



M Ű E G Y E T E M 1 7 8 2

DR. HORVÁTH LÁSZLÓ, CÍMZETES EGYETEMI TANÁR

DR. HEGYI PÉTER, ADJUNKTUS

ALUMÍNIUM LEMEZEK SPECIÁLIS KAPCSOLATAINAK VIZSGÁLATA VÉGESELEMES KÖRNYEZETBEN

TDK DOLGOZAT
- 2023 -

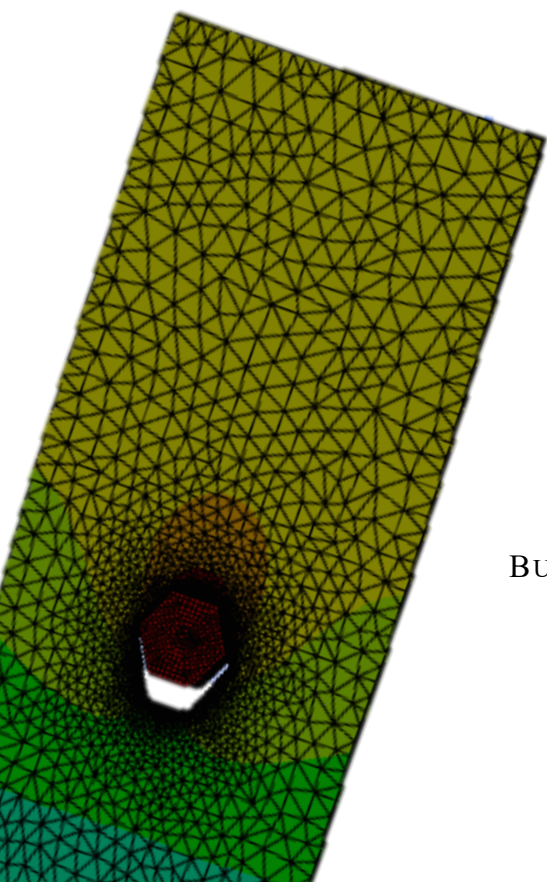
GÁL JÁNOS

ÉPÍTŐMÉRNÖK HALLGATÓ (B.SC.)

BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM

ÉPÍTŐMÉRNÖKI KAR

HIDAK ÉS SZERKEZETEK TANSZÉK



KIVONAT

A mérnöki szerkezetekben a csavarozott kapcsolatok előnye a gyors helyszíni szerelhetőség, a kis eszközigény, valamint oldhatóság. Csavarozott kapcsolatok jellegükénél fogva fémszerkezeteknél, fánál és polimereknél is alkalmazhatók. A még gyorsabb szerelhetőség azonban tovább javítja a gazdaságosságot, ennek egy példája a speciális hatszög alakú kapcsolóelemek alkalmazása, melyekkel nagyobb termelékenység érhető el. Az építőiparban jelenleg is terjedőben van az alumínium, amit az anyag kisebb önsúlya és jobb alakíthatósága is lehetővé tesz.

Dolgozatomban alumíniumból készült vékony lemezek belső menetes csőszegeccsel (blind rivet nut) kialakított kapcsolatainak viselkedését vizsgálom nyírási igénybevételre. Bemutatom az alumínium anyagot és speciális kapcsolati típusait, valamint a szóban forgó kapcsolóelem kísérleti vizsgálatát és az itt tapasztalt viselkedését követni képes végeeselemes modellt. A modellt validálom, majd néhány főbb paraméter (lemezvastagság, lyukátmérő, éltávolságok) teherbírást befolyásoló hatását elemzem.

Az alkalmazott végeeselemes modell anyagi nemlinearitást képes figyelembe venni. Az anyag szilárdsági tulajdonságának megismeréséhez laborméréseket végeztünk, melyből előállíthatóvá vált egy nemlineáris feszültség-alakváltozás görbe, amit beépítettem a modellbe. A modell kontaktelemekeket tartalmaz a kapcsolóelem és a lemez közötti erőátadás biztosítására. A modellt validáltam a rendelkezésre álló kísérleti adatok alapján, maximálisan 7% eltérést tapasztaltam a teherbírásban a modell és a teszteredmények között. A numerikus modell eredményeit paraméterenként csoportosítva elemzem, diagramok és táblázatok segítségével mutatom be. Összességében elmondható, hogy a teherbírás értéke erősen függ a végtávolságtól és a lemezvastagságtól. Az egyes paraméterek változtatásával lehetséges a kísérletinél magasabb teherbírás értékeket is elérni, azonban ennek használhatósági korlátjai vannak.

ABSTRACT

In engineering structures, the advantage of bolted connections is quick field installation, small tool requirements and ease of release. By their nature, bolted connections can also be used in steel structures, wood and polymers. However, even faster assembly improves the cost-effectiveness, an example of this is the use of special hexagonal fasteners, which can achieve a higher productivity. Aluminium is also gaining popularity in the construction industry, thanks to its lower weight and better formability.

In my study, I investigate the behaviour of blind rivet nut connections of thin aluminium plates under shear loading. I will introduce the aluminium material and the specific types of connections, as well as the experimental study of the connection element in question and the finite element model that can follow the behaviour observed in this paper. The model is validated and the influence of some major parameters (plate thickness, hole diameters, edge spacings) on the load carrying capacity is analysed.

The finite element model used could take into account material nonlinearity. In order to understand the strength properties of the material, laboratory tests were carried out, from which a nonlinear stress-strain curve was generated and included in the model. The model uses contact elements to provide force transmission between the coupling element and the plate. The model was validated against available experimental data, with a maximum deviation of 7% in load capacity between the model and test results. The results of the numerical model are analysed grouped by parameters and presented in diagrams and tables. Overall, the load capacity value is strongly dependent on the end spacing and plate thickness. By varying each parameter, it is possible to achieve higher values of load carrying capacity than the experimental one, but there are limitations in its usability.

TARTALOMJEGYZÉK

Kivonat	1
Abstract	2
Tartalomjegyzék	3
Jelölések jegyzéke	4
Ábrajegyzék	5
Táblázatjegyzék.....	6
1. Bevezetés	7
2. Szakirodalmi áttekintés	8
2.1. Speciális kapcsolóelem bemutatása	8
2.1.1. Alumínium ötvözetek	9
2.1.2. Mechanikai tulajdonságok, anyagmodellek	10
2.2. Szakirodalom	14
3. Laboratóriumi mérések	18
3.1. Szerkezeti próbatestek bemutatása	18
3.2. Mérőberendezések és vizsgálat felépítése	19
3.3. Mérési eredmények.....	20
4. Végeselem modellezés	21
4.1. Anyagmodellek.....	21
4.2. Geometria	23
4.3. Hálózás	24
4.4. Peremfeltételek, vizsgálat felépítése.....	25
4.5. Futtatási eredmények, modellvalidáció	26
5. Paraméter vizsgálat felépítése	28
5.1. Paraméter vizsgálat eredményei	30
6. Összefoglalás	37
Köszönetnyilvánítás	38
Irodalomjegyzék.....	38

JELÖLÉSEK JEGYZÉKE

- σ - normál feszültség
- ε - nyúlás
- E - rugalmassági modulus
- f_p - egyezményes rugalmas arányossági határ
- E_1 - felkeményedési szakaszon érvényes rugalmassági modulus
- ε_p - felkeményedési szakaszon érvényes nyúlás
- f_{\max} - szakítószilárdság
- E_2 - egyezményes rugalmas határ feletti szakasz rugalmassági modulusa
- ε_e - egyezményes rugalmas határhoz tartozó nyúlás
- f_e - egyezményes rugalmas határ
- f_x - második referencia feszültség
- $\varepsilon_{0,x}$ - egyezményes rugalmas határhoz tartozó maradó nyúlás
- f_0 - rugalmas határ
- F - erő
- A - keresztmetszeti terület
- u - elmozdulás
- D - lyukátmérő
- t - lemeztvastagság
- e_1 - végtávolság
- E_s - acél rugalmassági modulus
- ν_s - acél harántkontrakciós tényező
- E_{al} - alumínium rugalmassági modulus

ÁBRAJEGYZÉK

1. ábra – Belső menetes csőszegecs	9
2. ábra – Csömöri gyalogos híd, tiszta alumínium szerkezet	9
3. ábra – Alumínium ötvözetek feszültség-alakváltozás diagrammja.....	10
4. ábra – Acél és alumínium szakító diagrammja	11
5. ábra – Bilineáris anyagmodell.....	11
6. ábra – Trilineáris anyagmodell.....	12
7. ábra – Folytonos modell $\sigma=\sigma(\epsilon)$	12
8. ábra – Ramberg-Osgood folytonos modell $\epsilon=\epsilon(\sigma)$	13
9. ábra – Modell felépítése, kontakt felületek és hálózás bemutatása.....	14
10. ábra – Önfűrő (SPR) kapcsolatok kialakításának sematikus ábrája	15
11. ábra – Önfűrő csavarokkal kialakított kapcsolat terhelés utáni deformált alakja	15
12. ábra – Próbatétel végelem modelljének feszültség eloszlása hajlítás esetén.....	16
13. ábra – Lemez végelem modellje, feszültségeloszlása és deformált alakja.....	16
14. ábra – Kapcsolat végelem modellje (felül) támaszokkal, helyettesítő rúdelemekkel, hálózás utáni geometria modell (alul)	17
15. ábra – Próbapálcá uniaxiális húzókísérletből előállított erő-elmozdulás görbék.....	18
16. ábra – Próbatétel geometriai méreteinek ábrázolása (balra), próbatétel rögzítése a mérőberendezésbe (jobbra).....	19
17. ábra – Próbatétel terhelés utáni deformált alakja	20
18. ábra – Próbaterhelésből származó erő-elmozdulás görbe.....	21
19. ábra – Mérnöki és valós feszültség-alakváltozás értékpárok.....	22
20. ábra – Anyagmodell módosított feszültség-alakváltozás diagrammja plasztikus tartományon	23
21. ábra – Végelem modell felépítése	23
22. ábra – Végelem modell hálózás után	24
23. ábra – Futási idő függése az elemmérettől.....	24
24. ábra – Hálójüggetlenségi vizsgálat a teherbírás és elemméret függvényében.....	25
25. ábra – Erő-elmozdulás értékpárok alakulása különböző megtámasztási módok esetén....	26
26. ábra – Paraméteres futtatás eredményei, teherbírás a végtávolság függvényében	27
27. ábra – Végelem és labor vizsgálat egy-egy mintadarabjának erő-elmozdulás görbéjének összehasonlítása	28
28. ábra – Végelem és labor próbatétel deformált alakjának összehasonlítása.....	28

29. ábra – $D=11\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás értékpárok ábrázolása a geometriai paraméterek szerint	30
30. ábra – $D=13\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás értékpárok ábrázolása a geometriai paraméterek szerint	31
31. ábra – $D=11\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékei a végtávolság függvényében	32
32. ábra – $D=13\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékei a végtávolság függvényében	32
33. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=1\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	33
34. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	34
35. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=2,5\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	34
36. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=1\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	35
37. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	35
38. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbái végtávolságok szerint	36

TÁBLÁZATJEGYZÉK

1. táblázat – Vizsgált próbatestek geometriai méretei.....	19
2. táblázat – Teherbírás értékel táblázatos összefoglalása geometriai paraméterek szerint....	20
3. táblázat – Végeelem és labor vizsgálatok teherbírás értékeinek összehasonlítása	27
4. táblázat – $D=11\text{mm}$ -es elemek geometriai paraméterei	29
5. táblázat – $D=13\text{mm}$ -es elemek geometriai paraméterei	29
6. táblázat – $D=11\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékeinek összefoglalása geometriai paramétercsoportonként.....	30
7. táblázat – $D=13\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékeinek összefoglalása geometriai paramétercsoportonként.....	31

1. BEVEZETÉS

Az építőipari fejlesztések célja a gazdaságosság és hatékonyság növelése. Ezen célok elérése különösen fontos abban az esetben, ha valamilyen típusfeladatról, sokszor ismétlődő, nagy mennyiségben előforduló szerkezeetről van szó. A *SWARCO FUTURIT Verkehrssignalsysteme GmbH* osztrák cég feladatai közé tartozik autópályák és gyorsforgalmi utak mentén információs LED-táblák elhelyezése, melyek megbízható, tartós rögzítése kiemelt fontosságú. A LED-táblákat és az elektronikát zárt alumínium dobozokban helyezik el, melyeket a jelen gyakorlat szerint a doboz belsejébe hegesztett rozsdamentes acél anyagú anya segítségével csavaroznak fel az útpályán átívelő acél tartószerkezetre. Mivel ennek a kialakításnak az előkészítése idő- és erőforrásigényes, így a cég fejlesztésbe kezdett, a termelékenységük növelése érdekében egy speciális kapcsolóelemmel, az ún. belső menetes csőszegeccsel (blind rivet nut) kívánják lecserélni a hagyományos anyákat. A cég megkereste a *Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Hidak és Szerkezetek Tanszékét* azzal a céllal, hogy ezeket az új típusú kapcsolatokat bevizsgálta. A Tanszék feladata volt laboratóriumi mérések alapján megállapítani a kapcsolat teherbírását egy széles paramétertartományon nyírási, húzó és nyomó igénybevétel esetén.

A laboratóriumi munkába lehetőségem volt röviden bekapcsolódni, majd ezt követően a témát jelen dolgozatomban tovább vinni. Mivel a kísérleti vizsgálat igen drágának mondható, így a kapcsolóelem átfogó vizsgálatára hatékonyabban alkalmazható a numerikus vizsgálat. TDK kutatásomban célom volt egy olyan végeselemes modell kidolgozása, mely alkalmas a belső menetes csőszegeccsel kapcsolt alumínium lemezek nyírási teherbírását megfelelő pontossággal becsülni. Ezt követően ennek a modellnek a segítségével egy, a kísérleteken túlmutató paraméterterben futtatásokat végezni, majd a vizsgálatok eredményeit elemezni, kiértékelni.

A dolgozatomban elsőként rövid áttekintés adok az alumíniumról, mint szerkezeti anyagról, valamint a különböző speciális kapcsolati típusokról. Részletesebben bemutatom a belső menetes csőszegecs felépítését, alkalmazási területét. Áttekintem továbbiakban a modellezésben használt anyagmodelleket. Nemzetközi cikketek feldolgozva bemutatom a témában készült kutatásokat, azok eredményeit.

A végeselemes modellezéshez szükséges laboratóriumi vizsgálatokat is feldolgozom, melyből a későbbiekben felépítem és validálom a végeselemes modellt. Az dolgozat utolsó fejezetében bemutatom a paramétervizsgálathoz szükséges változókat, valamint a futtatások eredményét és következtetést teszek a kapcsolat teherbírására vonatkozóan.

2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

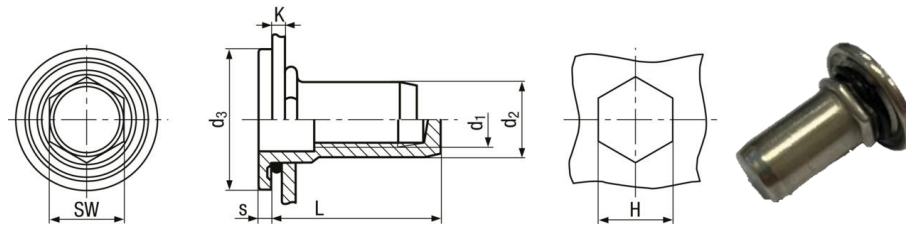
2.1. SPECIÁLIS KAPCSOLÓELEM BEMUTATÁSA

A dolgozatomban bemutatott speciális kapcsolóelemet a belgiumi székhelyű *Dejond* vállalat készíti, akik a Tubtara nevű belső menetes csőszegecsre specializálódtak. Alkalmazását a *SWARCO FUTURIT Verkehrssignalsysteme GmbH* forgalomirányítással foglalkozó cég kezdeményezte az autópályáknál található mérőberendezések rögzítésére. Ezzel az elemmel az ilyen mérőberendezések dobozainak rögzítése könnyebbé válik. Mitől lesz különleges ez a kapcsolóelem és a vele kialakított kapcsolat? Ez a fajta rugalmas menetkialakítás különösen a vékony elemeken és az üreges profiloknál hasznos. A kiemelkedő szegecsdudor [1. ábra] garantálja a nagy kihúzási szilárdságot. Továbbá biztosítja a stabil szorítóerőt, használható felületkezelt elemeken is, valamint egyoldalas összeszerelés is lehetséges amennyiben például a lemeznek csak egyik felülete hozzáférhető. Valamint alkalmazható vékony és vastag lemezeken egyaránt, vagy olyan elemeknél, ahol a menetkialakítás nem kivitelezhető. A Tubtara belső menetes csőszegecsket fémlemez és kompozit anyagok esetében is használják. Ezek kiküszöbölik a csapolás, a hegesztés vagy az anyákkal és csavarokkal való munka szükségességét. A csőszegecs elhelyezése során a felesleges anyagot a szárról a fej felé távolítja el, ezáltal tömítést képezve a szegecsfej és az alapanyagnál lévő szegecs között. A tömítés kb. $0,25\text{ mm}$ vastag, és jó védelmet biztosít hő- és vegyszerállóságot, ami alkalmassá teszi vízzel, gázokkal, üzemanyagokkal és számos autóiipari folyadékkal való használatra is.

Ennek egy speciális kialakítását, az alumínium lemezzel való kapcsolati kialakítását vizsgáltam.

A tiszta alumínium egy lágy, kis teherbírású, képlékeny anyag. Így teherhordó szerkezetekben való alkalmazása elképzelhetetlen. Azonban a megfelelő ötvözőanyagokkal vegyítve készíthető egy olyan anyag, amely a teherhordáshoz szükséges mechanikai tulajdonságokkal rendelkezik. Az ötvözött anyag mechanikai tulajdonságát erősen befolyásolja még a gyártási eljárás, ami még tovább módosítható a gyártás utáni hőkezelési eljárásokkal. Ezeket az ötvözeteket alkalmazzák alumíniumszerkezetek esetében, például térrácsokban, vagy függönyfalaknál is. Ez főként az alacsony önsúlyának, magas teherbírás-önsúly arányának, valamint a korrózióállóságának és a könnyű alakíthatóságának is köszönheti.

Az alumínium szerkezetek tervezésével az *EN 1999-1-1: Eurocode 9 Alumínium szerkezetek tervezése* [1] című szabványa foglalkozik. Magyarországon egy példa alumíniumból készült tartószerkezetre az *M0* gyorsforgalmi út fölött átívelő csömöri gyalogos híd [2. ábra], amely egy speciális, alumíniumötvözetből megépült műtárgy.



1. ábra – Belső menetes csőszegecs (forrás: <https://www.dejond.com/en/tubtara-technical-data>)



2. ábra – Csömöri gyalogos híd, tiszta alumínium szerkezet (forrás: https://hu.wikipedia.org/wiki/Csömöri_gyalogos_híd)

2.1.1. Alumínium ötvözetek

A szerkezeti célra használt alumínium ötvözetek legfontosabb ötvözői a szilícium (Si), magnézium (Mg), mangán (Mn), réz (Cu) és a cink (Zn). Az ötvözők növelik a szinalumínium szilárdságát, de csökkentik az olvadáspontját, a hő- és villamos vezetőképességét. Az alumínium ötvözőit a következőképpen osztályozhatjuk: [2] [3]

- szilárdságot növelő ötvözők: Cu, Mg, Si;
- szemcsenagyságot csökkentő ötvözők: Ti, Cr;
- korrózióállóságot javító ötvözők: Mn, Sb;
- hőmérséklettel szembeni ellenálló képességet fokozó ötvöző: Ni;
- forgácsolást megkönnyítő ötvözők: Co, Fe, Bi.

Összetételük szerint megkülönböztetünk:

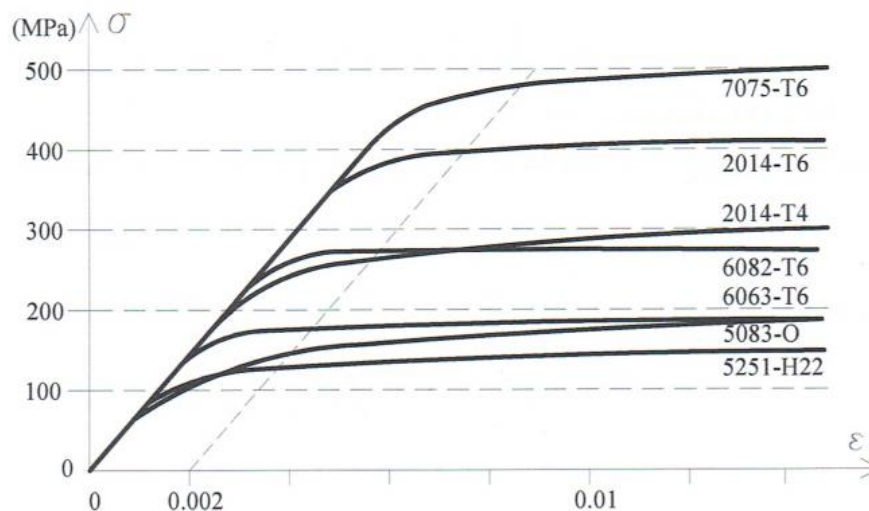
- Dural (Al - Cu) ötvözetek
- Hidronárium (Al - Mg) ötvözetek
- Szilumin (Al - Si) ötvözetek

Alakíthatóságuk alapján:

- Alakítható alumíniumötvözeteket
- Öntészeti alumíniumötvözeteket

Hőkezelhetőségük alapján:

- Nemesíthető alumíniumötvözeteket
- Nem nemesíthető alumíniumötvözeteket



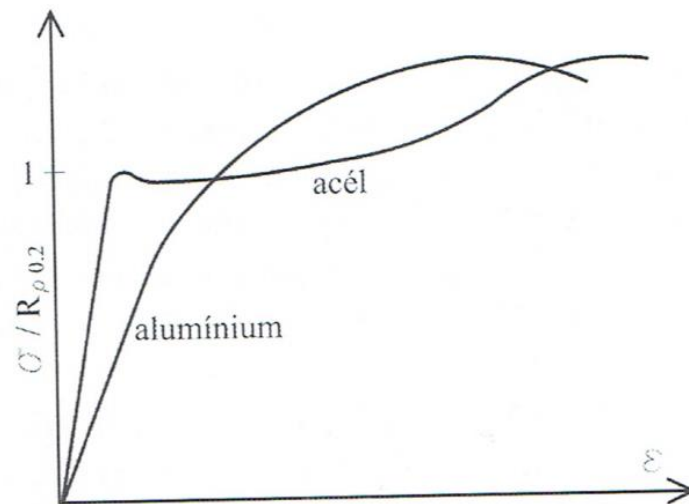
3. ábra – Alumínium ötvözetek feszültség-alakváltozás diagrammja [2]

2.1.2. Mechanikai tulajdonságok, anyagmodellek

Az alumínium mechanikai viselkedését, tulajdonságait összevetve a leggyakrabban használt acélével [4. ábra] a következő megállapítások tehetők. Az ötvözet Young-modulusa harmada az acélénak. Az alumínium arányossági határa¹ – általában – közel 2/3-a az acélénak. Alumínium esetében konkrét folyáshatár nem létezik, a képlékeny alakváltozás fokozatosan alakul ki. Ezen ötvözetek szakadónyúlása – általában – kisebb az acélénál.

Az egyes ötvözetek mechanikai tulajdonságai igen nagy mértékben függenek a vegyi összetételtől és az anyag állapotától. Ebből következik, hogy sokkal nagyobb alakváltozások alakulnak ki adott feszültség hatására, mint acélnál. Ennek következménye, hogy a másodlagos hatások is nagyobbak [2]. Az általánosságban használt rugalmas-képlékeny anyagmodellek alumínium esetében nem helytállóak. A pontosabb modellezéshez különböző közelítő eljárások léteznek, melyeket az *Eurocode 9 E függelék*e részletez [1].

¹ Az arányossági határ az a legnagyobb feszültség, ami még egyenes arányosságban van a megnyúlással. A legnagyobb feszültség, ahol a görbe még egyenesen halad a feszültség-alakváltozás diagramon.



4. ábra – Acél és alumínium szakító diagrammja [2]

Egy alumíniumötvözet feszültség – alakváltozás kapcsolatának analitikus jellemzésére szakaszos, vagy folytonos modelleket alkalmazunk.

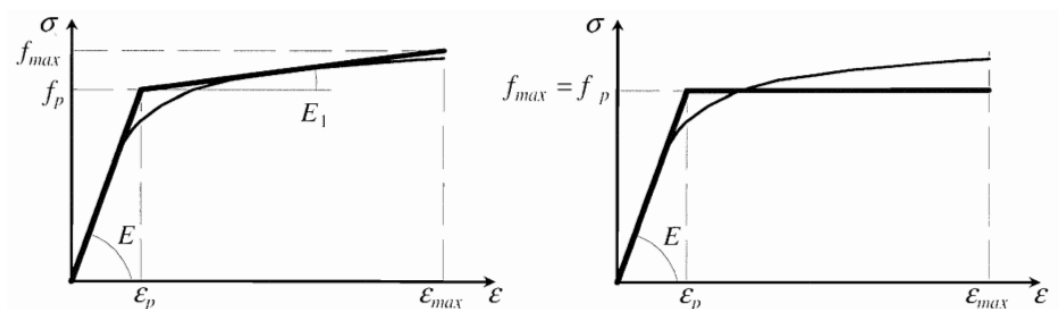
Az egyes modelleket meghatározó számszerű paramétereket az anyag tényleges mechanikai tulajdonságai alapján kell kalibrálni. Ezeket szakítóvizsgálatokkal lehet előállítani.

Szakaszos modelleknél általában két féle lineáris közelítést alkalmazunk, bi-, és trilineáris anyagmodellt. Ezek a modellek azon a feltételezésen alapulnak, hogy a feszültség-alakváltozás görbe egy több lineáris szakaszból álló görbe, amelynek egyes szakaszai a rugalmas, képlékeny, felkeményedéssel vagy anélküli, szakaszt képviselik.

Bilineáris modell [5. ábra] esetén, ahol figyelembe vesszük a felkeményedést is, a következő összefüggések érvényesek.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad , \text{ ahol } 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_p$$

$$\sigma = f_p + E_1(\varepsilon - \varepsilon_p) \quad , \text{ ahol } \varepsilon_p \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max}$$



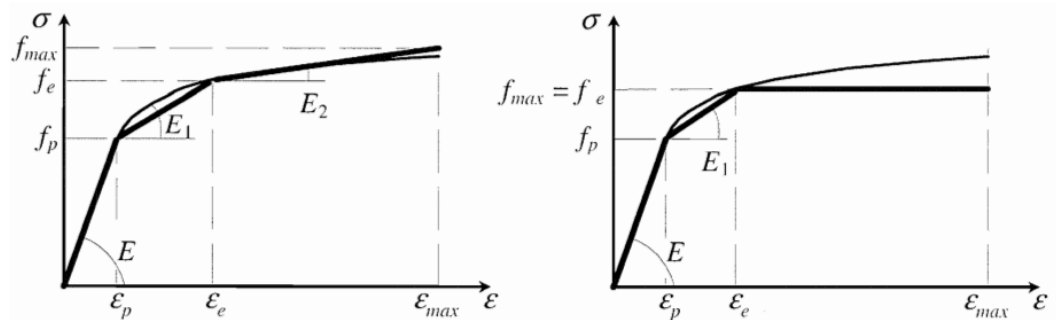
5. ábra – Bilineáris anyagmodell [1]

Trilineáris modellnél [6. ábra] az egyenletek száma egyel nő, hiszen itt már három szakasszal dolgozunk. Ezen modell esetén, ha figyelembe vesszük a felkeményedést, az alábbi összefüggések érvényesek.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad , ahol \quad 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_p$$

$$\sigma = f_p + E_1(\varepsilon - \varepsilon_p) \quad , ahol \quad \varepsilon_p \leq \varepsilon \leq \varepsilon_e$$

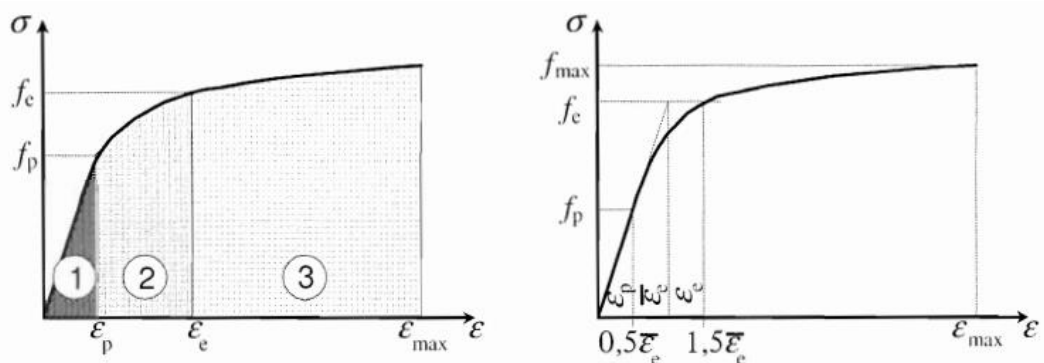
$$\sigma = f_e + E_2(\varepsilon - \varepsilon_e) \quad , ahol \quad \varepsilon_e \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max}$$



6. ábra – Trilineáris anyagmodell [1]

Folytonos modelleknél kétféle megközelítést használhatunk. Az egyik amikor a feszültségeket a nyúlások függvényében írjuk fel, a másik, amikor a nyúlásokat írjuk fel a feszültségek függvényében. Ezek a modellek azon a feltételezésen alapulnak, hogy a feszültség-alakváltozás görbe folytonos, amelynek egyes intervallumai a rugalmas, rugalmas-képlékeny és képlékeny, felkeményedéssel vagy anélküli, részt képviselik [1].

Amennyiben a feszültségeket szeretnénk felírni az alakváltozások függvényében, akkor azt a következőképpen tehetjük meg. A görbe alatti területet fel kell bontani három különálló részre [7. ábra]. A három részhez három különböző viselkedés leírása tartozik. Az első rész az elasztikus viselkedés, a második a rugalmatlan, a harmadik pedig a felkeményedési szakaszt írja le. Ezeket a viselkedéseket a következő összefüggések írják le [1].



7. ábra – Folytonos modell $\sigma = \sigma(\varepsilon)$ [1]

$$\sigma = E * \varepsilon \quad , \text{ ahol } 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_p$$

$$\sigma = f_e * \left[-0,2 + 1,85 * \frac{\varepsilon}{\varepsilon_e} - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e} \right)^2 + 0,2 * \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e} \right)^3 \right] \quad , \text{ ahol } \varepsilon_p \leq \varepsilon \leq 1,5 * \bar{\varepsilon}_e$$

$$\sigma = f_e * \left[\frac{f_{max}}{f_e} - 1,5 * \left(\frac{f_{max}}{f_e} - 1 \right) * \frac{\bar{\varepsilon}_e}{\varepsilon} \right] \quad , \text{ ahol } 1,5 * \bar{\varepsilon}_e \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max}$$

Alumínium ötvözetek viselkedésének leírására a Ramberg-Osgood modellt is használhatjuk, ami az alakváltozásokat adja meg a feszültségek függvényében [8. ábra]. Általános alakja a következőképpen írható le.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_{0,e} * \left(\frac{\sigma}{f_e} \right)^n$$

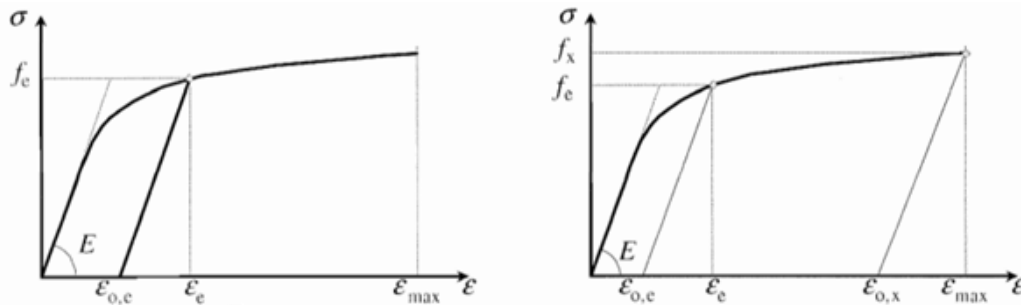
$$n = \frac{\ln \left(\frac{\varepsilon_{0,e}}{\varepsilon_{0,x}} \right)}{\ln \left(\frac{f_e}{f_x} \right)}$$

A görbe a szakítódiaagram két pontjára fog illeszkedni, ezek az egyezményes folyáshatár és második referencia feszültséghez tartozó pontok. Az egyezményes folyáshatárhoz tartozó maradó alakváltozás értékét 0,002-nek feltételezve, valamint rugalmas határként az egyezményes folyáshatárt alkalmazva a következőképpen írható fel az előző egyenlet [3].

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0,002 * \left(\frac{\sigma}{f_0} \right)^n$$

$$n = \frac{\ln \left(\frac{0,002}{\varepsilon_{0,x}} \right)}{\ln \left(\frac{f_0}{f_x} \right)}$$

A második referencia feszültség megválasztásánál két féle szempont alapján dönthetünk. Attól függően, hogy kis (rugalmas) vagy nagy (képlékeny) feszültség-alakváltozási tartományokat szeretnénk vizsgálni [3].

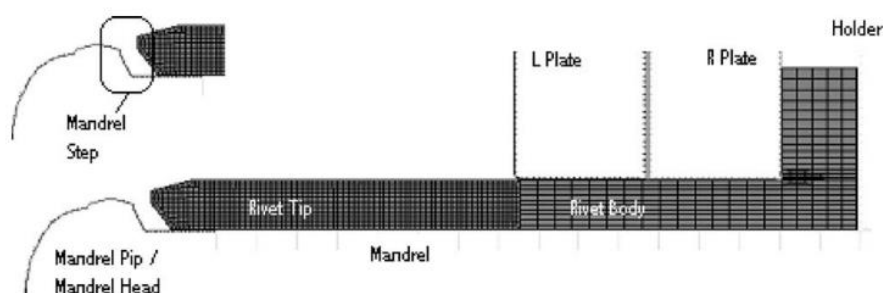


8. ábra – Ramberg-Osgood folytonos modell $\varepsilon = \varepsilon(\sigma)$ [1]

2.2. SZAKIRODALOM

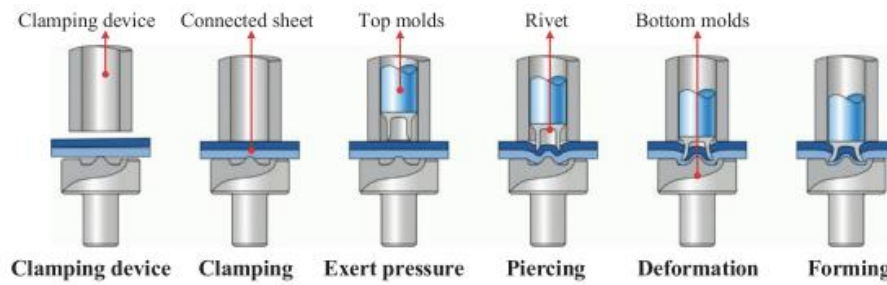
Összesen 6 darab nemzetközi tudományos publikációt dolgoztam fel, melyek az alumíniummal, valamint a hasonló speciális kapcsolatok vizsgálatával foglalkoznak.

Billy Kelly és Colm Costello [4] kutatása a vakszegecsek végeelemes modellezésével és beállításának szimulációjával foglalkozik. A szimuláció során két lemez összekapcsolását vizsgálják. A két lemez összekapcsolásakor lejátszódó mechanizmust, tehát a kapcsolat létrejöttét, modellezték le. Figyelembe véve a rögzítés utáni aszimmetriát, [9. ábra] anyagtulajdonságokat, valamint az erő nagyságát, amivel a kapcsolat létrejött. Laborvizsgálatokat is végeztek, ahol egytengelyű húzásnak vetették alá a kapcsolatot. Ennek eredményeit összehasonlították a végeelem modell eredményeivel. Megállapították, hogy a szimmetrikusabb kapcsolati kialakítás során a kezdeti erő kis mértékben nő. Aszimmetrikus kialakítás esetén a kapcsolat hamarabb tönkremegy.



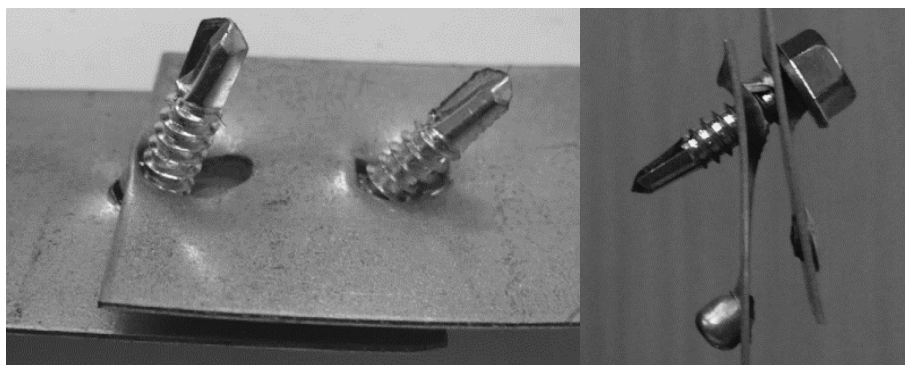
9. ábra – Modell felépítése, kontakt felületek és hálózás bemutatása [4]

Zhiqiang Xie és tsai. [5] [6] tudományos cikkében az önlyukasztó szegecsek (self piercing rivet) acélszerkezetekben való alkalmazásáról írnak [10. ábra]. Ezt a kötés típust paramétertartományon vizsgálták, lemezvastagság és szegecshossz paraméterek kombinációjával. A vizsgálati eredmények alapján empirikus képletet dolgoztak ki, majd javaslatot tettek szabványban való alkalmazásra, a nyírószilárdság meghatározására. A vizsgálatok során megállapították, hogy a lemezvastagság módosítása a tönkremeneteli módban, a szegecshossz változtatása pedig a kapcsolat nyírási teherbírásában játszik nagy szerepet. Elemezték a különböző országok szabványaiban szereplő szegecses kapcsolatok nyírási teherbírásának számítási módszereit. Későbbiekben pedig kidolgozták a kötések nyírási teherbírásának számítási módszerét különböző tönkremeneteli módok esetén.



10. ábra – Önfúró (SPR) kapcsolatok kialakításának sematikus ábrája [5]

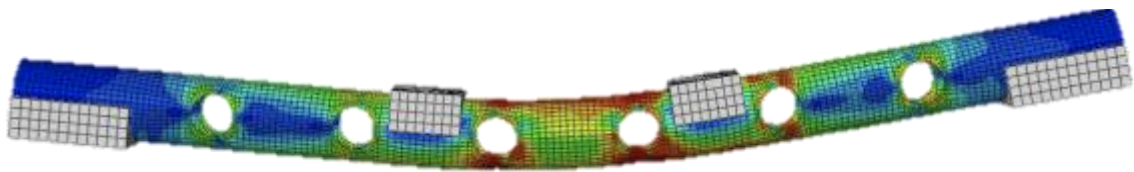
Jacek Mucha és Waldemar Witkowski [7] tanulmánya egy-, és kettős kötések nyírószilárdsági vizsgálatával foglalkozik. A kapcsolóelemek önfúró és csőmenetes szegecsesek voltak. Ezekből egy vagy két darabot helyeztek el a kapcsolatoknál melyeket különböző kiosztásokkal vizsgáltak. A kapcsolóelemek távolságait terhelés irányára merőlegesen, valamint a terhelés irányával párhuzamosan is megvizsgálták. A kapcsolati kialakítás szilárdságát egytengelyű nyíróvizsgálat alapján, 1 mm vastagságú acéllemezek átlapolt tartományán vizsgálták [11. ábra]. Vizsgálták a csőmenetes szegecs és az önfúró csavar alkalmazásával készült kötéskombinációk hatékonyságát is. Az elvégzett vizsgálatokból megállapították, az önfúró csavarok nagyobb teherbírással rendelkeznek, terhelési irány megváltozása esetén a csúcsterhelés eléréséig nagyobb elmozdulásokra is képes. A két kötési rendszer kombináláskor megfigyelték, hogy a lemezek szétválása jelentősen megváltozott, emellett az elmozdulások mértéke is lecsökkent. Az egy elemből kialakított kettős kötések nyírási teherbírás görbéi azonban jelentősen eltértek a különböző kialakításoknál.



11. ábra – Önfúró csavarokkal kialakított kapcsolat terhelés utáni deformált alakja [7]

Ran Feng és tsai [8] alumínium ötvözetekből készült kör alakú lyukkal áttört kör keresztmetszetű üreges szelvényeket (CHS) vizsgáltak hajlításra. A végeelemes modelleket kísérleti eredmények alapján hozták létre, modellezték az anyagi és geometriai

nemlinearitásokat, valamint a kezdeti imperfekciókat [12. ábra]. Validálást követően parametrikus vizsgálatot végeztek összesen 408 variációval, változóként kezelték a karcsúsági arányt és a külső-belső lyukátmérő arányát. Az eredményeket összevetették a szabvány által meghatározott tervezési értékekkel. Ezek nem bizonyultak megfelelőnek, ezért tervezéshez alkalmazott egyenleteket írtak fel, melyeket kísérleti és numerikus vizsgálatokkal is alátámasztottak. Kimutatták, hogy a javasolt tervezési egyenletek pontosabb és megbízhatóbb eredményeket adnak, mint a szabványos eljárás. A javasolt eljárást kör alakú átmenő lyukakkal ellátott alumíniumötvözet CHS-ek esetében javasolt használni.



12. ábra – Próbatétel végelem modelljének feszültség eloszlása hajlítás esetén [8]

YongHyun Cho, SeungHun Kim, és TaeSoo Kim [9] kísérleti tanulmányt végeztek alumíniumötvözetekkel rögzített nyírt kapcsolatok szerkezeti viselkedésére. A beiktatott erő irányával párhuzamosan levő méretet, a végtávolság hatását vizsgálták. A kis végtávolsággal rendelkező elemek egy része kiszakadással ment tönkre, a nagy végtávolságú elemeknél azonban megjelent a kapcsolat környezetében a terhelés irányára merőleges alakváltozás (görbülés, kidudorodás). Ez a síkra merőleges alakváltozás átmeneti szilárdságcsökkenést okozott. Végelelemes modellt építettek majd ezek eredményeit összehasonlították a laborban kapott eredményekkel [13. ábra]. Validálás után, kvantitatív módon megbecsülték a görbülés okozta szilárdságcsökkenés arányát.

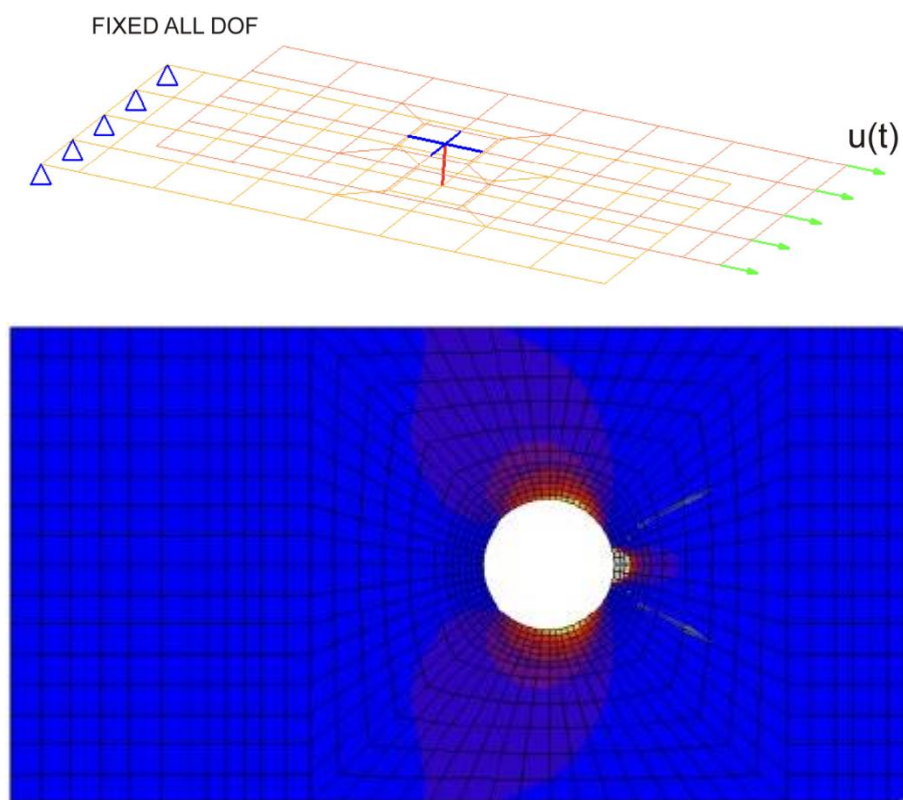


13. ábra – Lemez végelem modellje, feszültségeloszlása és deformált alakja [9]

M. Klasztorny és Daniel Bronisław Nycz [10] héjelemekből felépített belső menetes csőszegecs egyszerűsített modelljét vizsgálták kapcsolati szinten. Egy korábbi kutatásukban [11] vizsgált laboratóriumi eredmények alapján építették fel végeelem modelljüket.

3D, valamint 2D modelleket készítettek, melyet tönkremenetel eléréséig terheltek és vizsgáltak. A lyukakat középpontját a lemezek között gerendát alkalmaztak. A csavarozott kapcsolatnál alkalmazott alátétet további merev testek alkalmazásával modellezték. Magát a kapcsolati elemet 1D rugalmas rúdelemmel modellezték, ennek módosítására adtak javaslatot mellyel a kapcsolat viselkedése pontosabban leképezhető. Vizsgálták az alátét alkalmazásának hatását is, valamint a megfelelő hálózás mértékét a csőszegecs környezetében [14. ábra].

Konklúzióként megfogalmazták, hogy az illeszkedések (lemez-csavar-lyuk) környezetében a végeelem háló sűrűsége legfeljebb $10*10\text{ mm}$ méretig ajánlott, az alátét hatását merev testek beiktatásával lehet figyelembe venni, mellyel a középpontos aszimmetriája kiküszöbölhető.

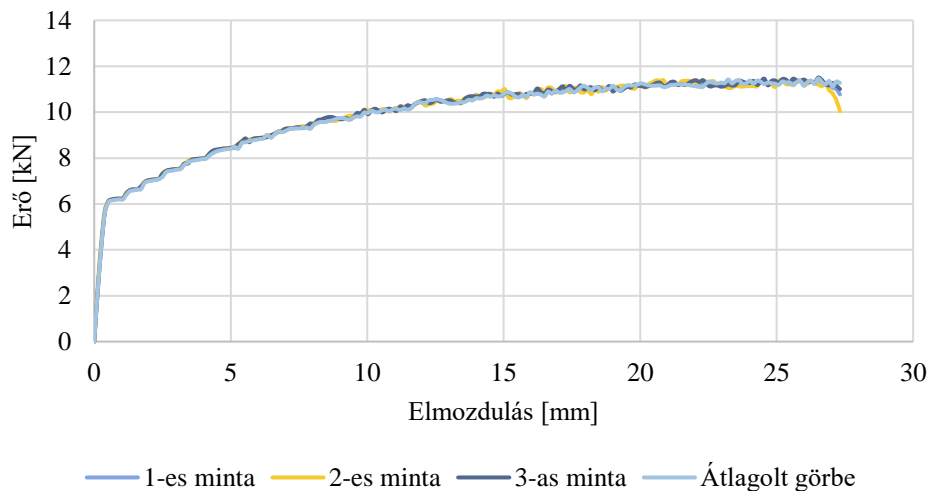


14. ábra – Kapcsolat végeelem modellje (felül) támaszokkal, helyettesítő rúdelemekkel, hálózás utáni geometria modell (alul) [10]

3. LABORATÓRIUMI MÉRÉSEK

A fent bemutatott speciális kapcsolóelemek kísérlet vizsgálata a Szerkezet és Anyagvizsgáló Laboratóriumban Dr. Horváth László és Dr. Hegyi Péter irányításával készült, elkészítésükben magam is segédkeztem. Az alábbiakban a kísérleti vizsgálatokat és azok eredményét foglalom össze röviden.

A szerkezeti vizsgálatok bemutatása előtt az elvégzett anyagvizsgálatokat mutatom be. A kísérlet egy szabványos próbapálca mintadarabon végzett uniaxiális húzókérdés volt. Három mérés átlageredményéből állapítottuk meg a végleges erő-elmozdulás görbét [15. ábra] melyből az anyag mechanikai tulajdonságai származtathatók. Az anyag szabványos kémiai jele AlMg3 ötvözetének szabványos jele EN AW-5754, egyezményes folyáshatárának karakterisztikus értéke $160-190 \text{ N/mm}^2$ közötti, szakítószilárdsága 240 N/mm^2 [1].



15. ábra – Próbapálca uniaxiális húzókérdésből előállított erő-elmozdulás görbék

3.1. SZERKEZETI PRÓBATESTEK BEMUTATÁSA

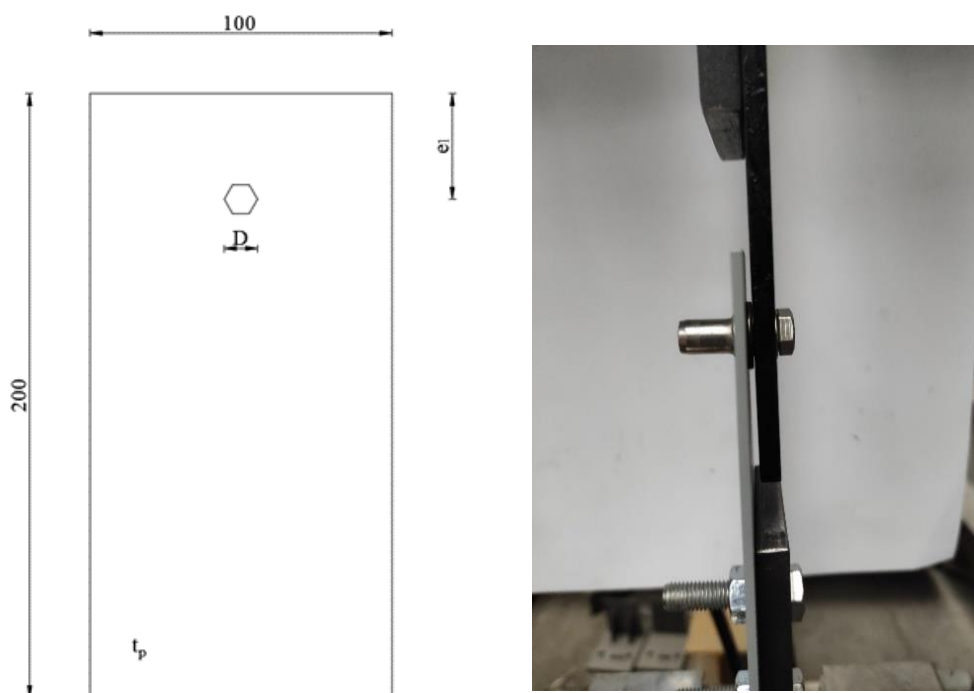
Ezután megvizsgáltuk, hogy a két elemből, alumínium lemezből és a speciális kapcsolóelemből álló próbatest hasonló terhelésre hogyan viselkedik

Ehhez összesen 5 mintadarabot vizsgáltunk, más-más geometriai kialakítással. A különbség az egyes darabok között a lemezvastagság, furat átmérő és a furat végtávolsága volt [16. ábra]. Ezeket a geometriai adatokat táblázatosan foglaltam össze [1. táblázat].

További kísérletek is készültek más paraméterekkel, ugyanakkor jelen dolgozatnak nem témája ezen kísérleti eredmények felhasználása, így bemutatásuktól eltekintünk. A kísérleti kialakításban az alumínium lemez hagyományos csavarokkal volt rögzítve egy acéllemezhez, ami a terhelő gép befogópofájához csatlakozott. [16. ábra]

Furatátmérő [D]	Lemez vastagság [t]	Végtávolság [e ₁]
11 mm	2,5 mm	25 mm
11 mm	2,5 mm	35 mm
11 mm	2,5 mm	50 mm
13 mm	2,5 mm	35 mm
13 mm	2,5 mm	50 mm

1. táblázat – Vizsgált próbatetek geometriai méretei



16. ábra – Próbatestek geometriai méreteinek ábrázolása (balra), próbatetek rögzítése a mérőberendezésbe (jobbra)

3.2. MÉRŐBERENDEZÉSEK ÉS VIZSGÁLAT FELÉPÍTÉSE

A vizsgálatokat a labor Zwick Roell Z400 típusú univerzális terhelőberendezésén végeztük, melynek teherbírása 400 kN.

A mérés elmozdulásvezérelt volt, a terhelés jellege monoton, 0,02-0,04 mm/s terhelési sebességgel. A tesztelés során számítógépen rögzítettük a teherintenzitást, valamint a fej elmozdulását. Mivel a terhelő berendezés jóval merevebb, mint a mintadarabunk, így kijelenthetjük, hogy a rögzített elmozdulások a mintadarabhoz tartoznak.

3.3. MÉRÉSI EREDMÉNYEK

A mintadarabokat tönkremenetel bekövetkezéséig terheltük húzóerővel [17. ábra]. A hajlítási deformáció első jeleit követően egy hosszabb lefolyású duktilis viselkedést figyeltünk meg, ennek oka külpontos megfogás. A tönkremenetel nagy alakváltozások elérése után következett be. Ez a nagy alakváltozás a teherbírás kimerülése előtt a hatszög alakú áttörés nagy mértékű szétnyílását, eldeformálódását jelenti. A csavar esetében a mérések során tönkremenetelt nem tapasztaltunk. A jelleggörbét ábrázoló diagramon (a próbatest 2,5 mm-es lemezvastagsággal és 25 mm-es végtávolsággal rendelkezik, az áttörés átmérője pedig 11 mm,



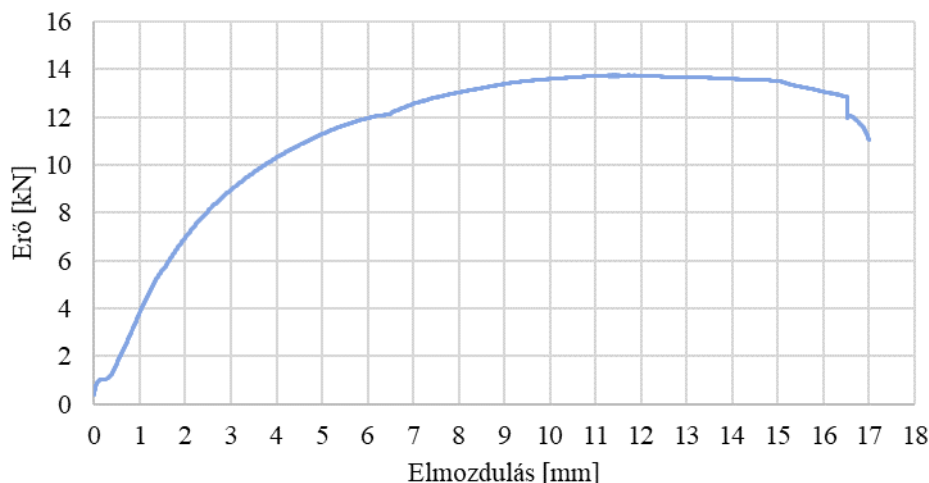
17. ábra – Próbatest terhelés utáni deformált alakja

[18. ábra]) jól látható, hogy alacsonyabb terhelésnél a mintadarab kezdeti merevsége jóval kisebb, amely adódhat az acél-alumínium kapcsolat és az acél befogópofánál kialakuló megcsúszásából. Ezután egy lineáris szakasz következik viszonylag nagyobb merevséggel, amely később merevségsökkenéssel folytatódik, ennek oka, hogy a lineáris szakaszhoz az elasztikus viselkedés tartozik, míg a merevségsökkenés oka az áttörés környezetében fellépő plasztikus alakváltozás.

A többi mérési eredmény teherbírási értékeit táblázatosan foglalom össze a későbbi, végeसेlemes modellel való összehasonlítás végett [2. táblázat].

Furatátmérő [D]	Lemez vastagság [t]	Végtávolság [e ₁]	Teherbírás [kN]
11 mm	2,5 mm	25 mm	12,60
11 mm	2,5 mm	35 mm	11,52
11 mm	2,5 mm	50 mm	11,49
13 mm	2,0 mm	35 mm	7,20
13 mm	2,0 mm	50 mm	7,10

2. táblázat – Teherbírás értékek táblázatos összefoglalása geometriai paraméterek szerint



18. ábra – Próbaterhelésből származó erő-elmozdulás görbe

4. VÉGESELEM MODELLEZÉS

A laborvizsgálatoknál meghatározott teherbírásokkal rendelkező elemeket szeretném lemodellezni, majd validálni számítógépes környezetben, azonban ez több lépésből áll, melyeket gondosan felépítve megkaphatjuk a valós viselkedést jól leképező numerikus modellt.

4.1. ANYAGMODELLEK

Az első része a modellezésnek az anyagok megfelelő „betáplálása” a programba, azok anyagmodelljeinek definiálása. A kapcsolóelem anyagában acélból készül melynek viselkedését, deformációit nem vizsgáljuk. Így a nemlineáris analízis során egy lineárisan rugalmas anyagmodellt alkalmazunk, amely a közönséges acél tulajdonságaival egyezik meg: $E_s = 210 \text{ GPa}$, $\nu_s = 0,3$.

Az alumínium lemez esetében azonban korántsem ilyen egyszerű a helyzet, ahogyan azt az irodalomkutatásnál is feldolgoztam, ezen anyag modellezésére nem elég egy idealizált, bilineáris anyagmodell, mint az acélok esetében. Miután az anyag eléri a folyási feszültséget, az elasztikus alakváltozás mellett megjelenik a plasztikus alakváltozás is, ami a terhelés növekedésével fokozottan nő. Ezért a labormérésekből kapott feszültség-alakváltozás görbéket két részre volt szükséges bontanom. Elasztikus és plasztikus alakváltozási komponensekre. Ezek összege adja majd a teljes alakváltozást. Az alkalmazott anyagmodellt a kísérleti mérések alapján határoztam meg, az alábbi összefüggések alkalmazásával.

$$\varepsilon_{el} = \frac{\sigma_{mért}}{E_{al}}$$

$$\varepsilon_{pl} = \varepsilon_{m\acute{e}rt} - \varepsilon_{el}$$

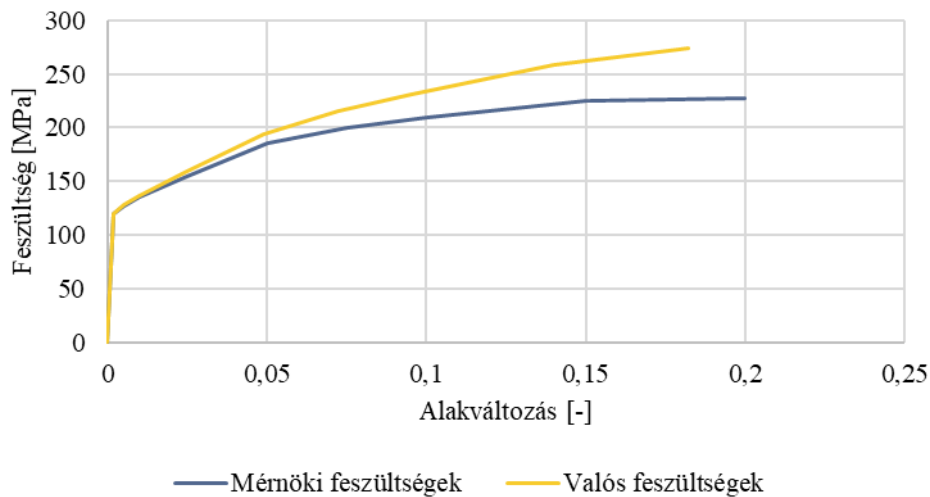
ahol $E_{al} = 70 \text{ GPa}$ az alumínium rugalmassági modulusa, $\varepsilon_{m\acute{e}rt}$ és $\sigma_{m\acute{e}rt}$ a kísérleti anyagvizsgálati eredmények.

Különbséget kell még tenni a valós és mérnöki feszültségek között, erre azért van szükség mert az előbbi értékek a próbatest eredeti hosszára és keresztmetszeti területére vonatkoznak, ami nagy alakváltozások esetén már jelentősen eltérő lesz a valós értékektől.

Így tehát szükséges volt az általunk meghatározott mérnöki feszültségeket valós feszültségekké alakítani melyet az alábbi összefüggés szerint számítottam.

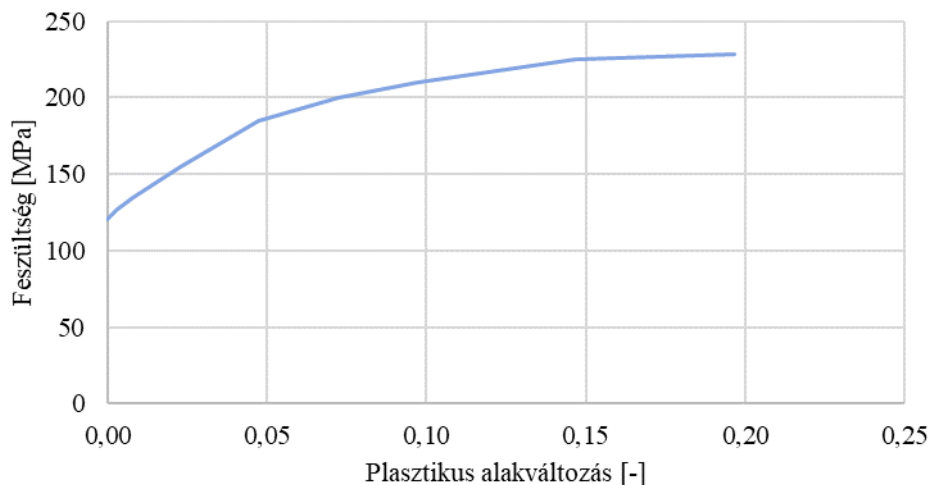
$$\sigma_{val\acute{o}s} = \sigma_{m\acute{e}rn\acute{o}ki} * (1 + \varepsilon_{m\acute{e}rn\acute{o}ki})$$

$$\varepsilon_{val\acute{o}s} = \ln(1 + \varepsilon_{m\acute{e}rn\acute{o}ki})$$



19. ábra – Mérnöki és valós feszültség-alakváltozás értékpárok

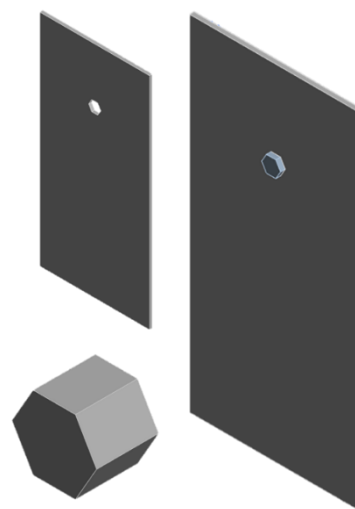
Ezen átszámítások elvégzése után állt össze a programban alkalmazott anyagmodell, amely 5 egyenes szakasszal közelíti a mérési eredményt [19. ábra]. A szoftver két külön részen kezeli az anyagmodell, van egy első, rugalmas szakasz melyet a kezdeti feszültséggel definiál az arányossági határ eléréséig, a második szakaszban pedig a rugalmas és képlékeny alakváltozás értékei alapján számol. Ezt a görbét ábrázoltam diagramon. [20. ábra]



20. ábra – Anyagmodell módosított feszültség-alakváltozás diagrammja plasztikus tartományon

4.2. GEOMETRIA

Az anyagmodellek elkészítése után ezeket hozzá kellett rendelnem egyes geometriákhoz. A geometriai modell két különálló testből épül fel, melyek között kontakt elemek teremtenek kapcsolatot. Az egyik a lemez, a másik pedig a speciális kapcsolóelem. A geometriát az ANSYS DesignModeler alprogramjában készítettem a későbbi paraméterezés megkönnyítése érdekében. A lemez egy téglatest geometriával rendelkezik melyen egy hatszög alakú áttörés van. A kapcsolóelem pedig egy igen egyszerű hatszögalapú hasáb formára lett alakítva hiszen a kapcsolóelem pontos geometriáját nem vesszük figyelembe jelen vizsgálatban [21. ábra]. Ahhoz, hogy a későbbiekben a paraméter vizsgálatot egyszerűbben elvégezhessem, egy kezdeti geometriát volt szükséges felépíteni. Később ezen elem tulajdonságait fogom módosítani.

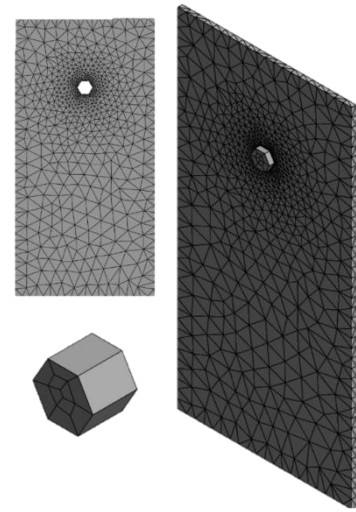


21. ábra – Végeselem modell felépítése

A kiindulási geometriához tartozó lemez vastagsága $2,5\text{ mm}$ a magassága 200 mm és szélessége pedig 100 mm . A benne található áttörés 11 mm átmérőjű. A kapcsolóelem átmérője $10,9\text{ mm}$, szélétől való távolsága 25 mm . A mellékelt ábrán az egyszerűsített rajz látható, melyen ábrázoltam a fix és a későbbiekben paraméterként felvett változókat is. „ D ” a furatátmérő, „ e_1 ” a furat végtávolsága, „ t ” pedig a lemez vastagsága. Ezután hozzárendeltem a már korábban definiált anyagmodelleket az elkészített elemekhez. A lemezhez alumínium a kapcsolóelemhez pedig acél anyagtulajdonságok lettek beállítva.

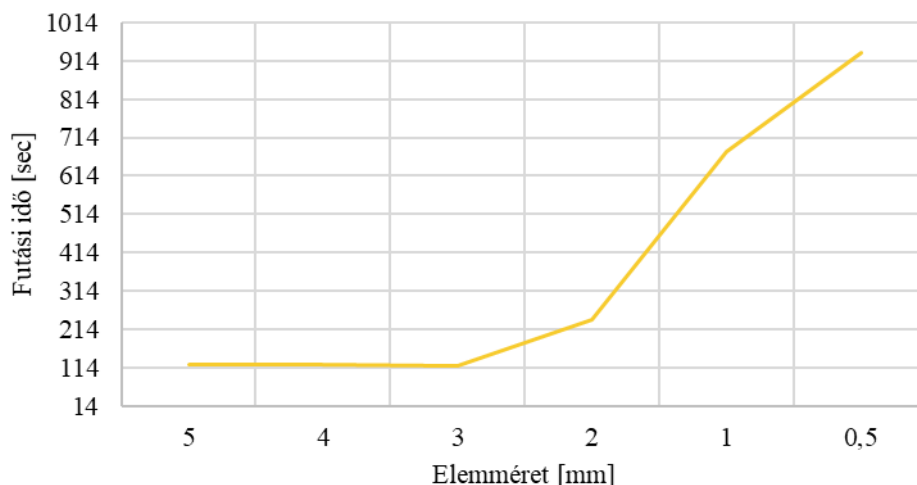
4.3. HÁLÓZÁS

A modell hálózásának a kialakításakor két fontos szempont volt. Az egyik a minél pontosabb modell, amely nagyban függ a hálózás minőségétől. Ez a háló méretének függvénye lesz. Ehhez kapcsolódóan a másik szempont pedig a futási idő minimalizálása, ami szintén a háló elemértétől függ. Elsősorban a hálózás módját vizsgáltam. Egységes méretű hálóval is lefedhettem volna az elemeket. Azonban ez a szerkezeti viselkedés miatt nem volt indokolt. A lemez geometriájából adódóan nem igényel bonyolult hálózást vagy kis méretű elemeket, 7 mm-es hálóméretet alkalmaztam. Azonban az áttörés környezete tönkremenetel szempontjából fontos, ugyanis itt alakulnak ki a legnagyobb feszültségek, valamint mivel surlódó

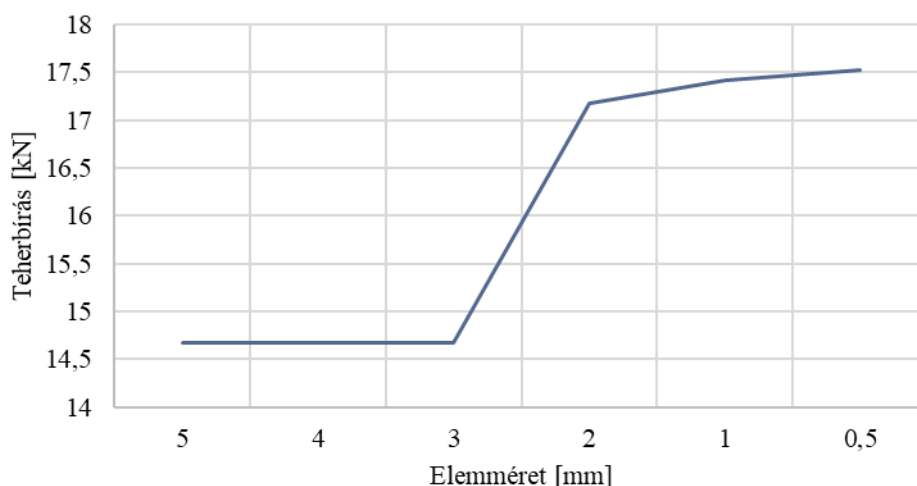


22. ábra – Végeelem modell hálózás után

kontaktfelületekről van szó, az erő átadódás és deformáció pontosabb modellezése érdekében itt jóval sűrűbb hálózásra van szükség. Emiatt ezen a területen hálósűrítést alkalmaztam, melyet az ábra is szemléltet [22. ábra]. A megfelelő hálóméret kiválasztására hálókongruencia vizsgálatot végeztem. Megnéztem, hogy a hálóméret függvényében hogyan változik a teherbírás maximális értéke, valamint a futási idő. Ezt az alábbi diagramokon ábrázoltam [23. ábra].



23. ábra – Futási idő függése az elemmérettől

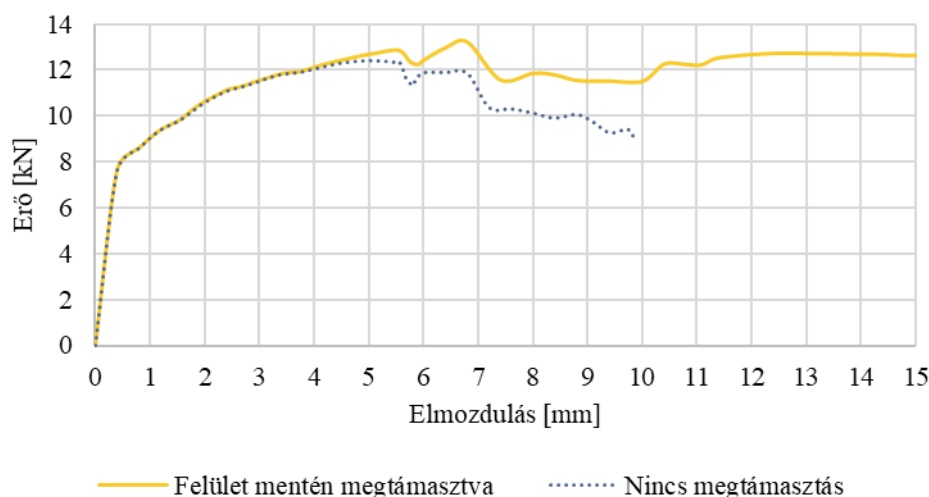


24. ábra – Hálófüggetlenségi vizsgálat a teherbírás és elemméret függvényében

Az ábrákon jól látható, hogy az elemméretekhez tartozó teherbírásértékek között 3 *kN*-os különbség van, ami ilyen kis léptéknél igen nagy differencia, számszerűsítve 17%. Azonban a második diagramot [24. ábra] összevetve a hálókongvergenciánál mért értékekkel, látható, hogy a kis elemméret nagy mértékben növeli a számításhoz szükséges időt. Ezeket figyelembe véve, 2 *mm*-es hálóméretet alkalmaztam az áttörés környezetében ezzel elérve a rövidebb számítási időt és a pontosabb teherbírás értéket.

4.4. PEREMFELTÉTELEK, VIZSGÁLAT FELÉPÍTÉSE

Következő lépésként bemutatom az analízis felépítését, valamint az alkalmazott peremfeltételeket. A labormérésekhez hasonlóan tengelyirányban terheljük a lemezt. A lemez alsó felületére befogást írunk elő így annak minden elmozdulási komponense zérus. A terhet a kapcsolóelem segítségével, kontaktelemeken keresztül visszük be a lemezbe. A kontaktok beállításánál súrlódásos kapcsolatot feltételeztem melynek súrlódási együtthatóját 0,1-re vettem fel. A kapcsolóelemre 10 *mm* eltolódást írtam elő öt lépésben, 2 *mm*-es lépcsőkben. A kapcsolóelemet szilárd testként kezeljük, elmozdulása csakis az előírt eltolódás irányában lehetséges, többi eltolódási komponense zérus. A modellezés szempontjából egy fontos kérdés, hogy a lemez felső szabad élét a lemez síkjára merőlegesen megtámasztottként vagy szabad élként szükséges kezelni. Mind a két esetet külön-külön megvizsgáltam [25. ábra] és eredményül kaptam, hogy a megtámasztott modell teherbírása magasabb, az eredeti teherbírást jobban közelíti, nagyobb alakváltozásra képes, mint a szabad éllel vizsgált párja. A továbbiakban a megtámasztott modellt alkalmaztam.



25. ábra – Erő-elmozdulás értékpárok alakulása különböző megtámasztási módok esetén

4.5. FUTTATÁSI EREDMÉNYEK, MODELLVALIDÁCIÓ

A futtatások eredményeiből erő-elmozdulás diagramot állítottam elő, ami összevethető volt a kísérleti mérési adatokkal. Az elmozdulás a kapcsolóelem elmozdulása volt, a terhelő erőt pedig a befogásnál ébredő normálfeszültség alapján számítottam ki. A feszültség konvertálásához, állandó keresztmetszet feltételezése mellett, az alábbi összefüggést alkalmaztam.

$$F = \sigma_N * A [kN]$$

Az így kapott erő-eltolódás párokat diagramon ábrázoltam. Majd pedig összevettem a laborméréseknél azonos geometriával rendelkező darab vizsgálati eredményével.

Szemmel látható eltérés a kezdeti szakaszban van, ugyanis a kezdeti merevségek eltérnek. Ennek oka, hogy a részletes kísérleti elrendezést jelen kutatásban nem vizsgáltam, így például a befogópofák megcsúszásával nem kalkulál a modell, ez is az oka a modell háromszor akkora kezdeti merevségének.

Teherbírás tekintetében azonban már nem ennyire szembetűnő a különbség. Ugyanis a végeelem program által adott teherbírás, valamint a labormérések által detektált maximális erő közötti különbség jelen esetben 7%, vagyis 0,92 kN. Ez a modell egyszerűségét tekintve igen jó eredménynek mondható. A tönkremenetel előtti szakasz fűrészfog jellegű alakjának oka az elemméret durvasága, illetve, hogy a modell a tönkremenetel (szakadás) modellezésére nem alkalmas [27. ábra].

A fejezet lezárásaként megnéztem, hogy a végeselem programban felépített modellem mennyire követi a kísérleti viselkedést, valamint a teherbírás értékeket mekkora pontossággal adja vissza.

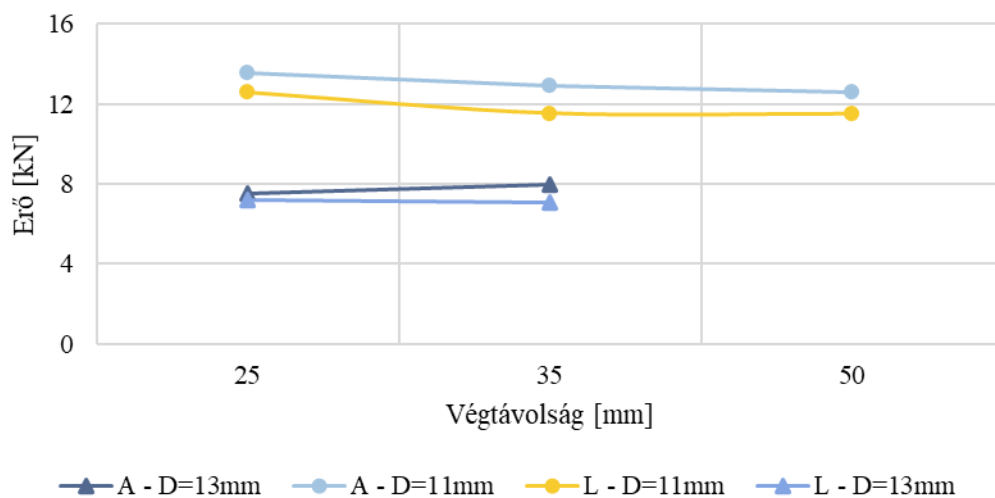
A mintadarabok 11 mm átmérőnél 2,5 mm-es lemezvastagsággal rendelkeznek míg a 13 mm-es átmérőnél ugyanez 2,0 mm volt, így csak ahhoz az értékhez tartozó eredményeket vizsgáltam a programban is. Táblázatosan is összefoglaltam [3. táblázat], ahol feltüntettem a százalékos eltéréseket, de az ábrázolt diagramon is látszik, hogy a végeselem programban készített modell teherbírásértékei túlbecsülik a kísérletben tapasztalt értékeket [26. ábra].

D = 11 mm	ANSYS	LABOR	Eltérés [%]
e ₁ = 25 mm	13,52 kN	12,60 kN	7
e ₁ = 35 mm	12,91 kN	11,52 kN	11
e ₁ = 50 mm	12,57	11,49 kN	9

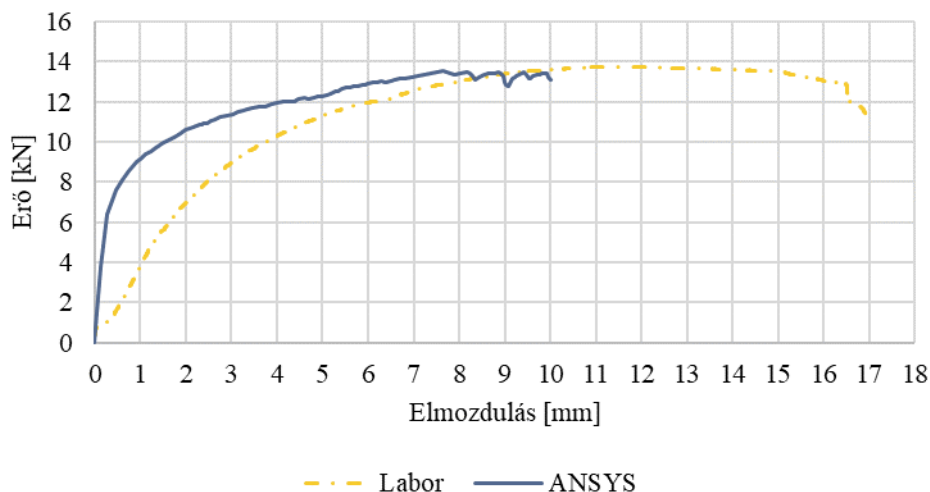
D = 13 mm	ANSYS	LABOR	Eltérés [%]
e ₁ = 35 mm	7,54 kN	7,20 kN	5
e ₁ = 50 mm	7,95 kN	7,1 kN	11

3. táblázat – Végeselem és labor vizsgálatok teherbírás értékeinek összehasonlítása

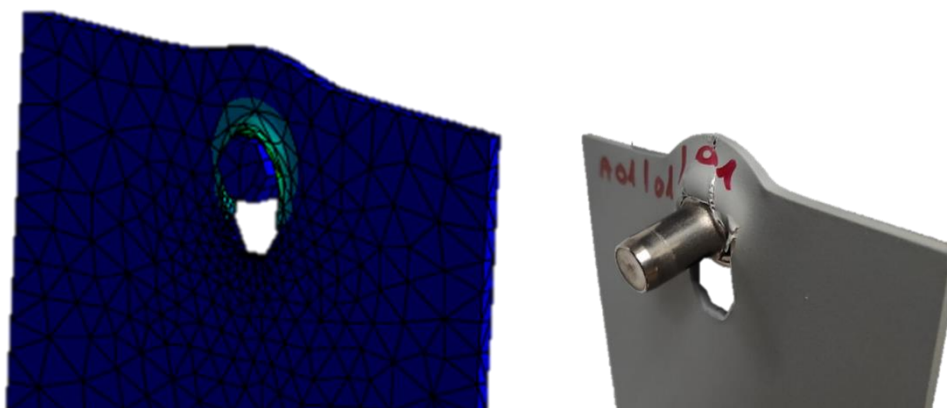
A modell egyszerűségét tekintve ezek a százalékos eltérések megfelelőek. Hiszen egyes, a laboratóriumi körülményeket befolyásoló jellegzetességeket a modell felépítése során nem alakítottunk ki. Ilyen a speciális kapcsolóelem peremei, valamint a kapcsolat megcsúsztatása és az alumínium lemez síkra merőleges elmozdulása.



26. ábra – Paraméteres futtatás eredményei, teherbírás a végtávolság függvényében



27. ábra – Végeselem és labor vizsgálat egy-egy mintadarabjának erő-elmozdulás görbéjének összehasonlítása



28. ábra – Végeselem és labor próbatest deformált alakjának összehasonlítása

5. PARAMÉTER VIZSGÁLAT FELÉPÍTÉSE

A dolgozatom egyik fő célja, hogy a megfelelő geometriai paramétereket kiválasztva, megvizsgáljam hogyan módosul a modellem várható teherbírása. Ehhez először kiválasztottam azokat a geometriai méreteket melyek legjobban befolyásolják egy ilyen kapcsolat teherbírását. Ilyen a lemezvastagság, az lyuk átmérője, valamint a lyuk közepének a lemez szélétől való távolsága erő irányban.

Ezek alapján létrehoztam két fő csoportot, amit a lyuk mérete határoz meg, ezen belül három-három alcsoportot, ahol a lemezvastagságok a mértékadóak, ezeken az alcsoportokon belül pedig a lemez szélétől való távolság alapján alakultak az egyes modellek. Az így kapott 12-12 kombinációt az alábbi táblázatban mutatom be. [4-5. táblázat]

Lyukátmérő [D]	Lemez vastagság [t]	Végtávolság [e ₁]
11 mm	1 mm	25 mm
11 mm	1 mm	35 mm
11 mm	1 mm	50 mm
11 mm	1 mm	75 mm
11 mm	2 mm	25 mm
11 mm	2 mm	35 mm
11 mm	2 mm	50 mm
11 mm	2 mm	75 mm
11 mm	2,5 mm	25 mm
11 mm	2,5 mm	35 mm
11 mm	2,5 mm	50 mm
11 mm	2,5 mm	75 mm

4. táblázat – $D=11\text{mm}$ -es elemek geometriai paraméterei

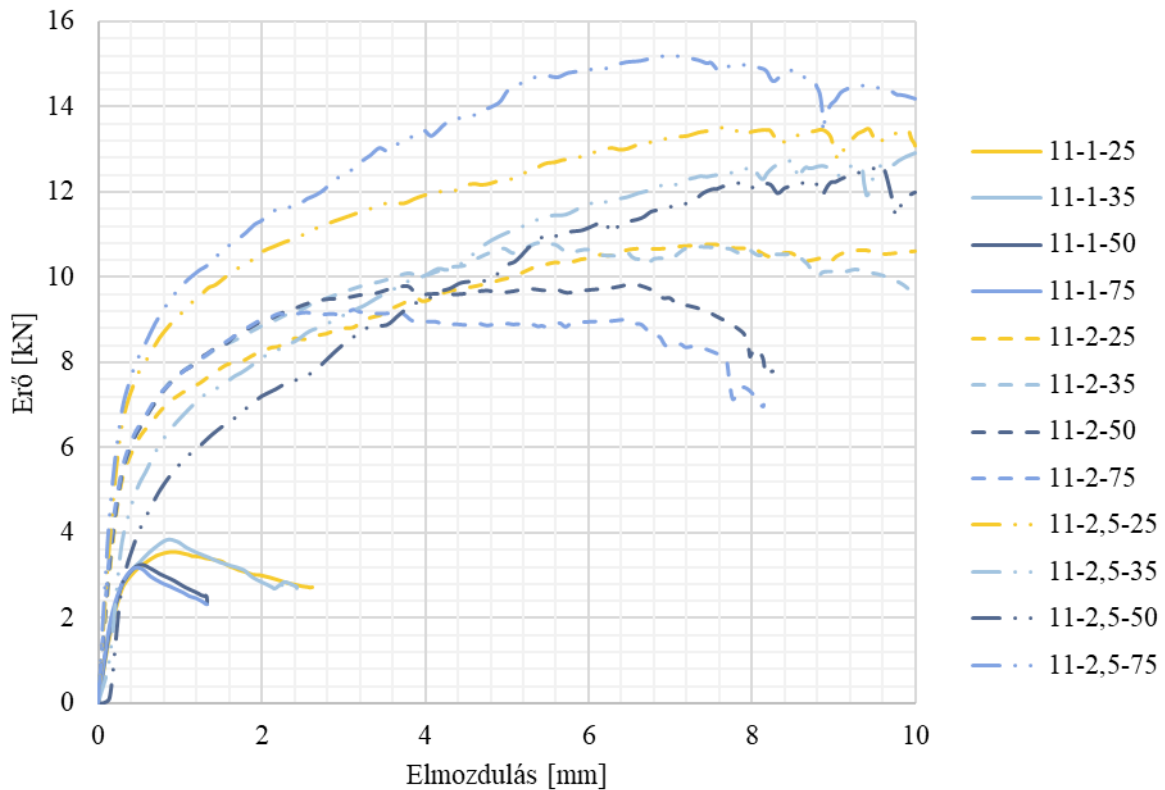
Lyukátmérő [D]	Lemez vastagság [t]	Végtávolság [e ₁]
13 mm	1 mm	25 mm
13 mm	1 mm	35 mm
13 mm	1 mm	50 mm
13 mm	1 mm	75 mm
13 mm	2 mm	25 mm
13 mm	2 mm	35 mm
13 mm	2 mm	50 mm
13 mm	2 mm	75 mm
13 mm	2,5 mm	25 mm
13 mm	2,5 mm	35 mm
13 mm	2,5 mm	50 mm
13 mm	2,5 mm	75 mm

5. táblázat – $D=13\text{mm}$ -es elemek geometriai paraméterei

Az eredmények feldolgozása során ezekből a paraméter értékekből sorba fűzött kódok alapján azonosítom majd a diagramon található görbét. Tehát a 13-2-35 a 13 mm-es lyukátmérővel rendelkező, 2 mm-es lemezzvastagságú, 35 mm-es végtávolsággal rendelkező elemre hivatkozik.

5.1. PARAMÉTER VIZSGÁLAT EREDMÉNYEI

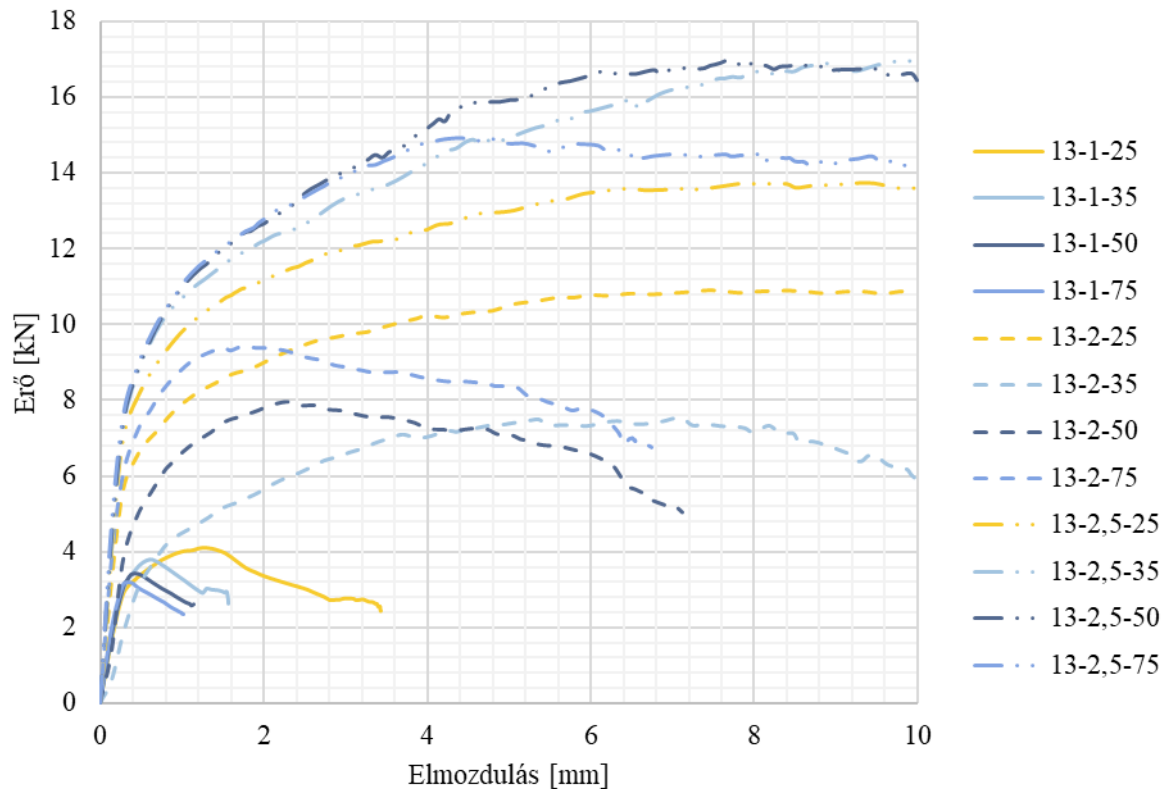
A paraméter vizsgálat során az alapvető geometriai, illetve korábban meghatározott hálóméreteken, valamint peremfeltételeken nem módosítottam. A futtatás eredményei a következőképpen alakultak. [29-30. ábra]



29. ábra – $D=11\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás értékpárok ábrázolása a geometriai paraméterek szerint

D = 11 mm	t = 1,0 mm	t = 2,0 mm	t = 2,5 mm
e₁ = 25 mm	3,56 kN	303 %	380 %
e₁ = 35 mm	3,83 kN	282 %	337 %
e₁ = 50 mm	3,25 kN	302 %	388 %
e₁ = 50 mm	3,16 kN	292 %	481 %

6. táblázat – $D=11\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékeinek összefoglalása geometriai paramétercsoportonként



30. ábra – $D=13\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás értékpárok ábrázolása a geometriai paraméterek szerint

D = 13 mm	t = 1,0 mm	t = 2,0 mm	t = 2,5 mm
e₁ = 25 mm	4,12 kN	264 %	334 %
e₁ = 35 mm	3,80 kN	198 %	367 %
e₁ = 50 mm	3,44 kN	231 %	493 %
e₁ = 50 mm	3,17 kN	297 %	471 %

7. táblázat – $D=13\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékeinek összefoglalása geometriai paramétercsoportonként

Elsősorban elmondható, hogy a lemezvastagság növekedésével a teherbírás is növekszik, valamint a teherbíráshoz tartozó alakváltozás mértéke is jelentősen függ a lemezvastagságtól.

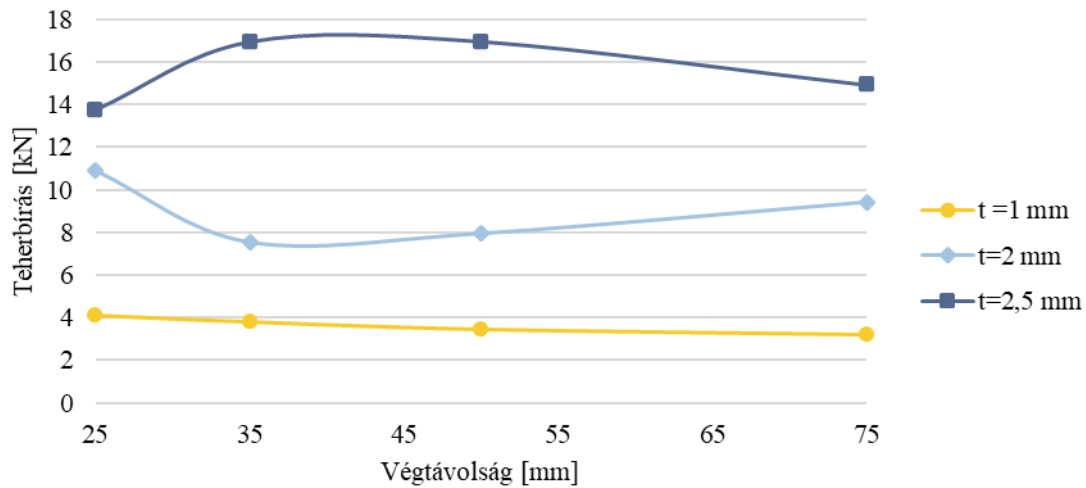
Az első csoportnál jól látható, hogy a legkisebb teherbírást a legvékonyabb lemez, az 1 mm -es vastagságú adta. Ezek értékeit táblázatosan foglaltam össze. [6. táblázat]

A táblázatból jól kiolvasható, hogy a legnagyobb különbség az 1 és a 2 mm -es lemez között van teherbírás szempontjából. Ennek oka, hogy a vékonyabb lemez esetében a lyuk környezetében előbb bekövetkezik a képlékeny alakváltozás, hamarabb deformálódik, nagyobb

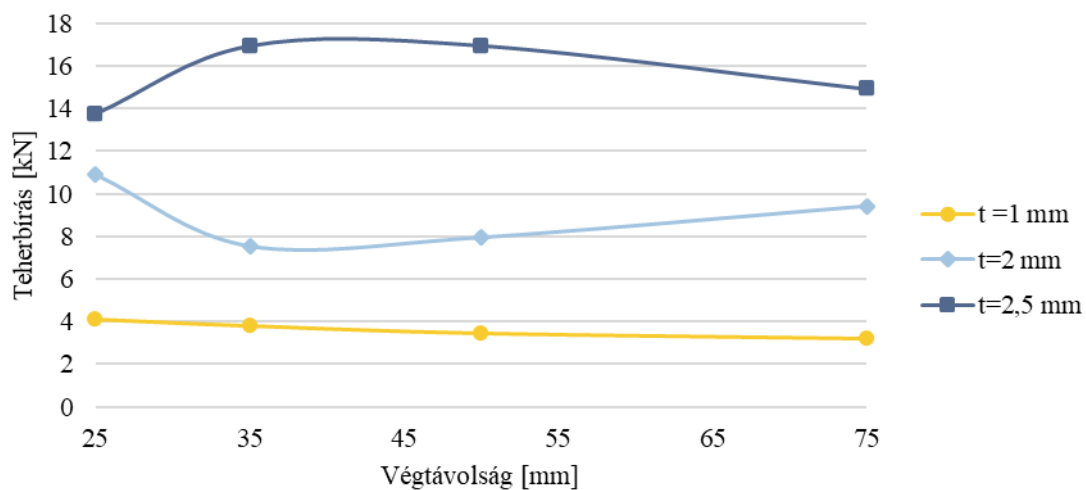
mértékben a lyuk környezeténél a lemez. A legvékonyabb lemez esetén a teherbírás elérése után leszálló ág következik viszonylag konstans meredekséggel, a vastagabb lemeznél azonban ez a leszálló ág kisebb meredekséggel folytatódik amíg a kapcsolat tönkremenetele be nem következik. Ezt a síkra merőleges deformációk kapcsolóelem körüli megnövekedése okozza.

A nagyobb furatátmérőnél, az előzőhöz hasonlóan, táblázatosan szemléltetem a teherbírások értékeit. [7. táblázat]

Ennél a csoportnál a teherbírások közötti különbség már nem ennyire egyértelmű, hiszen az előző táblázatnál viszonylag könnyen meg lehetett állapítani az egyes alcsoportok közti eltérést. Itt azonban az előzővel ellentétben a 2 és 2,5 mm-es lemeztávolsággal rendelkező elemeknél van a nagyobb különbség teherbírás szempontjából.



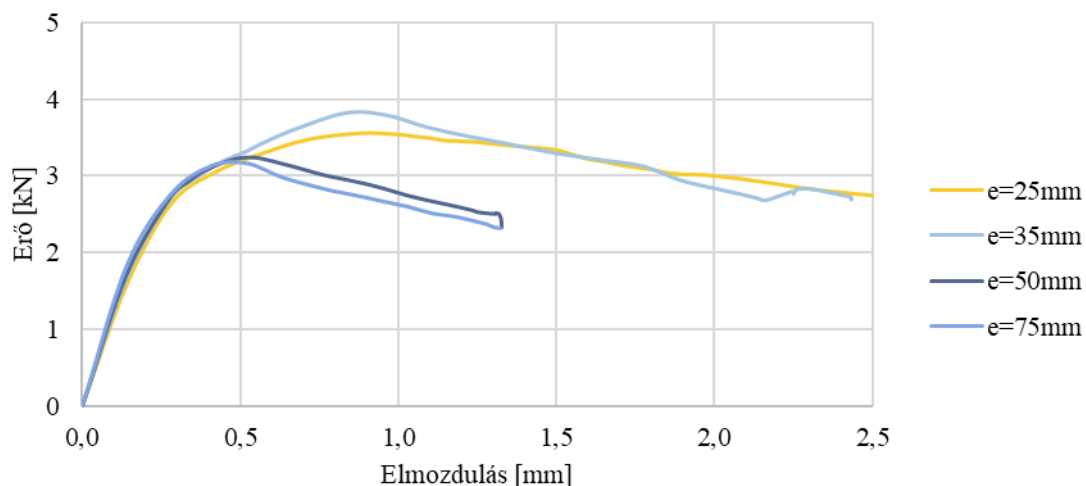
31. ábra – $D=11\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékei a végtávolság függvényében



32. ábra – $D=13\text{mm}$ -es elemek teherbírás értékei a végtávolság függvényében

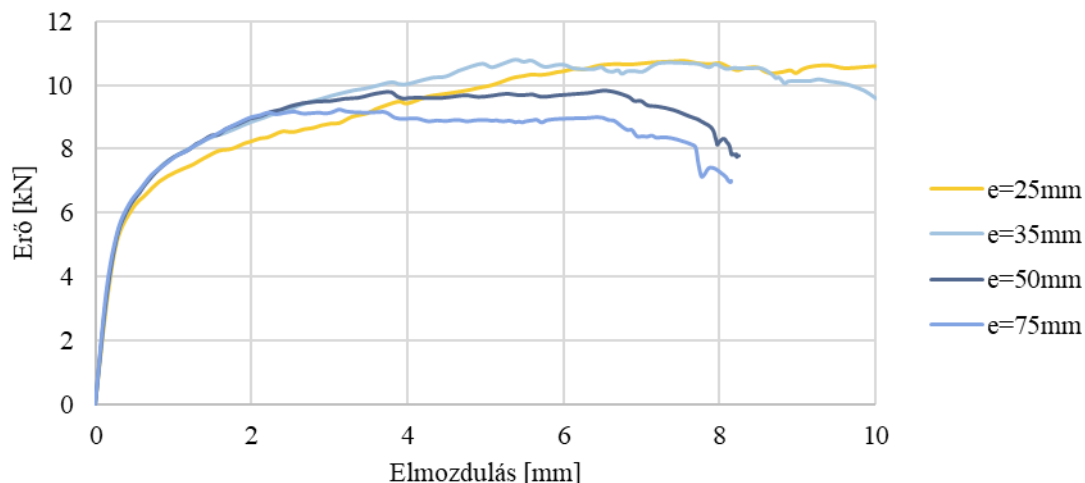
A fenti ábrákon jól látható [31-32. ábra], hogy az 1 mm vastagságú lemezeknél a végtávolság függvényében minimális változás érzékelhető. A legjelentősebb eltérés a 13 mm-es átmérőhöz tartozó 2 és 2,5 mm-es vastagságnál észlelhető, ahol jól látható, hogy a végtávolság növelése ellentétesen hat a két lemez esetében. A 2 mm-es esetben nagy mértékben csökkenti a teherbírást míg a 2,5 mm-es esetben éppen, hogy nagy mértékben növeli azt. Ennek két oka lehet, egyik, hogy a nagyobb lyukátmérő lágyabb, könnyebben deformálódó felületet eredményez, második pedig, hogy nagyobb átmérőnél a felső élen elhelyezett síkra merőleges támasz valamivel közelebb kerül a lyukhoz ezzel extra merevséget biztosítva, ezért lehetséges, hogy a kisebb végtávolságnál nagyobb teherbírási érték érhető el.

A következő ábrákon [33-38. ábra], a jobb áttekinthetőség érdekében, az egyes lemezvastagságok és átmérők szerint csoportosítva mutatom be az erő-elmozdulás értékpárokhoz tartozó görbéket.



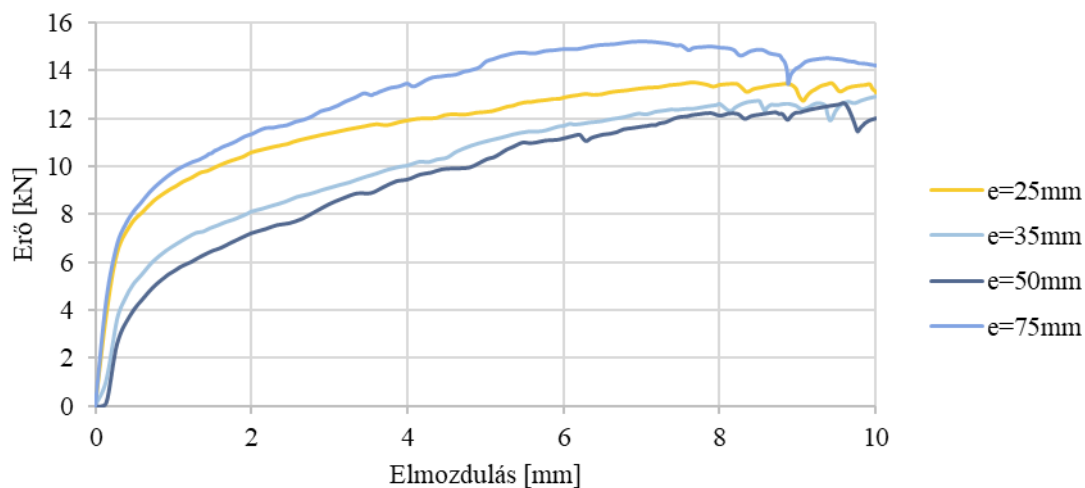
33. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=1\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

A fenti ábrán az 1 mm-es lemezvastagsághoz tartozó, 11 mm-es lyukátmérővel rendelkező erő-elmozdulás ábrapárokat ábrázoltam. Jól látható, hogy a kisebb végtávolságokhoz tartoznak a nagyobb teherbírási értékek, valamint nagyobb alakváltozások. Ez a várakozásainkkal ellentétes, ennek lehetséges oka, hogy a lemezünk 1 mm-es vastagsága miatt lágy így a síkra merőleges támasz hatása jelentősebb, kis végtávolságok esetében pedig az ábrán is jól láthatóan még jelentősebb. A görbéken látható a kezdeti, közel azonos merevséggel rendelkező, merevebb szakasz, valamint a teherbírási elérését követő elnyúló képlékeny viselkedéssel járó rész is. Ez mind a négy görbére jellemző jelen esetben.



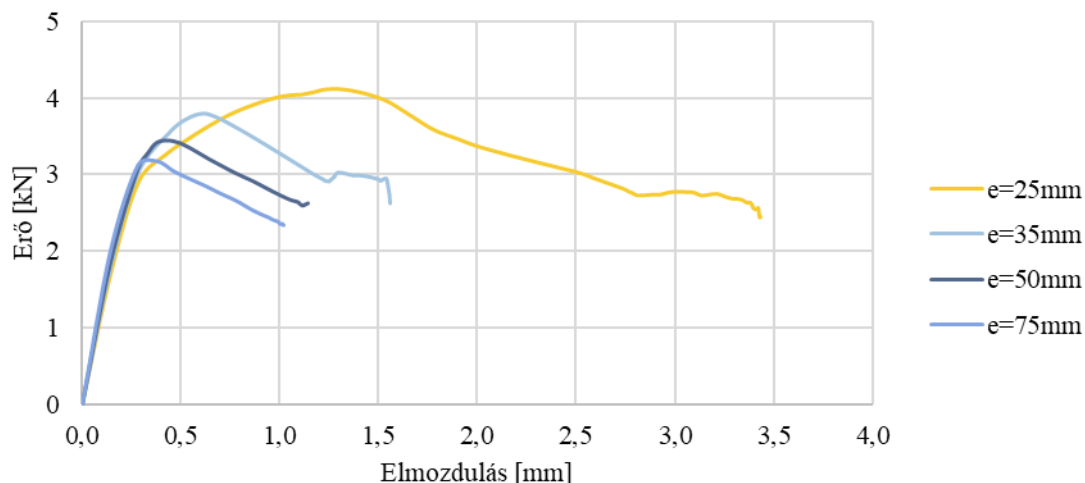
34. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

A következő ábrán a 11 mm -es lyukátmérő, 2 mm vastag lemez kialakítású modell eredményeit ábrázoltam. Egyik legfontosabb észrevétel, hogy a 25 mm -es elem esetében a képlékenyedés kisebb teher szinten indul meg, mint a többi elemnél. A 25 és 35 mm -es végtávolságnál a leszálló ág a teherbírás elérését követően kis mértékben elnyúlik, az alakváltozás mértéke is megnő.



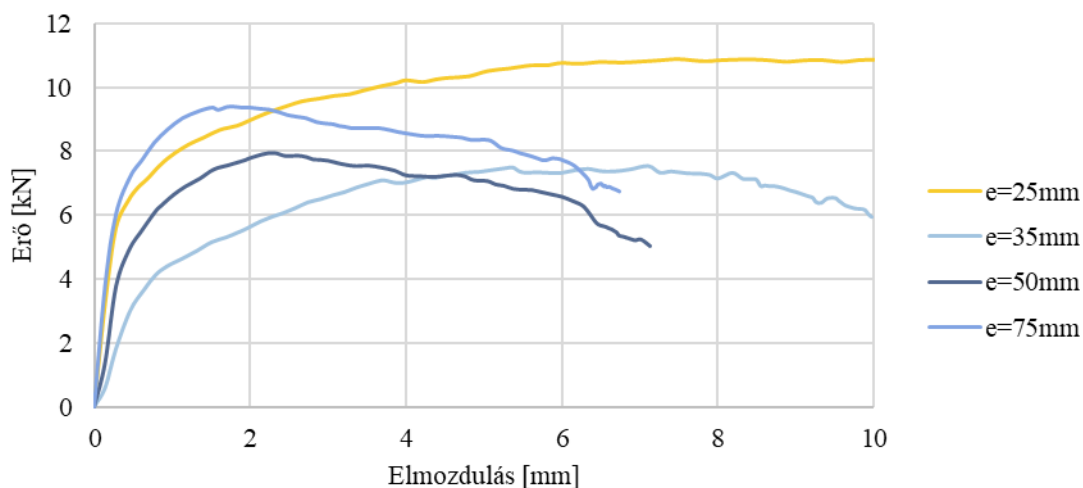
35. ábra – $D=11\text{mm}$, $t=2,5\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

A 11 mm -es lyukátmérő utolsó csoportjánál a lemezvastagság $2,5\text{ mm}$ volt. A kezdeti merevségek közel azonosak, a lineáris szakasz után, kisebb merevséggel folytatódnak míg el nem érjük a teherbírást. Az 50 mm -es elem kezd el leghamarabb képlékenyedést mutatni, ezután következik a 35 mm -es elem. A 25 és 75 mm -es elem viszonylag ugyanakkor kezd el képlékenyedni, de a 75 mm -es elem nagyobb képlékeny tartalékkal rendelkezik.



36. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=1\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

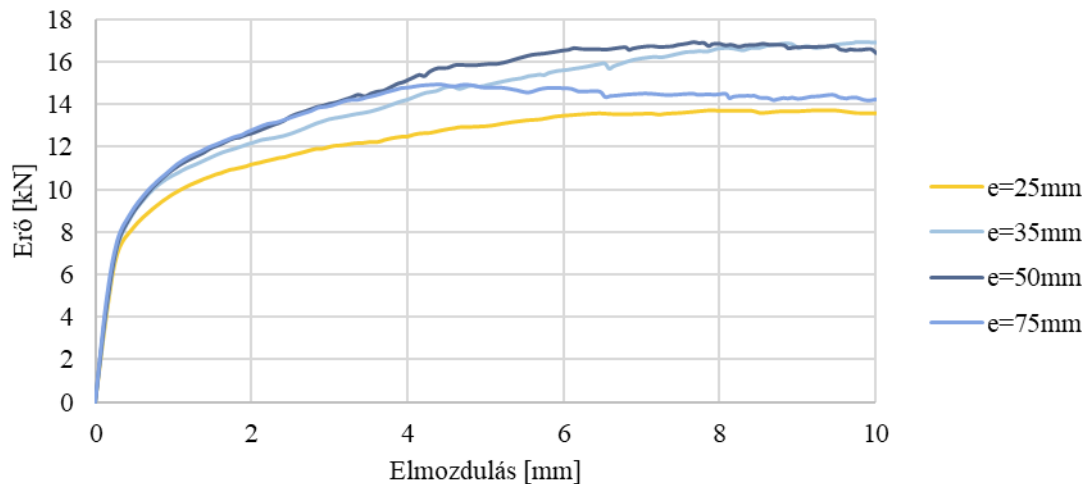
A geometriák 1 mm -es lemeztvastagsággal és 13 mm -es lyukátmérővel kerültek kialakításra. Az első csoportnál tapasztaltakkal megegyezően itt is mind a négy görbére jellemző a kezdeti merev, lineáris szakasz, majd a teherbírás elérése után egy viszonylag kis alakváltozással járó leszálló ág. Kivételt képez a 25 mm -es elem: képlékeny, leszálló ág következik, majd az elem tönkremegy. Hasonlóan a $D=11\text{ mm}$ -es csoporthoz, nagy végtávolsággal kis teherbírást értékeket kapunk eredményül.



37. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

A fenti ábrán 2 mm -es lemeztvastagsághoz és 13 mm -es lyukátmérőhöz tartozó görbékét jelenítettem meg. Itt jól látható, hogy a görbék jellegre eltérnek, az előzőkkel ellentétben nem egyeznek jelen tartományon. A 50 és 35 mm -es végtávolságnál az elem képlékenyedése kisebb teherszinten, nagyobb alakváltozások mellett megy végbe, ezzel ellentétben az 50 és 75 mm -es

végtávolságnál, az előzőhöz hasonlóan a teherbírás elérése után egy leszálló ággal rendelkező képlékeny alakváltozás figyelhető meg, kisebb alakváltozási értékekkel. Ezen kívül a képlékenyedés először a 35 mm -es elemnél, aztán az 50 mm -esnél, majd a 25 -ösnél és végül a 75 -ösnél kezdődik el.



38. ábra – $D=13\text{mm}$, $t=2\text{mm}$ -es elemek erő-elmozdulás görbéi végtávolságok szerint

Az utolsó csoportba tartozó elemek $2,5\text{ mm}$ -es lemeztvastagsággal rendelkeztek. Itt mind a négy görbéről elmondható, hogy jellegre megegyeznek. Kezdeti merevségük közel azonos, képlékeny alakváltozásokhoz tartozó tartomány elnyúló lassú növekedése a jellemző, míg a teherbírás el nem éri. A teherbírásokhoz tartozó elmozdulások is nagyobbak, mint az előző csoportoknál. A kisebb végtávolság (25 mm) kisebb képlékenyedéshez tartozó teherszintet jelentett, valamint kisebb teherbírás.

A paraméter vizsgálatnál végezetül megnéztem, és rangsoroltam a különböző vizsgált kapcsolati konfigurációkat teherbírás szempontjából.

A 11 mm átmérővel rendelkező elemeknél a legnagyobb értéket a legnagyobb lemeztvastagsággal és legnagyobb végtávolsággal sikerült elérni, ez $2,5\text{ mm}$ lemeztvastagságot és 75 mm -es végtávolságot jelent. Az ehhez tartozó teherbírás $15,20\text{ kN}$. A laborvizsgálatok során a legnagyobb mért teherbírás ezen a csoporton belül, a 25 mm -es végtávolsághoz tartozó $12,60\text{ kN}$. Ez 21% -os többletet jelent teherbírás szempontjából.

A 13 mm átmérővel rendelkező elemeknél a legnagyobb teherbírás a vastagabb, $2,5\text{ mm}$ -es lemeznél sikerült elérni, ennek értéke $16,96\text{ kN}$. Ez a jelenleg laborban mért legnagyobb teherbírásnak több mint a duplája, a növekmény 135% .

Konklúzióként elmondható, hogy az egyes paraméterek változtatásával lehetséges a kísérletinél magasabb teherbírás értékeket is elérni. Azonban fontos megjegyezni, hogy a terhelhetőséget korlátozza a képlékeny alakváltozás is, mivel ennek során a vízzáróság jelentősen romlik vagy megszűnik, ami nem megengedhető az adott felhasználási körülmények között.

6. ÖSSZEFOGLALÁS

Dolgozatomban elsőként áttekintettem hogyan működik a belső menetes csőszegecs elem, áttanulmányoztam a kapcsolódó lemez elem tulajdonságait. Anyagtulajdonság, ötvözetei, valamint mechanikai viselkedését is áttekintettem, ábrákkal és egyenletekkel bemutattam ezeket. Az ilyen kapcsolóelemek modellezésének megértéséhez feldolgoztam a tudományos cikkeket, melyekből később merítettem a végelem modell felépítésénél.

Ezután bemutattam a laborvizsgálatokat, ahol láthattuk hogyan viselkednek az elemek egytengelyű nyírásra, különböző geometriai kialakításoknál. Ezeket táblázatban foglaltam össze, hogy később a numerikus modell eredményeivel könnyen összehasonlíthatóak legyenek.

Ezután felépítettem a végelem modelletem, ahol a pontos geometria, hálózás, és peremfeltételek kalibrálása után, hasonlóan a laborvizsgálatokhoz, a kapcsolatot lemez síkjával párhuzamosan „terheltem”. Az eredményül kapott értékeket összehasonlítottam a laborban mért értékekkel, és maximum 11 % teherbírás értékbeli különbségeket tapasztaltam, amely a modell egyszerűségét tekintve jónak mondható.

Ezt követően felállítottam egy paraméter tartományt, mely állt lemeztvastagságból, lyukátmérőből, valamint végtávolságból és megvizsgáltam, hogy azonos terhelésre hogyan viselkednek az egyes kombinációk. A futtatás eredményeinek kiértékelésénél látható volt, hogy a teherbírás értékek nem arányosan változnak az egyes paraméterek növelésével. Voltak olyan elemek, ahol a képlékenyedés már kis teher szinten mutatkozott, volt ahol pedig jelentős képlékenytartalék keletkezett. Összességében elmondható, hogy a teherbírás értéke erősen függ a végtávolságtól és a lemeztvastagságtól.

A paraméter vizsgálatnál végezetül megnéztem, és rangsoroltam a különböző vizsgált kapcsolati konfigurációkat teherbírás szempontjából. Az egyes paraméterek változtatásával lehetséges a kísérletinél magasabb teherbírás értékeket is elérni, azonban ennek használhatósági korlátjai vannak.

Tovább kutatási lehetőségként két irányban szeretnék haladni. Az első lehetőség ezen modell pontosítása, az ilyen speciális kapcsolóelemek imperfekcióinak vizsgálata, ezek

modellezési lehetőségeinek kutatása. Az ilyen vizsgálatok modellezésénél különös odafigyelést igényel a befogópofák megcsúszásából adódó kisebb kezdeti merevség modellezése, vagy például a kapcsolóelem peremeinek hatása a lemez két oldalán. Ezen modellezéseknek a kérdéseire gondos szakirodalom kutatás és numerikus modellek, esetlegesen kapcsolt modellek vizsgálata adhat választ. Következő lehetőségként pedig az alumíniummal, mint anyaggal szeretnék foglalkozni. Azon belül is az alumíniumból készült lemezek, vagy vékonyfalú elemek topológiai optimalását szeretném vizsgálni. Ennek oka, hogy jelen dolgozatban is feldolgoztam az alumíniumot, mint anyagot és ahogyan az említettem is, az építőiparban gyakran alkalmazott ötvözet formájában.

KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

Szeretném megköszönni konzulenseimnek, Dr. Hegyi Péter adjunktusnak és Dr. Horváth László címzetes egyetemi tanárnak, hogy a kutatás alatt segítették a munkámat, hasznos szakmai tanácsokkal láttak el. Köszönöm a SWARCO vállalatnak, hogy rendelkezésemre bocsátotta az elérhető vizsgálatokat, információkat.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] EN 1999-1-1: Eurocode 9: Design of aluminium structures – Part 1-1: General structural rules – Annex E, p.: 160-165
- [2] Fernezelyi Sándor, Kövesdi Balázs, Vigh L. Gergely: Alumíniumszerkezetek tervezése az Eurocode 9 alapján, 2012, TERC Kft., p.: 28-33
- [3] Yao Sun: The use of aluminum alloys in structures: Review and outlook, Structures, 2023, Volume 57
- [4] Billy Kelly, Colm Costello: FEA modelling of setting and mechanical testing of aluminum blind rivets, Journal of Materials Processing Technology 153–154 (2004)
- [5] Zhiqiang Xie et al.: Improved shear strength design of cold-formed steel connection with single self-piercing rivet, August 2018, Thin-Walled Structures, Volume 131

- [6] Zhiqiang Xie et al.: Study on shear performance and calculation method for self-pierce riveted joints in galvanized steel sheet, January 2021, *Thin-Walled Structures*, Volume 161
- [7] Jacek Mucha, Waldemar Witkowski: The experimental analysis of the double joint type change effect on the joint destruction process in uniaxial shearing test, March 2013, *Thin-Walled Structures*, Volume 66
- [8] Ran Feng et al.: Finite-element analysis and design of aluminium alloy CHSs with circular through-holes in bending, November 2019, *Thin-Walled Structures*, Volume 144
- [9] Yonghyun Cho et al.: Structural behaviors and curling influence of single shear bolted connections with aluminum alloys (7075-T6), January 2014, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 15(1):183-187
- [10] M. Klasztorny, Daniel Bronisław Nycz: Modelling and numerical study of blind rivet nut/bolt joints of composite shell segments, January 2014
- [11] Klasztorny, M. et al. 2012a. Numerical modelling and simulation of RN-B composite joint tensile test and experimental validation. *Composites Theory and Practice* 12(3): 198- 204