kijelentem, hogy az MI által esetlegesen generált tartalmakat minden esetben kritikailag felülvizsgáltam, szerkesztettem és a munkába illesztettem. A leadott munka minden eleméért, annak eredetiségéért és tudományos helytállóságáért teljes körű felelősséget vállalok. Tudomásul veszem, hogy a Magyar Agrár- és Élettudományi Egyetem a benyújtott munkát mesterséges intelligencia detektorral ellenőrizheti, és eljárást kezdeményezhet, amennyiben a nyilatkozatom valótlan vagy hiányos.

Kelt: 2025.10.31.

.....

Hallgató aláírása

.....

Konzulens/Témavezető aláírása