



MISKOLCI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR



TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI DOLGOZAT

Síklemezek vizsgálata szabványi, mérési és szimulációs eredmények felhasználásával

Szűcs Ildikó

I. éves gépészmérnök mesterszakos hallgató

Konzulens:

Dr. Siménfalvi Zoltán

egyetemi docens

Vegyipari Gépek Tanszéke

Miskolc, 2012

BEVEZETÉS.....	3
1 TERVEZÉSI ALAPELVEK PORROBBANÁSRA	5
1.1 Példa egy hazai üzemben történt porrobbanásra.....	5
1.2 Porrobbanás elleni védekezéssel kapcsolatos tévhitek	6
1.3 A tervezési nyomás megválasztása	8
2 LEMEZELMÉLETEK OSZTÁLYOZÁSA	10
2.1 Vékony lemez kis behajlása.....	10
2.2 Vékony lemez nagy behajlása	11
2.3 Vastag lemezek.....	11
3 VIZSGÁLATI MÓDSZEREK EREDMÉNYEI.....	12
3.1 Végeselemes modellezés	12
3.1.1 Elmozdulások ábrázolása	13
3.1.2 Redukált feszültségek ábrázolása.....	15
3.2 Szabványon alapuló számítások.....	16
3.2.1 Kis behajlások elméletére alapuló számítások (lineáris eset)	16
3.2.2 Nagy behajlások elméletére alapuló számítások (geometriailag nemlineáris eset)	18
3.2.3 Elmozdulások ábrázolása	21
3.2.4 Redukált feszültségek ábrázolása.....	21
3.3 Méréssel végzett lemezvizsgálat.....	22
3.3.1 A mérőberendezés felépítése	22
3.3.2 A mérés menete	23
3.3.3 Mérési eredmények	25
3.3.4 Mérések a képlékenység tartományában	26
3.4 Eredmények összehasonlítása	27
3.4.1 Elmozdulások összehasonlítása.....	27
3.4.2 Redukált feszültségek összehasonlítása.....	29
4 ÖSSZEGZÉS	30
5 IRODALOMJEGYZÉK.....	32

BEVEZETÉS

A vegyipari berendezések az ipar számos területén jelen vannak. Az olyan iparágak, mint az élelmiszeripar vagy a gyógyszeripar a különböző gyártási folyamatok során gyakran alkalmaz, vagy végtermékként előállít porokat.

A porokat előállító-, tároló-, szállító berendezések tervezése üzemszerű állapotra történik. Ezen gépek, készülékek, tartályok leggyakrabban atmoszférikus nyomáson működnek, azonban számolni kell olyan lehetőségekkel is, amelyek nem üzemszerű igénybevételt okoznak. Ilyen igénybevétel a porrobbanás, amely hirtelen hőmérséklet- és nyomásnövekedést okoz. A tervezőnek szilárdsági teherviselő képességet kell biztosítani, hogy egy ilyen esemény bekövetkezésekor személyi sérülés ne történjen, valamint a szerkezet ne menjen tönkre, a robbanáskor – természetesen bizonyos karbantartási feladatok elvégzése után – tovább tudjon üzemelni.

A vegyipari berendezések többségét hengerelt lemezekből állítják össze, ezek lehetnek hajlított, vagy síklemezek. A legtöbb technológia egyszeresen vagy kétszeresen görbült felületekből álló tartályokat igényel, kisebb számban alkalmaznak síkfalú szerkezeteket. A síklemez olcsóbb, könnyebben szerelhető, mint a hajlított lemezek, a belőle készült tárolóknak jobb a térfogati kihasználása, bár szilárdságilag gyengébb tulajdonságokkal rendelkeznek, mint a hengeres berendezések.

Egy síkfalú szerkezet általában a vázszerkezetéhez erősített téglalap alakú lemezekből áll. Egy hirtelen nyomásnövekedésnél a berendezés tönkremenetele a lemezeknél fog bekövetkezni, mivel itt a szerkezet teherviselő képessége a legkisebb. Ennek megfelelően célszerű egy-egy lemezt kiragadni, és megfelelő peremfeltételekkel vizsgálni.

A szakirodalom több elméletet is kínál attól függően, hogy vékony, vagy vastag lemezről van-e szó, illetve adott nyomásterhelés milyen mértékű alakváltozást okoz, és ezt a nyomás függvényében milyen függvények írják le. Fontos kérdés, hogy egy tervezési feladat során mely elméletből indulunk ki.

Dolgozatom célja a szerkezetek porrobbanást figyelembe vevő tervezési alapjainak bemutatása, majd ebből kiindulva lemezvizsgálati eljárások eredményeit összehasonlítva következtetéseket levonása. A lemezek vizsgálatát három módszerrel végeztem; végeselemes és szabványi számításokkal, valamint a Vegyipari Gépek Tanszékének laboratóriumában végzett mérésekkel. Két azonos hosszúságú és szélességű (800x400), de eltérő vastagságú (1,5 mm és 1,92 mm) sík lemezeken hajtottam végre a kísérletet. Elsősorban a lemezek legnagyobb, azaz középponti elmozdulását vizsgáltam, valamint a redukált feszültségeket, melyeket a számítási eljárásokkal határoztam meg.

1 TERVEZÉSI ALAPELVEK PORROBBANÁSRA

Egy tervezési feladatnál alapvető cél, hogy a tervezett berendezés biztonságos legyen, ne okozzon személyi sérüléseket és ne okozzon kárt a környezetben. Ennek érdekében a port alkalmazó technológiáknál figyelembe kell venni a porrobbanás veszélyét. Számos hazai és külföldi esettanulmány áll rendelkezésünkre, amelyekből kiderül, hogy milyen következményekkel jár egy ilyen esemény bekövetkezése.

1.1 Példa egy hazai üzemben történt porrobbanásra

1982-ben egy bútortároló gyártó üzemben porrobbanás történt, ami három ember életét követelte, egy ember pedig életveszélyesen megsebesült.

19 óra körül a dolgozók füstszagot érzektek az üzemben, s ezt jelentették a műszakvezetőnek.

A művezető és egy dolgozó elkezdtek átvizsgálni a berendezést. A szárítórendszer egyik külső csövéből füst gomolygott, ekkor megpróbálták a 2. emeleti tűzcsapról egy „C” sugarat szerelni, de ez nem járt sikerrel. Ezután a szárító berendezés alsó tisztítónyílásán át kihúzták a forgácshulladékot a parázsló anyaggal együtt. 19:43-kor a felső technológiai nyíláson át szűrőláng csapott ki, majd 5-15 s alatt nagy erejű porrobbanás következett be, amely hatására az épület és a technológiai berendezések súlyosan károsodtak.

A helyszínre érkező műszaki igazgató elrendelte a szárító gőzzel történő oltást, de a rendszer károsodott a robbanás következtében. Az oltás alatt 19:45-kor újabb robbanás történt; az öntvény kondenzedények robbantak fel.

A későbbi vizsgálat során megállapították, hogy az üzem szárítógépében öngyulladás történt, valamint hogy a szárító gépkönyvében leírtakat megszegték, a gépet nem állították le, és nem a gőzzel oltó berendezéssel próbálták meg meghatározni a tűzgóc helyét.

A bemutatotthoz hasonló események elkerülése végett fontos hogy tisztában legyünk a porrobbanás kialakulásának körülményeivel.

1.2 Porrobbanás elleni védekezéssel kapcsolatos tévhitek

Az éghető anyag robbanási feltételei a következők:

- kritikus koncentrációjú robbanóképes közeg,
- kellő energiájú gyújtóforrás,
- elegendő oxigén.

Ha a három feltétel valamelyike nem teljesül, robbanás nem következik be. Hibás biztonság filozófia az, ha úgy akarjuk kizárni a porrobbanás lehetőségét, hogy a három felsorolt tényező valamelyikét megszüntetjük:

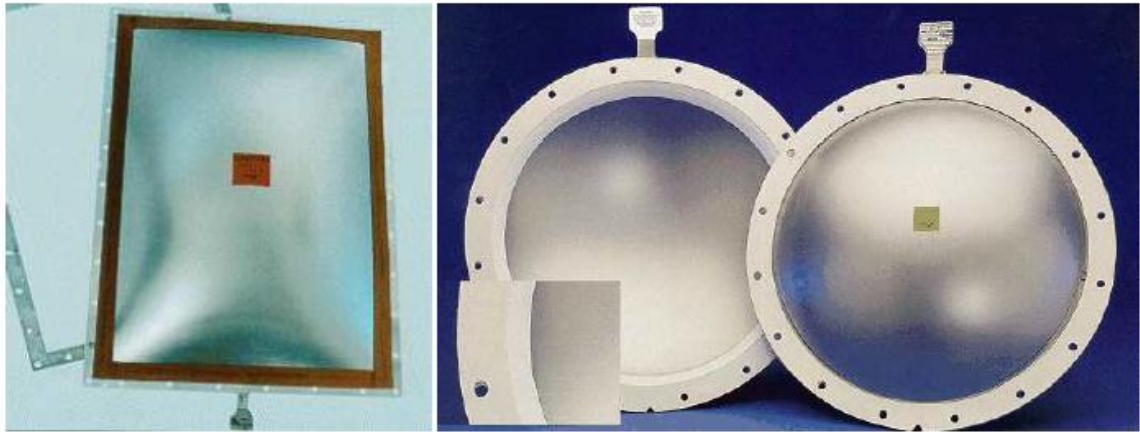
- megszüntethetjük az oxigén jelenlétét, ha inertizált technológiát alkalmazunk,
- a kritikus koncentrációt megfelelő adagolással, elszívással lehet elkerülni,
- a gyújtóforrások létrejöttét akadályozhatjuk a sztatikus feltöltődés levezetésével, a melegedő felületek hűtésével, stb.

Mindezen óvintézkedések mellett sem beszélhetünk teljes biztonságról, hiszen előfordulhat csőlyukadás, áramkimaradás, téves kezelői beavatkozás, stb.

Egyedül megelőző intézkedésekkel lehet a robbanás elleni védelmet biztosítani.

A készülékeket, szerkezeteket, tartályokat úgy kell tervezni, hogy egy esetleges robbanás során, az adott berendezés működőképes maradjon. A tervező két utat választhat: a legnagyobb robbanási nyomásra tervez, vagy lefúvató rendszer tervezésével megakadályozza a nyomás további növekedését.

A lefúvatás a védelemnek azon formája, amely az elégett és el nem égett keverék, valamint a keletkezett égési gázok szabadba vezetésével csökkenti a robbanási nyomást. Ezt különböző nyíló felületek alkalmazásával lehet elérni. Ilyen lefúvató eszközök a hasadótárcsák, hasadópanelek és robbanóajtók.



1-1. ábra Domborított négyszög és kör keresztmetszetű hasadópanelek

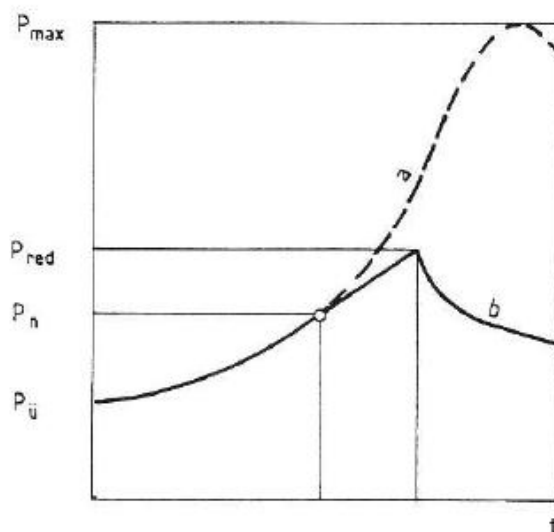


1-2. ábra Cukortároló védelme hasadó panelekkel

A lefúvató rendszer szükséges felületnagysága a következőktől függ:

- tartály szilárdsága,
- a robbanás hevéssége (a legnagyobb időbeli nyomásnövekedés és a legnagyobb robbanási nyomás jellemzi),
- lefúvatóeszköz működési nyomása,
- tartály térfogata, geometriája,
- lefúvócsatornák méretei,
- kezdeti, vagy az indukált turbulencia a tartályban.

1.3 A tervezési nyomás megválasztása



1-3. ábra Robbanási nyomásgörbék
a - lefűvatás nélkül, b - lefűvatással

A lefűvószerkezet nyitó nyomásának megválasztásánál ügyelni kell arra, hogy az üzemi nyomás a nyitónyomásnak egy bizonyos százaléka (X%) lehet.

$$p_n = \frac{p_{\text{ü}}}{X}$$

Hasadótarcsáknál és hasadópaneleknel: $X_h \cong 0,5 \dots 0,95$

Robbanóajtóknál: $X_r \cong 0,7 \dots 0,8$

Ha a nyitónyomás és az üzemi nyomás értéke túl közel van egymáshoz az a hasadópanelek idő előtti tönkremenetelét okozhatja. A redukált nyomás mindig nagyobb, mint a nyitó nyomás, mert a szerelvény nyitásához idő kell, ami alatt a nyomás folyamatosan nő. A lefűvó felület mérete a redukált nyomástól függ. Minél alacsonyabb a redukált nyomás, annál nagyobb lefűvó felületre van szükség. A lefűvó felület nagyságának a készülék méretei szabhatnak határt. Nagy redukált

nyomáshoz kis lefúvó felület társul, ekkor azonban a berendezést is meg kell erősíteni.

Ebből következik, hogy redukált nyomás meghatározása egy optimalizálási folyamat, amely során a tervezőnek a lefúvó felület nagyságának és a szerkezet szilárdságának kell a legkedvezőbb egyensúlyát megtalálni.

Láthattuk, hogy a biztonsági elemeknek (hasadótárcsák, hasadópanelek stb.) meghatározott nyitónyomásuk van. Ez a nyitónyomás nem lehet kisebb, sem nagyobb, mint amit a tervezés során előírunk, hiszen ha kisebb ez a nyomásérték, akkor indokolatlan esetekben is kinyit a biztonsági elem, ha pedig nagyobb a nyomáson nem történik elvezetés, akkor a fellépő nyomás hatására a szerkezetben ébredő feszültségek meghaladhatják a teherbírást, ezért a gyártó ezeknek az elemeknek a nyitónyomását szavatolja.

A következő felmerülő kérdés, hogy hogyan tudjuk pontosan meghatározni egy szerkezet teherbírását. Egy berendezés teherbírása megegyezik a leggyengébb elemének a teherviselő képességével. Egy síkfalú szerkezet terhelhetőségét - ezek alapján - a vázszerkezethez erősített lemezek vizsgálatával lehet meghatározni. A lemezvizsgálat elvégzése előtt tisztában kell lennünk a rendelkezésre álló vizsgálati módszerekkel, valamint azok alkalmazhatóságával [1].

2 LEMEZELMÉLETEK OSZTÁLYOZÁSA

Egy lemez hajlítás közben tanúsított viselkedését a különböző méretei közül leginkább a vastagsága befolyásolja. Ezért a lemezelméletek is eszerint osztályozhatók:

- kis behajlású vékony lemezek,
- nagy behajlású vékony lemezek,
- vastag lemezek.

Vékonnak tekintjük a lemezt, ha t vastagsága és $l_{\min}$ legkisebb fesztávolsága között fennáll, hogy $t < l_{\min} / 10$. Kis behajlásnak tekintjük, hogyha a lemez $w_{\max}$ legnagyobb behajlására igaz, hogy $w_{\max} \leq 0.2 t$. Ebből következik, hogy nagy behajlásról beszélünk, ha $w_{\max} > 0.2 t$.

A vizsgálatokat 800x400-as 1.5 mm és 1.92 mm vastagságú lemezen végezzük, tehát ezeket vékony lemezként kezelhetjük.

2.1 Vékony lemez kis behajlása

Ha egy lemez behajlása kicsi annak vastagságához viszonyítva, akkor a síkjukra merőlegesen terhelt lemezek hajlítására a következő feltételek bevezetésével egy közelítő elméletet állíthatunk fel.

- a lemez középsíkja nem szenved alakváltozást
- azon pontok, melyek eredetileg a középsík normálisán feküdtek, a hajlítás bekövetkezése után is a középsík normálisán maradnak
- a lemez középsíkjára merőleges irányú feszültségek elhanyagolhatóak

E felvetések alkalmazása esetén valamennyi feszültségkomponenst kifejezhetjük a lemez középsíkjának behajlásával, amely a lemez középsíkjában lévő két koordináta függvénye. Ennek a függvénynek ki kell elégítenie egy lineáris parciális differenciálegyenletet, amely a kerületi feltételekkel együtt egyértelműen meghatározza a behajlást. Így ennek az egyenletnek a megoldása megadja a lemez

tetszőleges pontjának feszültségeit. A második feltevésből az következik, hogy elhanyagoljuk a nyíróerőknek a lemez alakváltozására gyakorolt hatását.

2.2 Vékony lemez nagy behajlása

Ha a lemez deformált alakja kifejthető felület, akkor az első feltevés teljesen kielégül, egyébként a lemez hajlítása a középfelület alakváltozását vonja maga után.

Az előző pont azt mutatta, hogy amikor a lemez behajlása kicsi a vastagsághoz képest, akkor a középfelület alakváltozásának megfelelő feszültségek elhanyagolhatóak. Azonban ha a behajlások nem kicsik, akkor a lemez differenciálegyenletének felírása során különböző járulékos feszültségeket is figyelembe kell venni. Így nemlineáris egyenleteket kapunk és emiatt a probléma megoldása bonyolultabbá válik.

A nagy behajlások esetében különbséget kell tennünk a lemez síkjában rögzített és szabadon elmozduló peremek között. Ez lényegesen befolyással van a lemez behajlására és feszültségeire. A lemez deformált középsíkjának görbülsége következtében a járulékos húzófeszültségek ellenkező értelmű hatást fejtenek ki, mint a lemez síkjára merőleges külső erők, így a lemez az adott terhet részben hajlítással, részben membránhatás révén viseli el. Következésképpen az elhanyagolhatóan kicsi hajlító ellenállással bíró igen vékony lemezek membránként működnek, kivéve a peremekhez közel eső részeket, ahol a kerületi feltételek következtében a hajlítás erősebben érvényesül.

2.3 Vastag lemezek

A vékony lemezeknek az előzőekben ismertetett közelítő elmélete a számottevő vastagságú lemezeknél tarthatatlanná válik. Ilyenkor a vastag lemezekre vonatkozó elméletet kell alkalmazni, amely a lemezek problémáját a rugalmasságtan háromdimenziós feladatai közé sorolja. Emiatt a feszültségek elemzése sokkal bonyolultabbá válik, és e problémának a megoldását csak néhány különleges esetre sikerült felvázolni [2, 3].

3 VIZSGÁLATI MÓDSZEREK EREDMÉNYEI

3.1 Végeselemes modellezés

A végeselemes modellezést az ADINA szoftverrel végeztem. A lemez negyedét rajzoltam meg, majd a következő beállításokat és peremfeltételeket alkalmaztam:

- biztosítottam a szimmetria feltételeket, a lemezek megfelelő oldalaira befalazást tettem,
- anyagtulajdonságokra egy izotróp anyagot írtam elő $E=210000$ MPa rugalmassági modulussal és $\nu=0.3$ Poisson tényezővel,
- a terhelés típusa minden esetben nyomásterhelés,
- a hálózás során héjelemeket alkalmaztam.

A számításokat mind geometriailag lineáris (kis behajlásoknál alkalmazott elmélet), valamint nemlineáris (nagy behajlásoknál alkalmazott elmélet) esetre is elvégeztem. A programban a két elméletnek megfelelő számításokat a „small displacement” és „large displacement” beállításokkal lehetett elérni. A programot lefuttattam a vizsgált lemezekre, változtatva a nyomásterhelést, majd az elmozdulásokat és redukált feszültségeket kigyűjtve a következő értékeket kaptam:

1. táblázat

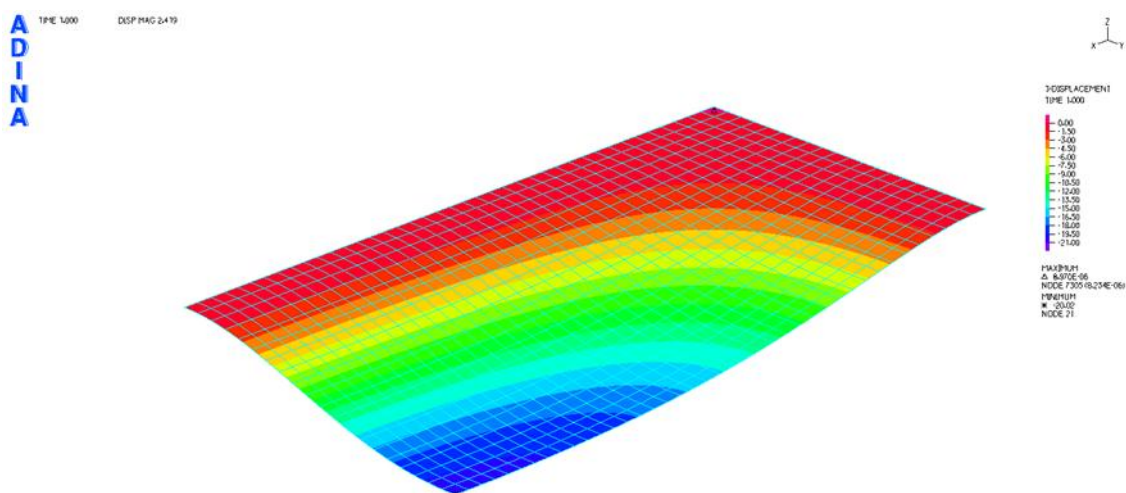
ADINA eredményei kis behajlásokra

nyomás [Mpa]	elmozdulás (s=1,5 mm) [mm]	elmozdulás (s=1,92 mm) [mm]	redukált fesz. (s=1,5 mm) [Mpa]	redukált fesz. (s=1,92 mm) [Mpa]
0	0	0	0	0
0,002	1,998	0,9533	62,15	37,94
0,004	3,998	1,907	124,3	75,89
0,006	5,997	2,86	186,5	113,8
0,008	7,996	3,813	248,6	151,8
0,01	9,994	4,767	310,8	189,7
0,012	11,99	5,72	372,9	227,7
0,014	13,99	6,673	435,1	265,6
0,016	15,99	7,627	497,2	303,5
0,018	17,99	8,58	559,4	341,5
0,02	19,99	9,533	621,5	379,4

2. táblázat
ADINA eredményei nagy behajlásokra

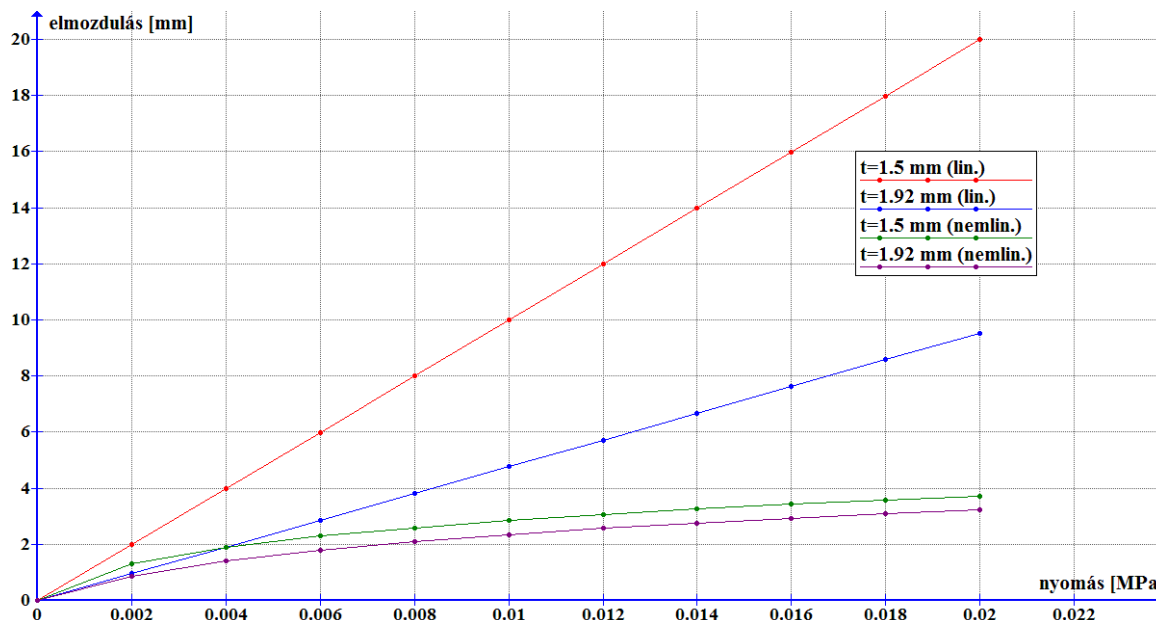
nyomás [Mpa]	elmozdulás (s=1,5 mm) [mm]	elmozdulás (s=1,92 mm) [mm]	redukált fesz. (s=1,5 mm) [Mpa]	redukált fesz. (s=1,92 mm) [Mpa]
0	0	0	0	0
0,002	1,32	0,8473	52,47	37,2
0,004	1,904	1,408	87,88	67,97
0,006	2,292	1,802	116,8	93,7
0,008	2,594	2,104	142,3	116,3
0,01	2,842	2,354	165,4	136,8
0,012	3,058	2,57	186,8	155,9
0,014	3,251	2,756	206,9	173,7
0,016	3,427	2,926	225,9	190,6
0,018	3,58	3,08	244	206,7
0,02	3,726	3,22	261,3	222,1

3.1.1 Elmozdulások ábrázolása



3-1. ábra
A vizsgált lemez negyedének elmozdulása

Az ADINA eredményei a kis és nagy behajlások esetében, a legnagyobb elmozdulásra, különböző lemezvastagságok esetén:



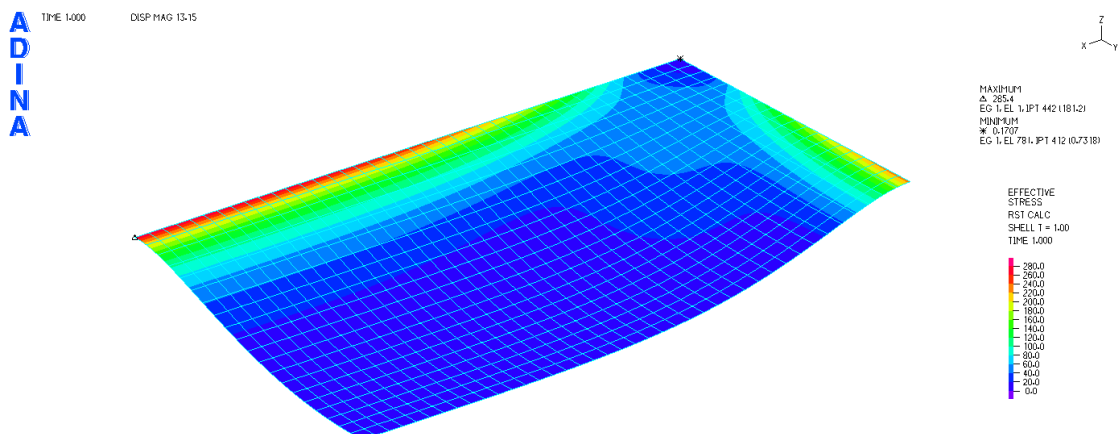
3-1. diagram

Az 1.5 mm-es és 1.92mm vastagságú lemezek elmozdulása a nyomás függvényében

A diagramról leolvasható, hogy a kis behajlás elméletén alapuló számítások a nyomás és elmozdulás lineáris kapcsolatát adják, azonban a nagy behajlások elméletén alapuló számításoknál a nyomás függvényében nem lineárisan változik az elmozdulás.

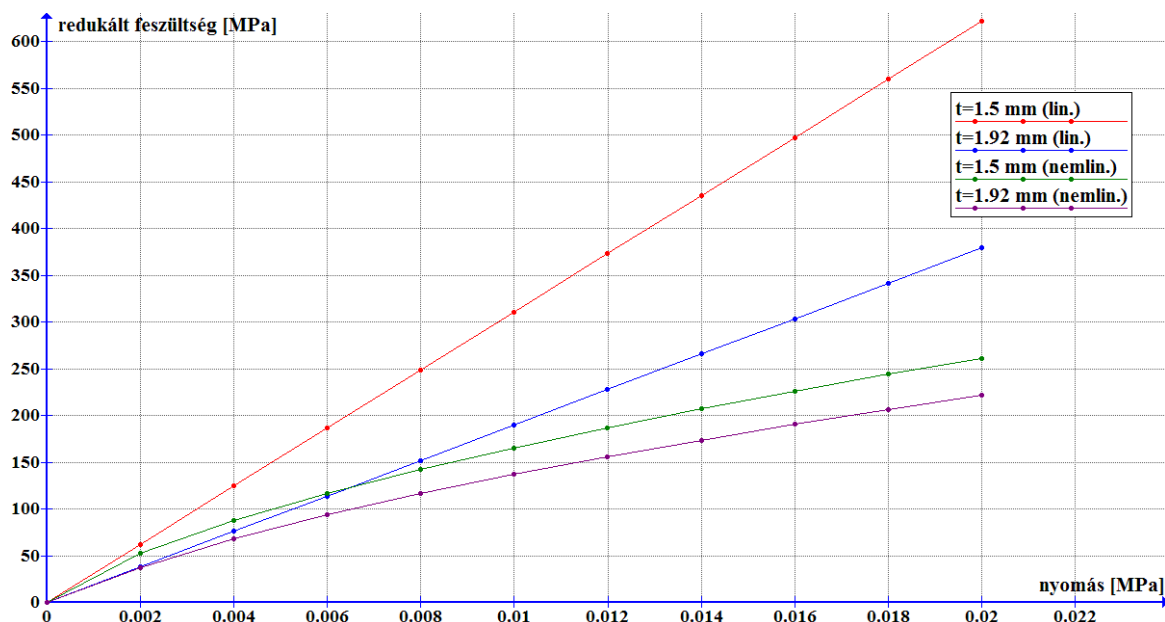
Ezenfelül megállapítható, hogy a lineáris egyenletet adó elmélet értékei kiugróan magasabbak, valamint növelt lemezvastagság esetén, az alakváltozás mértéke csökken.

3.1.2 Redukált feszültségek ábrázolása



3-2. ábra
A vizsgált lemez redukált feszültsége

Amint az ábrán látható, a legnagyobb feszültség a lemez hosszabbik oldalán fog ébredni, a felezőpontban. Az ADINA eredményei a kis és nagy behajlások esetében, a redukált feszültségekre, különböző lemezvastagságok esetén:



3-2. diagram
Az 1.5 mm és 1.92 mm vastagságú lemezek redukált feszültsége a nyomás függvényében

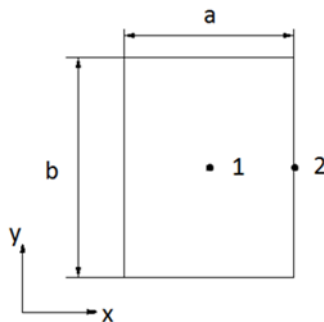
3.2 Szabványon alapuló számítások

A szabványi számításokhoz az Eurocode 3 ENV 1993-1-7 fejezetét alkalmaztam, amely a síklemeznek, mint szerkezeti elemnek a terheléseivel foglalkozik. A szabvány is - ugyanúgy, mint a szakirodalmak – két számítási módot kínál az összes peremén befogott, nyomással terhelt lemezek behajlásainak, valamint feszültségeinek számítására: kis behajlásokra lineáris, nagy behajlásokra pedig nemlineáris elmozdulás függvényt adó formulákat. A számításokhoz megadott konstansok értékei olyan anyagra vonatkoznak, amelynek Poisson tényezője 0.3.

3.2.1 Kis behajlások elméletére alapuló számítások (lineáris eset)

A szabvány „B” melléklete foglalkozik a kis behajlások számításával. A mellékletben szereplő képletek merevítetlen téglalap alakú lemezekre vonatkoznak. Ezen képletek elhanyagolják a membrán erőket, és a belőlük származó membránfeszültséget. A kis behajlások elméletéhez kapcsolódó összefüggéseket mindaddig célszerű használni, amíg a behajlás értéke kisebb, mint a lemez vastagsága.

A szabvány B2-es táblázata alapján számíthatjuk a legnagyobb behajlást, valamint az 1-es és 2-es pontban ébredő feszültségeket.



3-3. ábra

A szabvány által megadott kitüntetett pontok

A számításokban alkalmazott jelölések:

w - behajlás [mm]

k_w - behajláshoz tartozó koefficiens [-]

p_{sd} - tervezési nyomás [MPa]

a - a lemez rövidebbik oldala [mm]

b - a lemez hosszabbik oldala [mm]

E - rugalmassági modulus [MPa]

t - lemez vastagsága [mm]

$k_{\sigma bx}$ - az x irányú hajlítófeszültséghez tartozó koefficiens

$k_{\sigma by}$ - az y irányú hajlítófeszültséghez tartozó koefficiens

A lemez behajlása egyenletes terhelésnél:

$$w = k_w \cdot \frac{p_{sd} \cdot a^4}{E \cdot t^3}$$

A hajlító feszültségek:

$$\sigma_{bx} = k_{\sigma bx} \cdot \frac{p_{sd} \cdot a^2}{t^2}$$

$$\sigma_{by} = k_{\sigma by} \cdot \frac{p_{sd} \cdot a^2}{t^2}$$

A redukált feszültség:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{bx}^2 + \sigma_{by}^2 - \sigma_{bx}\sigma_{by}}$$

A felsorolt képletek alapján, mindkét lemezre kiszámítottam az elmozdulásokat és redukált feszültségeket kis behajlások esetére.

3. táblázat
Szabványi számítások kis behajlás esetére

nyomás [Mpa]	elmozdulás (s=1,5 mm) [mm]	elmozdulás (s=1,92 mm) [mm]	redukált fesz. (s=1,5 mm) [Mpa]	redukált fesz. (s=1,92 mm) [Mpa]
0	0	0	0	0
0,002	2,002	0,954	70,31	42,91
0,004	4,004	1,909	140,62	85,83
0,006	6,006	2,864	210,93	128,74
0,008	8,008	3,82	281,24	171,66
0,01	10,01	4,77	351,55	214,5732
0,012	12,013	5,728	421,86	257,48
0,014	14,015	6,683	492,18	300,4
0,016	16,017	7,63	562,49	343,31
0,018	18,019	8,59	632,8	386,23
0,02	20,02	9,547	703,11	429,14

3.2.2 Nagy behajlások elméletére alapuló számítások (geometriailag nemlineáris eset)

A szabvány „C” melléklete foglalkozik a nagy behajlások elméletére alapuló számításokkal, amelyek merevítetlen téglalap alakú lemezekre vonatkozó feszültségszámításokat tartalmaznak.

Csakúgy, mint kis behajlásoknál, itt is az 1-es és 2-es pontok redukált feszültségének összetevőit tudjuk számítani, valamint a lemez legnagyobb behajlását.

Az összefüggésekben alkalmazott jelölések:

p_{sd} - tervezési nyomás [MPa]

a - lemez rövidebbik oldala [mm]

b - lemez hosszabbik oldala [mm]

t - lemez vastagsága [mm]

E - rugalmassági modulus [MPa]

k_w - behajláshoz tartozó koefficiens

$k_{\phi x}$ - x irányú hajlítófeszültséghez tartozó koefficiens

$k_{\sigma by}$ - y irányú hajlítófeszültséghez tartozó koefficiens

$k_{\sigma mx}$ - x irányú membránfeszültséghez tartozó koefficiens

$k_{\sigma my}$ - y irányú membránfeszültséghez tartozó koefficiens

A lemez behajlása:

$$w = k_w \frac{p_{sd} a^4}{E t^3}$$

A hajlítófeszültségek:

$$\sigma_{bx} = k_{\sigma bx} \frac{p_{sd} a^2}{t^2}$$

$$\sigma_{by} = k_{\sigma by} \frac{p_{sd} a^2}{t^2}$$

A membránfeszültségek:

$$\sigma_{mx} = k_{\sigma mx} \frac{p_{sd} a^2}{t^2}$$

$$\sigma_{my} = k_{\sigma my} \frac{p_{sd} a^2}{t^2}$$

A terheletlen felületen a feszültségek:

$$\sigma_x = \sigma_{bx} + \sigma_{mx}$$

$$\sigma_y = \sigma_{by} + \sigma_{my}$$

A terhelt felületen a feszültségek:

$$\sigma_x = -\sigma_{bx} + \sigma_{mx}$$

$$\sigma_y = -\sigma_{by} + \sigma_{my}$$

A redukált feszültség:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y}$$

Ezúton szeretném jelezni, hogy az ENV 1993-1-7. szabvány C mellékletében szereplő behajlás számítási képlet nem pontos, ezért a szabványban szereplő képlet:

$$w = k_w \frac{p_{sd} a^4}{Et^2}$$

helyett a következő összefüggést alkalmazzuk:

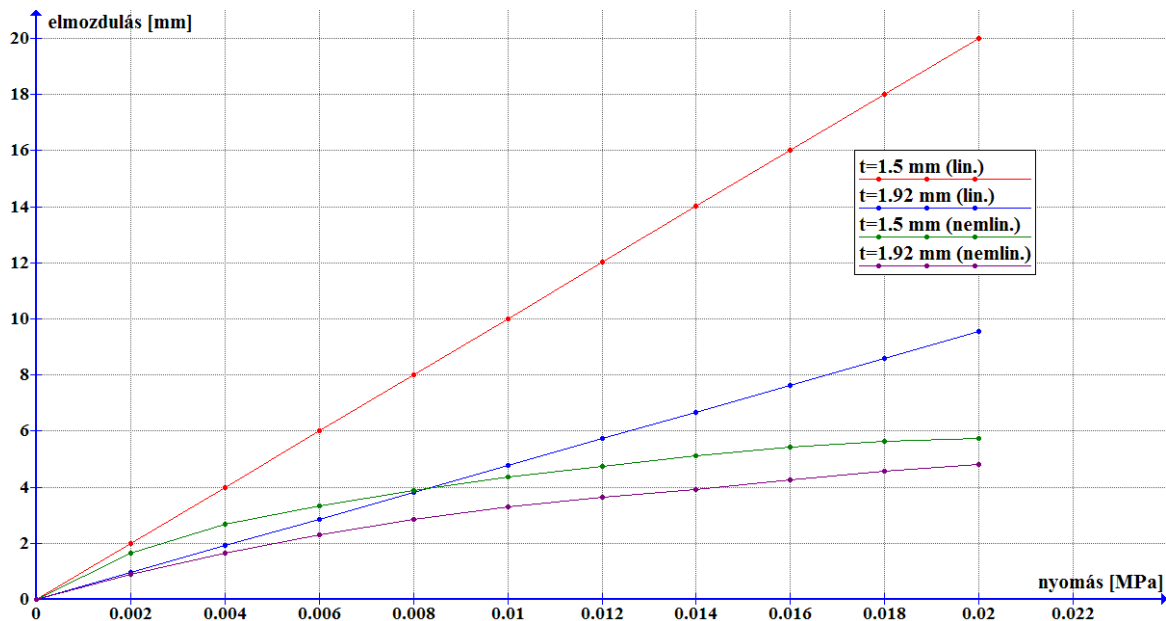
$$w = k_w \frac{p_{sd} a^4}{Et^3}$$

A felsorolt összefüggések alapján kiszámoltam mindkét lemez esetén az elmozdulásokat és redukált feszültségeket nagy behajlás esetére [4].

4. táblázat
Szabványi számítások nagy behajlás esetén

nyomás [Mpa]	elmozdulás (s=1,5 mm) [mm]	elmozdulás (s=1,92 mm) [mm]	redukált fesz. (s=1,5 mm) [Mpa]	redukált fesz. (s=1,92 mm) [Mpa]
0	0	0	0	0
0,002	1,647	0,9064	66,54	43,25
0,004	2,682	1,656	119,73	83,34
0,006	3,348	2,304	163,705	120,41
0,008	3,875	2,85	202,41	154,47
0,01	4,37	3,29	233,31	185,503
0,012	4,732	3,631	256,35	213,5
0,014	5,106	3,91	291,31	239,78
0,016	5,423	4,268	330,8	266,82
0,018	5,636	4,567	369,74	292,07
0,02	5,7475	4,81	408,15	315,5

3.2.3 Elmozdulások ábrázolása



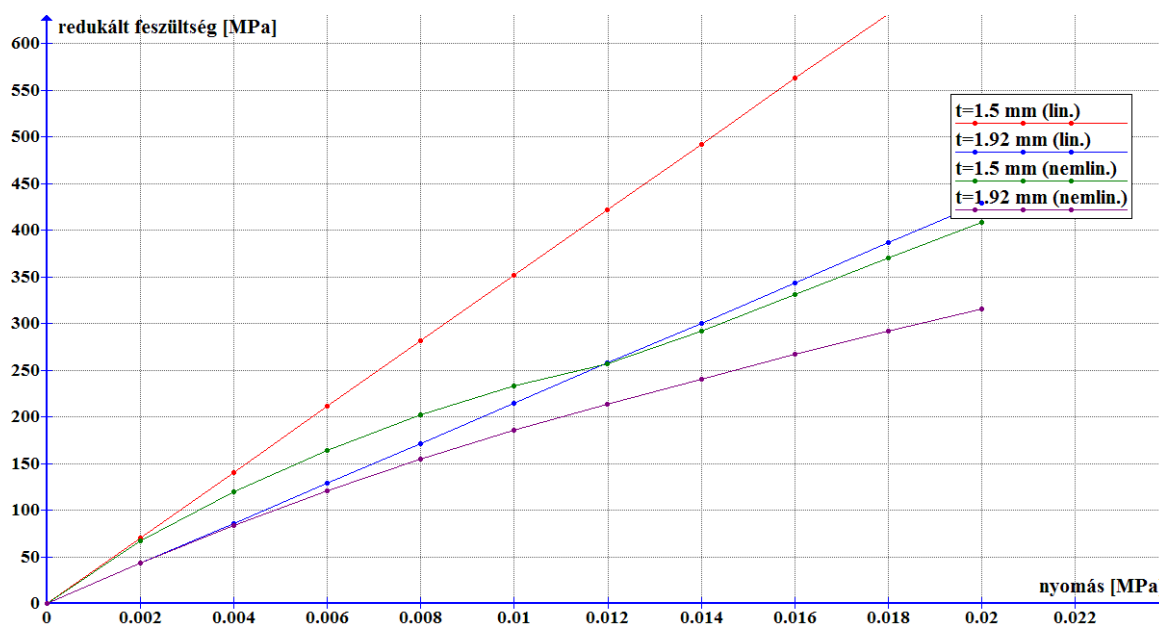
3-3. diagram

Az 1.5 mm és 1.92 mm vastagságú lemez elmozdulása a nyomás függvényében

Láthatjuk, hogy hasonló jellegű függvényeket kaptunk, mint a végeelem program esetében. Megállapíthatjuk, hogy a kétféle elméletre alapuló számítási eljárás a szabvány esetében sem ad hasonló eredményeket.

3.2.4 Redukált feszültségek ábrázolása

A szabvány a feszültségek számításához a lemez két pontjára adott a számításokhoz szükséges együtthatókat: az egyik a lemez középpontja, valamint a lemez hosszabbik oldalának felezőpontja, ahol – mint a végeelemes modellezésnél láthattuk - a legnagyobb feszültség ébred.



3-4. diagram

Az 1.5 mm és 1.92 mm vastagságú lemezek redukált feszültsége a nyomás függvényében

3.3 Méréssel végzett lemezvizsgálat

A mérések célja, hogy a két vizsgált lemez elmozdulásait meghatározzuk a nyomás függvényében, majd ebből számszerű közelítő összefüggés felírása, valamint annak megállapítása, hogy a lemezek hozzávetőleg hol érték el rugalmas tartományuk határát.

A mérések a Vegyipari Gépek Tanszékének laboratóriumában felállított vizsgálóberendezéssel valósultak meg.

3.3.1 A mérőberendezés felépítése

A vizsgálóberendezés alsó része egy zárt keret, a felső rész pedig egy nyitott keret. Mindkét kereten, és a vizsgált lemez peremein 80 furat készült, így a lemezt 80 darab M10-es csavarral lehet a keretek közé rögzíteni, ezzel biztosítva a lemez peremeinek fix megfogását. A tömör zárást a lemez és a keretek közötti tömítőanyag biztosítja.



3-4. ábra

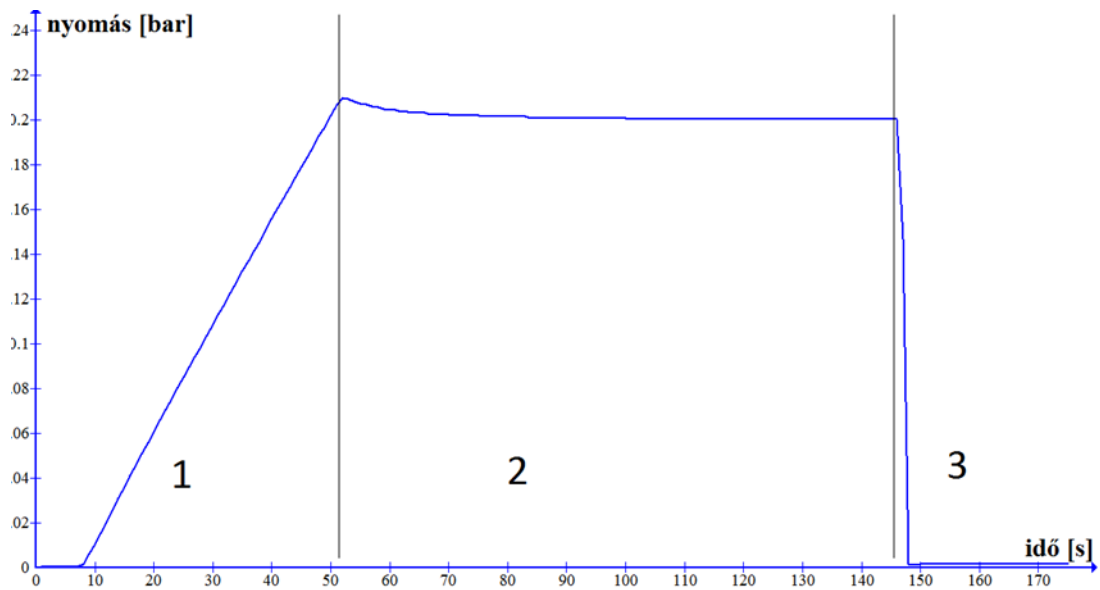
A Vegyipari Gépek Tanszékének Laboratóriumában felállított mérőberendezés és annak felülnézete

A nyomásterhelést az alsó keret rövidebbik oldalánál, egy elzáró szeleppel működtetett beömlőnyíláson át tudjuk növelni, az átellenes oldalon pedig – ahol a mérés után levesszük a terhelést – nyomástávadót helyezünk el. A lemez elmozdulását, a felső, nyitott keretre felszerelt elmozdulás távadókkal tudjuk mérni. Mivel a lemezre merőleges elmozdulások hosszanti és keresztirányban szimmetrikusak, ezért elegendő a lemez negyedére elhelyezni az elmozdulásmérőket.

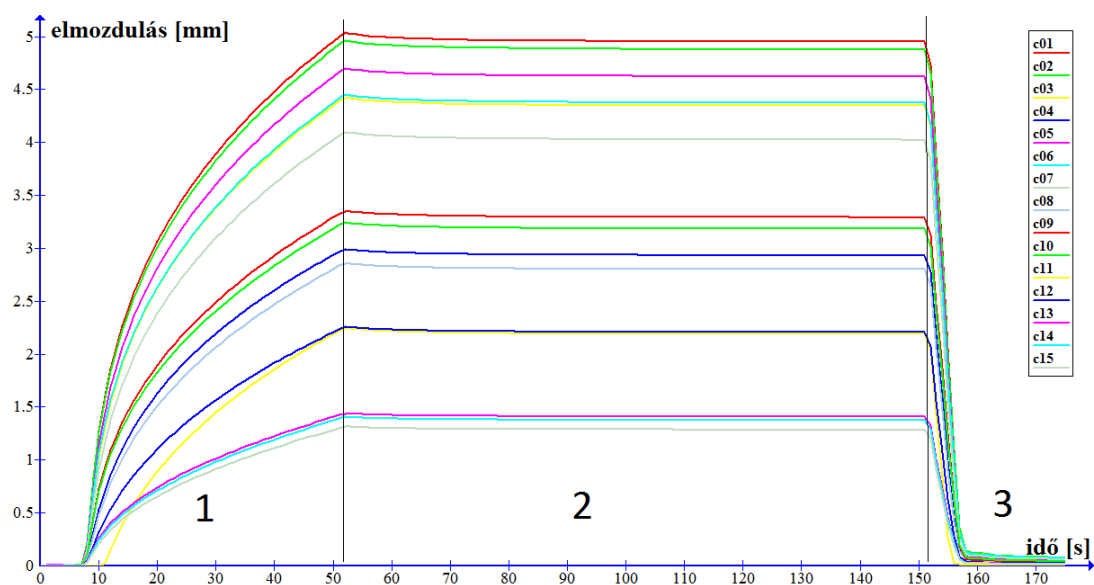
Mind a nyomástávadó, mind az elmozdulásmérők által küldött jelek egy adatgyűjtő egységen keresztül, számítógépen, nyomon követhetők voltak.

3.3.2 A mérés menete

Miután elvégeztük a szükséges előkészületeket (lemez tömítése és beszerelése, távadók felszerelése és kalibrálása, elmozdulásmérők tárazása), elindítjuk a programot, amely beállított időközönként mutatja a nyomás és elmozdulás változását:



3-5. ábra
Nyomás változása az idő függvényében



3-6. ábra
Elmozdulások változása az idő függvényében

A szelepet kinyitjuk, majd állandó nyomásnövekedés mellett a kívánt értékig terheljük a lemezt (1. szakasz).

Ha ezt az értéket elértük, elzárjuk a szelepet, és megvárjuk, amíg az elmozdulásmérők értékei állandósulnak (2. szakasz).

Ezután levesszük a terhelést (3. szakasz). Ekkor, ha nem történt képlékeny alakváltozás, az elmozdulásmérők visszanyerik eredeti pozíciójukat, azaz a diagramon azt tapasztaljuk, hogy minden elmozdulás 0 értéket mutat. A nyomás és az elmozdulás időbeli lefolyását mutató diagramokat összehasonlítva azt láthatjuk, hogy a felterhelés szakaszában a nyomásnövekedés lineáris, ellenben az elmozdulások nem egyenesen arányosan növekednek a nyomással.

3.3.3 Mérési eredmények

5. táblázat
Mérés során mért elmozdulások

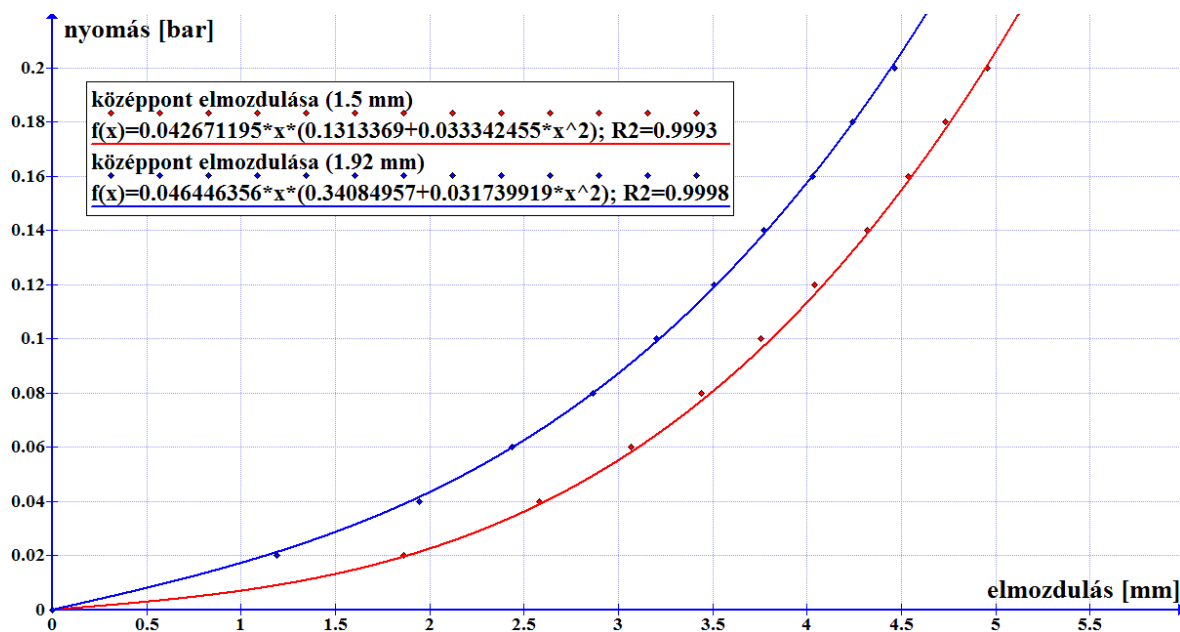
nyomás [bar]	elmozdulás (s=1,5 mm) [mm]	elmozdulás (s=1,92 mm) [mm]
0	0	0
0,02	1,8625	1,1875
0,04	2,5812	1,9438
0,06	3,0656	2,4375
0,08	3,44	2,8656
0,1	3,7531	3,2031
0,12	4,04	3,5094
0,14	4,321	3,7688
0,16	4,5348	4,0281
0,18	4,732	4,2406
0,2	4,956	4,4625

Ha a nyomást ábrázoljuk a mért elmozdulás függvényében, a kapott pontsorra jó közelítéssel a szakirodalomból [2] vett összefüggés alapján egy harmadfokú függvény illeszthető:

$$p = aw_0(b + cw_0^2)$$

ahol

- p - nyomást
- w_0 - elmozdulást
- a, b, c - konstansokat jelöl.



3-5. diagram
A mért eredmények nyomás-elmozdulás függvénye

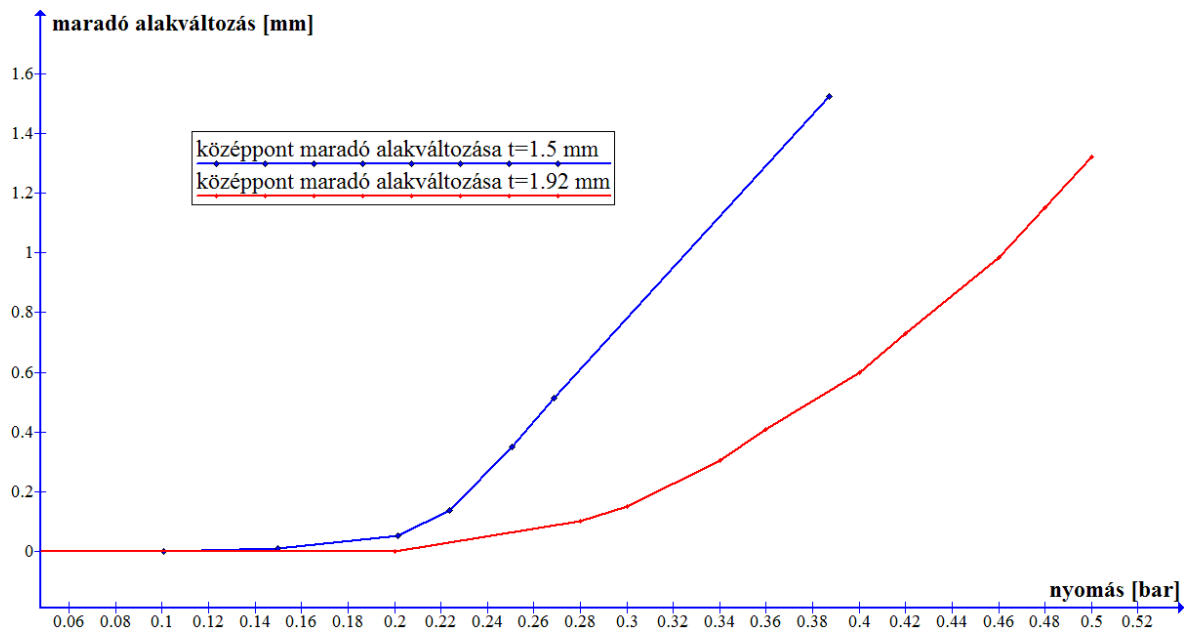
3.3.4 Mérések a képlékenység tartományában

Az elmozdulások vizsgálata során csak az anyag rugalmas határain belül végeztünk méréseket. Ezután megpróbáltuk nagyságrendileg meghatározni, hogy mekkora nyomásnál kezdődik a lemez képlékeny alakváltozása.

Azt hogy történt-e maradó alakváltozás úgy lehet megállapítani, hogy minden leterhelés után figyeljük, hogy az elmozdulásmérők visszatérnek-e kezdeti 0 értékükre.

A folyáshatár elérése után a mért alakváltozások nem mérvadóak, hiszen minden újabb mérési ciklust egy már megváltozott anyagtulajdonságú és deformálódott lemezen végzünk. Így ez a vizsgálat kizárólag arra rendeltetett, hogy tájékoztatást adjon arról, mikor éri el a lemezben ébredő feszültség a folyáshatárának a mértékét.

A diagramról leolvasható, hogy az 1.5 mm vastagságú lemeznek 0.2 bar körül, az 1.92 mm-es lemeznek pedig 0.3 bar körül kezdődik a képlékeny alakváltozása.



3-6. diagram
Maradó alakváltozás a nyomás függvényében

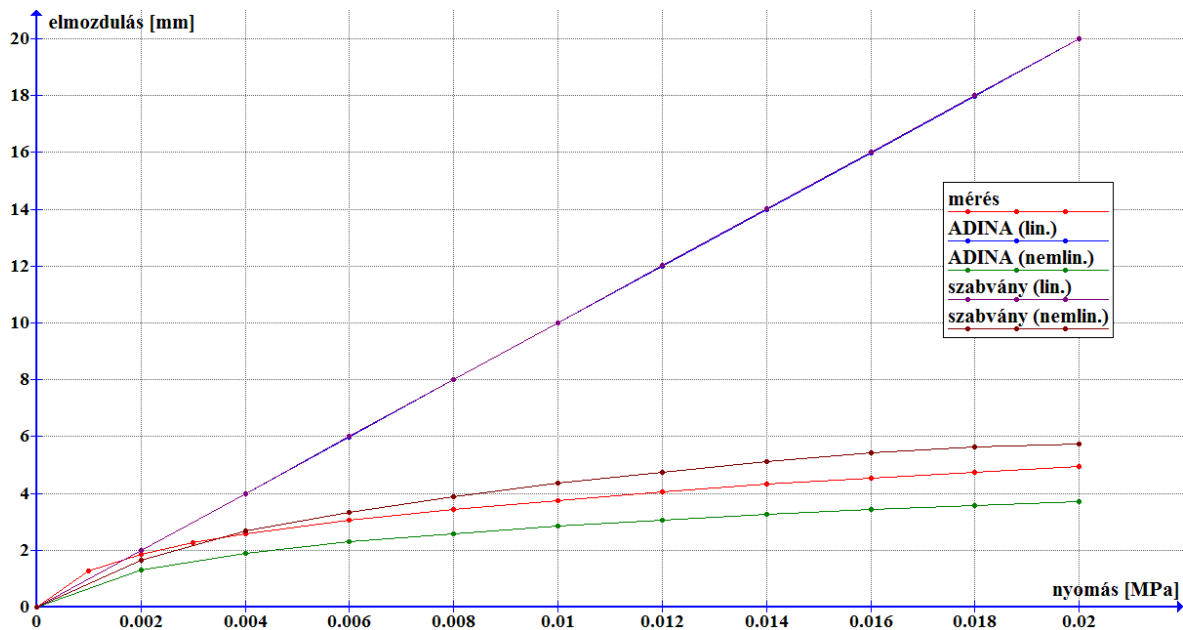
3.4 Eredmények összehasonlítása

Miután a méréssel, végeselem módszerrel és szabványi számítások útján meghatároztuk a lemezek legnagyobb elmozdulásait, valamint kiszámítottuk a redukált feszültségeket, ezeket összehasonlítva lényeges megállapításokat tudunk tenni.

3.4.1 Elmozdulások összehasonlítása

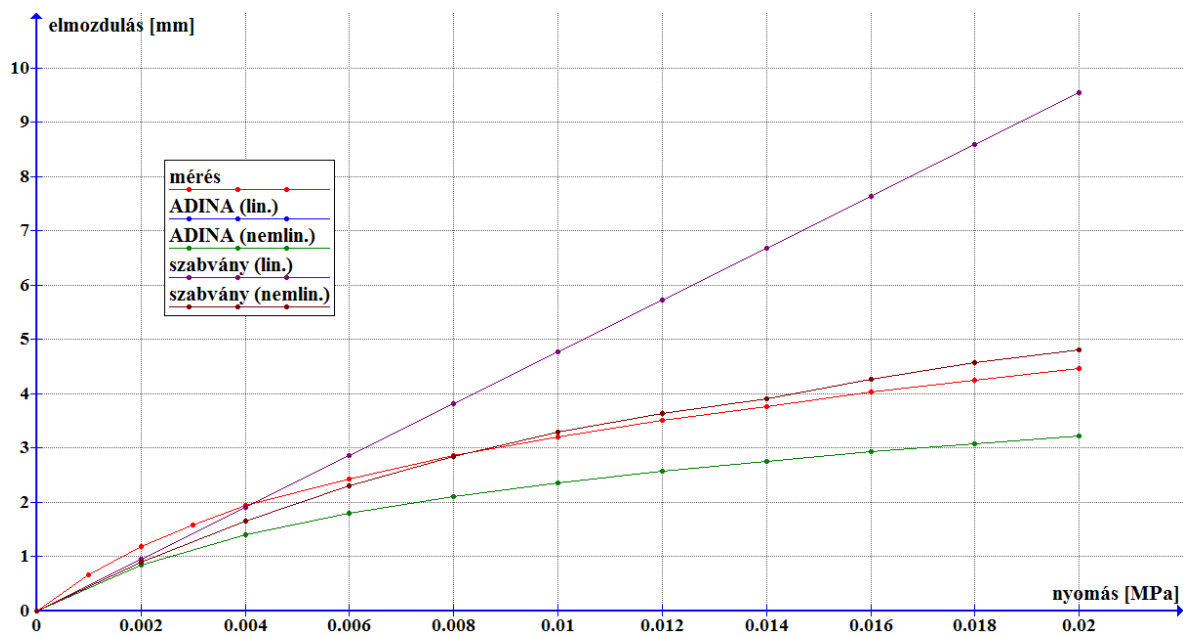
Az 1.5 mm-es lemez esetében megállapíthatjuk, hogy az ADINA program és a szabvány által alkalmazott lineáris egyenletet adó elméletre alapuló számítások eredményében nincs eltérés. Azonban ezek az értékek meglehetősen távol állnak a mért eredményektől. A nemlineáris egyenleteket eredményező elméletre épülő szabványi és végeselemes számítások egyike sem tükrözi pontosan a mért értékeket, de jobban közelítik a mérési eredményeket, mint a lineáris egyenletek. Az 1.92 mm-es lemez esetében is megállapíthatjuk, hogy a nemlineáris egyenleteket

eredményező elméletre alapuló számítások jobban közelítik a mért értékeket, ezen belül is a szabvány eredményei állnak legközelebb a méréséhez.



3-7. diagram

Az 1.5 mm vastagságú lemez összesített elmozdulás-nyomás függvényei



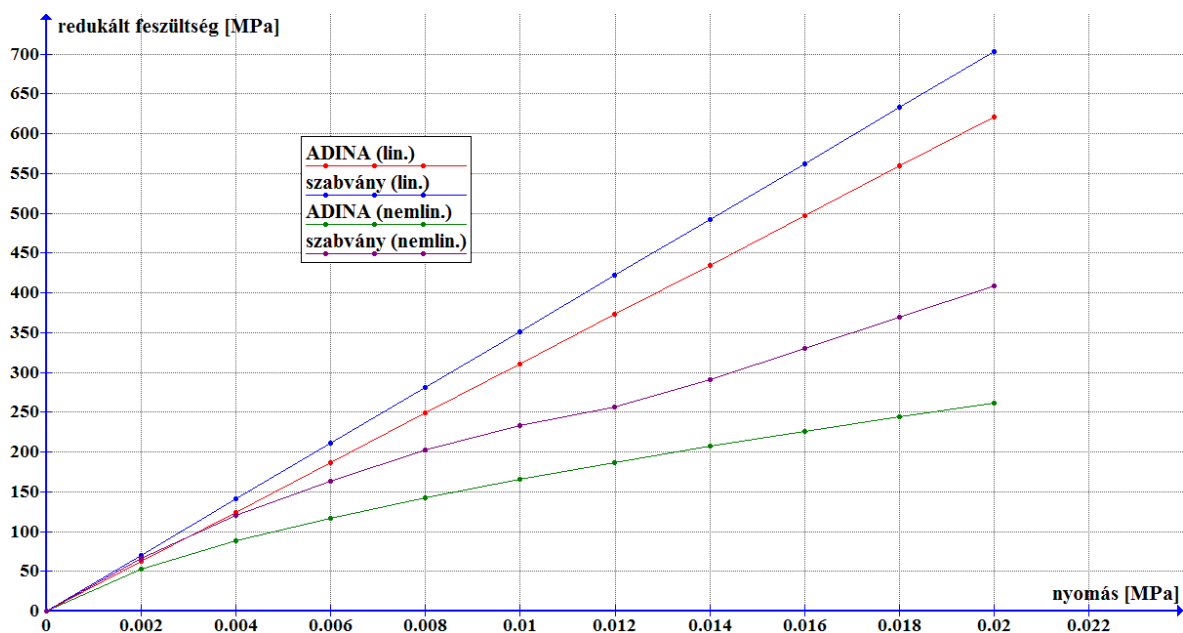
3-8. diagram

Az 1.92 mm vastagságú lemez összesített elmozdulás-nyomás függvénye

3.4.2 Redukált feszültségek összehasonlítása

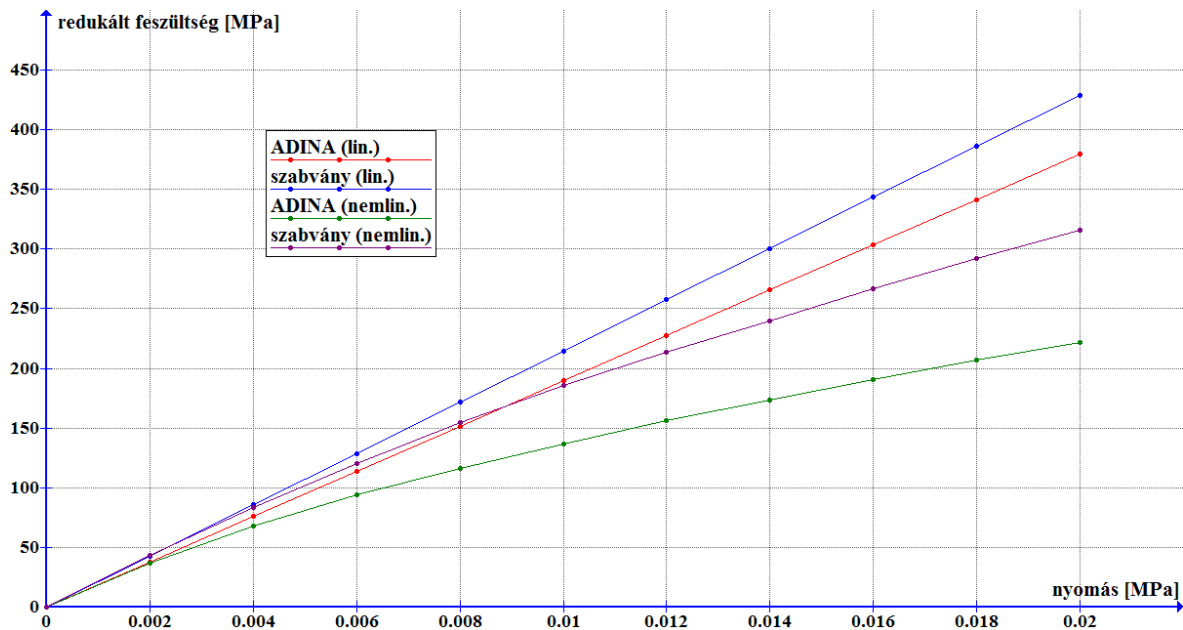
Redukált feszültségek esetében mérési adatok nem állnak rendelkezésünkre, de a szabványi, illetve végeselemes számítások eredményeit összevethetjük. A különféle számítási módok nagy szórást mutatnak, és mért értékek nélkül nem tudjuk kiválasztani a legjobban közelítő függvényt, azonban kizárhatunk egyes megoldásokat.

Tudjuk, hogy az egyes lemezvastagságú lemezek mekkora nyomás értéknél érték el az anyaguk rugalmas határát. A vizsgált lemezek egyszerű szerkezeti acélok, amelyek folyáshatára nem érhet el 600-700 MPa-t. A mérések során kiderült, hogy az 1.5 mm vastagságú lemez a folyáshatárának megfelelő értéket 0.02 MPa körül éri el, ezért a lineáris egyenleteket eredményező elmélet szerinti számításokat mellőzhetjük.



3-9. diagram

Az 1.5 mm-es vastagságú lemez összesített redukált feszültség-nyomás függvényei



3-10. diagram
Az 1.92 mm-es lemez összesített redukált feszültség- nyomás függvényei

4 ÖSSZEGZÉS

Amint az összehasonlításból kiderült, a lineáris egyenleteket eredményező lemezelmélet nem elegendő az elmozdulás függvény precíz leírásához.

A lemezelméletek osztályozásánál, a különféle elméleteknek az alkalmazhatósági határai is bemutatásra kerültek, mely szerint a kis behajlások elmélete csak abban az esetben érvényes, ha a legnagyobb elmozdulás, és lemezvastagság között fennáll a $w_{\max} \leq 0.2 t$ összefüggés. Ez azt jelenti, hogy az 1.5mm vastagságú lemez esetében 0.3 mm, míg 1.92 mm vastagságú lemez esetében 0.384 mm behajlásig alkalmazható. Ilyen értékeknél a lineáris számítások megfelelnek, azonban ezek az értékek annyira kicsik, hogy szilárdsági méretezésnél vagy ellenőrzésnél nem valószínű, hogy számolni kell velük, hiszen az 1.5 mm vastagságú lemez esetében már 0.02 MPa nyomásterhelésnél a mért elmozdulás majdnem 5 mm. Ez jelentősen meghaladja a kis - és nagy behajlás alkalmazhatósága közötti 0.3 mm-es határt.

Ezért a méretezési feladatoknál érdekesebb a lemezek nagy behajlásokra vonatkozó, azaz nemlineáris egyenleteket eredményező elméletére alapozni.

Láthattuk az összesített ábrákból, hogy erre az elméletre épülő számítások eredményei közelebb voltak a mért értékekhez. Az összesített diagramokból az is kiderül, hogy a szabványi számítások jobban közelítik a mért eredményeket, mint az ADINA program, aminek eredményei a mért eredményeknél kisebbek. Tudjuk, hogy nagyobb elmozdulás nagyobb feszültségeket jelent, ezért az ADINA eredményeit az alacsonyabb számított elmozdulások miatt nem célszerű szilárdsági méretezéseknél, vagy ellenőrzésnél alkalmazni.

A Vegyipari Gépek Tanszékén végzett lemezvizsgálatok még nem teljeskörűek. A mérésnek alávetett lemezek pontos anyagtulajdonságainak vizsgálata most zajlik, ezek az eredmények várhatóan a feszültség analízis során lesznek előremutatóak. Számos lemez vár még – eltérő oldalarányokban és vastagságokban – vizsgálatokra, több felmerülő kérdés vár még megoldásra. Dolgozatomban a kutatás jelenlegi állásának megfelelő eredményeket közöltem, és ezekből vontam le következtetéseket.

5 IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Bokros István - Dr. Mannheim Viktória - Dr. Siménfalvi Zoltán - Dr. Szepesi L. Gábor, Por- és gázrobbanás elleni védelem, Miskolc, 2011
- [2] Timoshenko, S., Woinowsky-Krieger, S., *Lemezek és héjak elmélete*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [3] <http://www.epito.bme.hu/me/oktatas/feltoltesek/BMEEOTMAS05/ts-bsc2007-14.pdf>
(2012.11.01.)
- [4] MSZ-ENV 1993-1-7. szabvány