



DEBRECENI EGYETEM
MŰSZAKI KAR
GÉPÉSZMÉRNÖKI TANSZÉK

UNIVERSITY OF DEBRECEN
FACULTY OF ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL
ENGINEERING

ANTI-VIBRÁCIÓS CSŐBILINCS
SZILÁRDSÁGI VÉGESELEMES
VIZSGÁLATA

SZAKDOLGOZAT

Vidák Zoltán János

Gépészeti szimulációs szakmérnök

Debrecen

2026

Tartalomjegyzék

Tartalomjegyzék	V
Jelölések jegyzéke.....	VI
1 Bevezetés, célkitűzések	1
2 Irodalmi feldolgozás	3
2.1 Technológiai csővezetékek rögzítése.....	3
2.2 Dinamikus terhelések hatásai a csőmegfogásokra	6
2.3 Anti-vibrációs bilincsek tulajdonságai	8
2.4 Csőmegfogások merevségének meghatározása	10
2.5 A csavarkötések előfeszítése, modellezési módszerek	12
3 Módszerek.....	15
3.1 A kiválasztott csőmegfogás bemutatása.....	16
3.2 A szimulációs modellek geometriai beállítása	18
3.3 Alkalmazott anyagmodellek bemutatása	19
3.4 Kontakt felületek meghatározása	19
3.5 Peremfeltételek meghatározása.....	22
3.6 Végeselem hálóstruktúra beállítása	24
3.7 Kritériumok meghatározása	27
4 Eredmények, következtetések	30
4.1 Csőbilincs szilárdsági vizsgálata.....	30
4.2 Gumilapok szilárdsági vizsgálata.....	37
4.3 Csavarkötések szilárdsági vizsgálata	39
4.4 Csőbilincs előterhelés függvényeinek meghatározása	41
4.5 Sajátfrekvencia vizsgálat	45
5 Összefoglalás	48
Irodalomjegyzék	51
Mellékletek	53

Jelölések jegyzéke

d [mm]	menet külső átmérő
d_2 [mm]	menetközép átmérő
d_3 [mm]	menet magátmérő
d_k [mm]	menetközép átmérő
d_a [mm]	az alátét felfekvő felületének átmérője
P [mm]	menetemelkedés
α [°]	menetemelkedési szög
ρ' [°]	horonyterheléssel növelt súrlódási félkúpszög
μ_a [–]	az alátét felfekvésére jellemző súrlódási tényező
μ_0 [–]	csősúrlódási tényező
F_s [N]	súrlódási ellenállási erő
G_n [N]	normálirányú súlyerő
ω [Hz]	gerjesztési körfrekvencia
ω_n [Hz]	saját körfrekvencia
f [Hz]	frekvencia
f_g [Hz]	gerjesztési frekvencia (fordulatszámából származtatva)
f_{gmax} [Hz]	gerjesztési frekvencia API 618 szerinti 20%-os felső határértéke. A tiltott üzemelési tartomány felső határa.
n [1/min]	a vizsgált gép fordulatszáma
ξ [–]	csillapítási tényező
C [N · s/m]	csillapítási mátrix
K [N/m]	merevségi mátrix
K_{cs} [N/m]	csőtartó merevség
K_b [N/m]	bilincs merevség

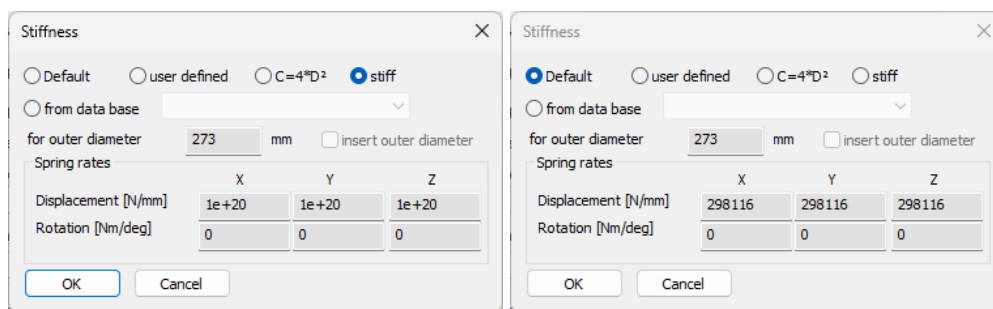
K_{ac} [N/m]	acélszerkezet merevség
K_x [N/m]	csőtengely irányú merevség
K_y [N/m]	csőtengelyre merőleges, vízszintes irányú merevség
K_z [N/m]	csőtengelyre merőleges, függőleges irányú merevség
K_{eqv} [N/m]	egyenértékű merevség
$\bar{F}$ [N]	terhelés erővektor (x, y, z irányú erőkomponensek)
$F(t)$ [N]	külső gerjesztés (terhelés az idő függvényében)
F_e [N]	a csavarkötésre ható előfeszítési erő
$F_{e,meg}$ [N]	megengedett előfeszítési erő
F_x [N]	csőtengellyel párhuzamos terhelő erő
F_y [N]	csőtengelyre merőleges, vízszintes erő
F_z [N]	csőtengelyre merőleges, függőleges erő
$\mathbf{M}$ [kg]	tömegmátrix
M [Nm]	nyomaték
M_{meg} [Nm]	Megengedett meghúzási nyomaték
M_1 [Nm]	a csavar meghúzási nyomatéka, járulékos nyomaték nélkül
M_j [Nm]	az alátét-anya közötti járulékos nyomaték
M_{cs} [Nm]	a teljes csavar meghúzási nyomaték
M_x [N]	csőtengelyre merőleges, vízszintes hajlító nyomaték
M_y [N]	csőtengellyel párhuzamos, vízszintes hajlító nyomaték
M_z [N]	csőtengellyel merőleges, függőleges csavarónyomaték
$\bar{x}$ [m]	elmozdulás vektor (x, y, z irányok)
x [m]	a (vizsgált pont) elmozdulása
$\dot{x}$ [m/s]	sebesség (az elmozdulás első deriváltja)
$\ddot{x}$ [m/s ²]	gyorsulás (az elmozdulás második deriváltja)
z [mm]	a sarokvarrat szárhossza

c_x, c_y, c_z	terheléscsökkentő tényezők
c_{rata}	terheléscsökkentési ráta
X	axiális, csőtengely irány
Y	laterális, csőtengelyre merőleges, vízszintes irány
Z	laterális, csőtengelyre merőleges, függőleges irány
f_D [MPa]	csőbilincs méretezési feszültsége
f_B [MPa]	a kötőelem méretezési feszültsége
R_{eHt} [MPa]	folyáshatár a vizsgálati hőmérsékleten
$R_{p0,2}$ [MPa]	0,2%-os egyezményes folyáshatár
$R_{p0,2t}$ [MPa]	0,2%-os egyezményes folyáshatár a méretezési hőmérsékleten
σ_{eqv} [MPa]	A bilincs számolt egyenértékű feszültsége
σ_{csm} [MPa]	A csavarkötés megengedett húzó-nyomó feszültsége
τ_{csm} [MPa]	A csavarkötés megengedett nyíró feszültsége

1 Bevezetés, célkitűzések

A csővezetékre elvégzett számítógépes szilárdsági ellenőrzés (a továbbiakban feszültséganalízis) a gépészeti tervezők, feszültség mérnökök számára alapvetően fontos feladat. Sok esetben kézi számítási módszert alkalmaznak a csővezeték keresztmetszetek meghatározására valamilyen szabványi előírás alapján. A legtöbb esetben a túlnyomás (az üzemi hőmérséklet és a közeg korrozivitás függvényében) hatásait veszik figyelembe. A feszültséganalízisek általában az üzembiztonság szempontjából kritikusabb rendszerekre készülnek, például ahol a belső nyomás teher mellett megjelenik a magas hőmérséklet miatti akadályozott hőtágulás is. Sok esetben törvényi rendelet vagy a megrendelő írja elő a vizsgálat meglétét. De nem elegendő csak a csővezetékek feszültségeit vizsgálni, hanem a vizsgálatot ki kell terjeszteni a csővezetékkel mechanikai kapcsolatban lévő egyéb elemekre (például tartálycsonkok, csőtartók, tartószerkezetek, csőmegfogási pontok).

A csőmegfogási pontokon a számítási modellekben rendszerint merev kényszereket vesznek figyelembe, vagyis a megtámasztásokat merevnek feltételezik. A Rohr2 feszültséganalízis készítő szoftver valamilyen előre definiált empirikus merevségi értéket automatikusan figyelembe vesz a csővezeték névleges átmérőjéből kiindulva.



1. ábra. Csőbilincs merevség beállítási lehetősége a Rohr2 szoftverben
(a bal oldalon a csőmegfogás merev, jobb oldalon empirikus képlettel beállítva)

De lehetővé teszi azt is, hogy a feszültséganalízis készítője manuálisan beállítsa a csőbilincsrre jellemző, konkrét merevségi értékeket (lásd.: 1. ábra). Néhány az iparban ismert gyártó (például Lisega, Hilti) a termékéhez méret függően, táblázatosan megadja a megengedett terhelhetőségi értékeket, de egyedi tervezésű csőbilincsek esetében ez nem feltétlenül áll rendelkezésre, ha a csőbilincs tervezője előzetesen nem készített végeselemes vizsgálatot. Ha belső ellenőrzés céljából készített vizsgálatot, akkor többnyire üzleti titokra hivatkozva nem nyújtja át a feszültség mérnököknek.

Tapasztalataim alapján leírhatom, hogy a legtöbb esetben lényeges szempont lenne ismerni a merevség mellett a megengedett terhelési értékeket is, hiszen ezek ismeretében pontosabb eredményt lehetne kiszámolni a csővezetékek terheléseire, feszültségállapotaira vonatkozóan. Emellett célszerű a csőbilincsek terhelhetőségét is megvizsgálni. A csővezetékek, csőbilincsek vizsgálata mellett a szerkezetek statikai vizsgálati eredményeihez is pontosabb eredmény állhat rendelkezésre. E két fizikai jellemző tehát alapvetően meghatározza a csővezetékek nyomvonal kialakítását, a csőbilincs típus megválasztását, az acélszerkezetekre átható terhek nagyságát is. Különösen fontos az adatok ismerete nagy átmérőjű vezetékek (DN500-DN1000) vizsgálatánál is, ahol a csővezeték rendszer együttes merevsége nagyságrendekkel nagyobb, mint a kisebb névleges átmérőjű vezetékeknél (DN15-DN200) esetében. A csővezetékek, acélszerkezetek vizsgálatait nem korlátozhatjuk le csupán csak az üzemi terhelésekre, ezért fontos figyelembe venni az eseti terhek (szélterhelés, földrengés terhelés, jégterhelés) hatásait is. A csővezetékek tervezésére vonatkozóan több tervezési szabvány is előírja a csőbilincsek terhelés vizsgálatát, kritériumokat határoz meg a terhelhetőségre vonatkozóan. Ezeket a kritériumokat figyelembe vettem a vizsgálataim során.

A szakdolgozatomban azt a célt tűztem ki, hogy végeselemes vizsgálat alkalmazásával több szempontból elemezzek egy általam kiválasztott, egyedi tervezésű anti-vibrációs csőbilincset, amelyet a munkahelyemen készülő tervekben is felhasználnak kollégáim. A szakdolgozati téma fő feladatákként tűztem ki a bilincs jellemző szilárdsági tulajdonságait és terhelhetőségeinek meghatározását kétféle kialakítású modellre vonatkozóan, többféle terhelési beállítás figyelembevételével. Ezt követően pedig a bilincset alkotó egyéb alkatrészek (rezgés csillapító gumilapok, csavarkötések) vizsgálata következett. Az utóbbi két alkatrész vizsgálata anyagspecifikus és szabványalapú ellenőrzést követel, kulcsfontosságú a csőbilincs terhelési állapotára vonatkozóan. További szimulációval terhelési függvényeket állítottam elő, a bilincs előfeszítés változtatásának hatását vizsgáltam a bilincs terhelésére vonatkozóan. Megvizsgáltam a bilincset lengéstani szempontból is. A bilincsen terhelt és terheletlen állapotban meghatároztam a sajátfrekvenciákat, a csővezeték csatlakozástól függetlenül. A sajátfrekvencia (rezonancia) vizsgálat alapján ellenőrzöm, hogy egy feltételezett mechanikai gerjesztés milyen terhelést gyakorol a bilincsre vonatkozóan.

2 Irodalmi feldolgozás

2.1 Technológiai csővezetékek rögzítése

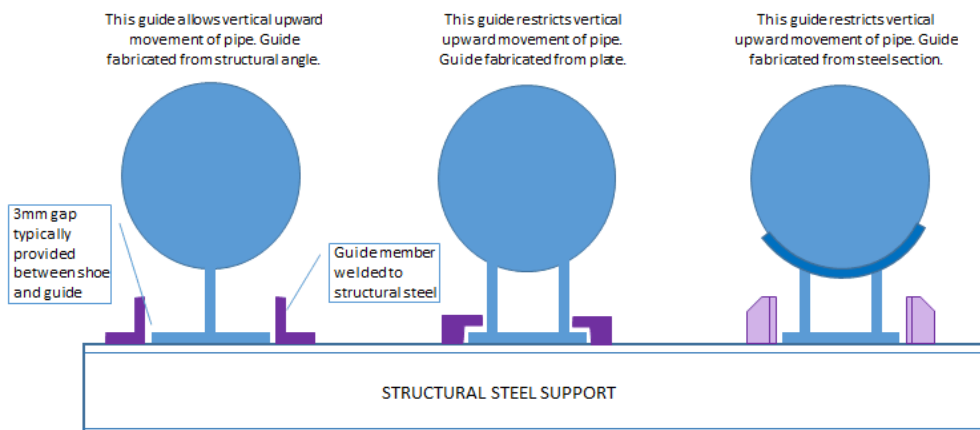
A csővezetékek valamilyen közeg (szilárd, folyadék vagy gáz halmazállapotú anyag) szállítását teszik lehetővé egy technológiai rendszerben több berendezés között. Elrendezésük lehet felszíni (szabadon fektetett) és földbe ástott (talajba fektetett). A felhasználási célok alapján csoportosíthatók termelő (más néven technológiai) és anyagszállító vezetékekről [1].

Használatuk során számos csőelemet szükséges beépíteni: csővezeték elemek (pl.: csőívek, elágazó idomok), szerelvények, hőtágulás kiegyenlítők (pl.: kompenzátorok, lírák). Fontos szerepük van a csőmegfogásoknak is, ezekből számos típus megtalálható az iparban. Amennyiben a szállított közeg hőmérséklete eltérő a környezeti hőmérséklettől, indokolt lehet hideg-, meleg- vagy érintésvédelmi hőszigetelés bevonat alkalmazása is. A csőbilincsek funkciója és szerelhetősége miatt a kiválasztásánál fontos figyelembe venni a szigetelés vastagságát [1].

A csővezetékrendszerek tervezése a technológiai csőkapcsolási terv készítésével kezdődik, az üzemi paraméterek (például üzemi nyomás és hőmérséklet) ismeretében. A tervezési alapadatok meghatározása (névleges nyomás, méretezési nyomás és méretezési hőmérséklet, korróziós pótlék) alapján történik. Ezek függvényében a csővezeték alapanyaga megválasztható. A keresztmetszeti méretek (átmérő és falvastagság) kiszámíthatók a szilárdsági számítás útján elsősorban a belső túlnyomás, de számos esetben (például mélytengeri csővezetékeknél) külső nyomás alapján is. A lehajlás mértékének számítása – amiből a csőmegfogások elhelyezési pontjai meghatározhatók – és a csőmegfogás típusának (függesztett, rugós, merev csőmegfogás) kiválasztása szintén a tervezés része. Ezek megállapítása egyszerű rendszereknél elvégezhető kézi számítási úton. Napjainkban azonban már számítógépes szimulációval (úgynevezett feszültséganalízissel) egyszerűbben és hatékonyabban megtervezhetők a csőmegfogások a felsorolt kritériumok szerint [1, 2].

A csőmegfogások meghatározzák a csővezetékek térbeli elhelyezését, a megfelelő típus (kialakítás) választásával a rendszerre ható erőhatások tervezetten befolyásolhatók (ezáltal a csővezetékekben ébredő feszültségek is). Funkciójuk alapján két fő csoportba sorolhatók: rögzített csőmegfogások (a továbbiakban: fix csőmegfogások), melyek nyomatókót és erőt adnak át az acélszerkezetre (általában

közvetlenül a csőtartóra), a csőszakasz elmozdulását, elfordulását blokkolják. A második csoportba tartoznak a nem rögzített, úgynevezett megvezetett vagy felfüggesztő csőmegfogások. A megvezetés a csőtengely irányában, vagy arra merőlegesen történhet. A csővezeték korlátozottan el is fordulhat [1, 2].



2. ábra. Különböző megvezető elemek alkalmazása csőmegfogások esetén [3].

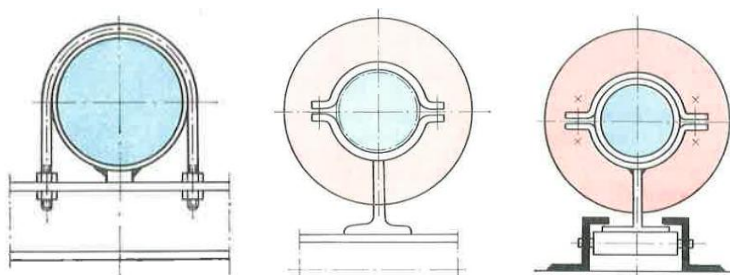
A 2. ábrán látható, hogy különböző kialakítású megvezető elemmel történhet a csőmegfogás tengelyirányú megvezetése. Balról az első képen mindkét oldalra L-acél megvezető elemeket hegesztenek, ezáltal a cső szabadon emelkedhet. A megvezető elemeknél az akadálymentes elcsúszás érdekében hézagot hagynak, ez oldalirányban tipikusan 1-3 mm-t nagyságú. A középső képen emelkedésgátlót szerelnek, csőmérettől függően oldalanként 1 vagy 2 db-ot, a csővezeték ebben az esetben is tipikusan 1-3 mm-t emelkedhet. A jobb oldali képen látható megvezetés a bal oldali kialakítással hasonló funkciókat lát el, csak a megvezető elemek U-acélból készülnek. Ennek a kialakításnak az előnye az, hogy nagyobb oldalirányú erőt is elvisel. A csőmegvezetések általában akkor szükségesek, amikor a cső helyzetét a támaszokon rögzített irányban kell tartani, például csőhidakon. Ha a csőhídon vezetett csővezetéken nincs megvezetés, akkor néhány hőtágulási-összehúzóási ciklus után a cső „kígyózó” irányú elmozdulásra hajlamos lehet. Függőleges csőszakaszokon a függőleges irányú megvezetésekre is szükség van, amennyiben szélterhelésre is számítani kell. A megvezetések alkalmazása gyakori a szivattyúk és más készülékek csonkjainál is annak érdekében, hogy csökkentsék a hőterhelések (hőtágulásból származó erők/nyomatékok) közvetlen átadását a készülékek csonkjaira [3].

A csőmegfogások a csővezetékhez hegeszthetőek, de a szerelhetőség (csereszabotosság) szempontjából elterjedtebbek a csőbilinccsel rögzítő típusok. A tartószerkezet vagy csőtartóhoz történő rögzítés is általában csavarozással

történik, de nagyobb erők felvétele érdekében hegesztéssel, bebetonozással is rögzíthetők. A kialakításuk meghatározza azt is, hogy a csővezetékek által kiváltott terhelést mereven vagy rugalmasan vegye fel [1].

A csővezetékekre kengyeles vagy a DIN 3567 szabvány szerint (rögzítő vagy megvezető) csőbilincs szerelhető. Ez a szabvány a csőbilincsek minőségének és megfelelő használatának előírásait tartalmazza. Tartalmazza a csőbilincsek, csőtámaszok mérettáblázatait, a szállítási és felhasználási feltételeit, valamint az egyéb szerelési információkat [2, 4].

Szigetelt vezetékek esetében a csőbilincset rászorítják a csővezetékre, mert a szigetelés alatt a bilincs nem mozdulhat el. A 3. ábrán néhány csőre rögzített bilincs kialakítását szemlélteti. A szigetelés teljes mértékben bevonja a csővezetékét, és ezzel együtt a csőmegfogást is, ezért a cső rögzítése hagyományos bilincs alkalmazásával nehezen valósítható meg. Emiatt a bilincsré – vagy egyes esetekben közvetlenül a csőre – bordával és alátámasztó lemezzel ellátott, a szigetelésen túlnyúló papucsos kialakítást kell hegeszteni. Ennek segítségével a csőmegfogás már az acélszerkezethez rögzíthető, míg nem rögzítő típusok esetén a megvezetés vagy az alátámasztás is biztosítható [2].



3. ábra. Kengyeles rögzítés, csúszó alátámasztó bilincs, hengergörgős csapágyazású csőalátámasztás [2].

A hővezetés csökkentése érdekében célszerű az alátámasztás keresztmetszetét a lehető legkisebbre választani. A szabad hőtágulás engedése – az oldal és csőtengelyirányú, valamint az emelkedő elmozdulás nem korlátozott – az alátámasztó papucsos csőmegfogásokkal lehetséges. Azonban fontos figyelembe venni, hogy a túl nagy függőlegesen ható reakcióerő miatt megnőhet az oldalirányú kihajlás veszélye, különösképpen, ha az elmozduláskor a súrlódási ellenállás túl nagy. A csúszó csőmegfogásra ható súrlódási ellenállás (1) egyenlete, amely az összsúly (az átváramló közeg, a csővezeték és a szigetelés súlya együttesen) és a súrlódási tényező szorzata [2]:

$$F_s = \mu_0 \cdot G_n \quad (1)$$

Figyelembe veendő a csősúrlódási tényező mértéke, ami acél-acél csúszófelületek között 0,3. A készülék csomópontokra, az acélszerkezetekre ható túlterhelés elkerülése érdekében is érdemes megfontolni, hogy a csővezetékek súrlódó terhelése csökkentve legyen. Célszerű a csúszófelületet bevonni súrlódáscsökkentő réteggel vagy csúszó lapot helyezni az alátámasztáshoz. A nem szigetelt csővezetékeknél a csőbilincs és a cső közé csúszó betét is helyezhető. Az anyaga lehet teflon (PTFE) vagy nagy sűrűségű polietilén (HDPE). A csősúrlódási együttható akár 0,1-0,2-re is lecsökkenthető. Nagy átmérőjű csővezetékek megvezetésénél henger- vagy kúpgörgős alátámasztások is alkalmazhatók [2, 4].

2.2 Dinamikus terhelések hatásai a csőmegfogásokra

Egy csővezeték rendszerre többféle dinamikus igénybevétel hathat: a szállított közeg nyomása változik, úgynevezett nyomáspulzáció vagy nyomásingadozás áll fenn, főként dugattyús kompresszorok, szivattyúk által. A dugattyús gépek alternáló mozgása és az ebből eredő időben változó térfogatáram/nyomás periodikus (harmonikus) gerjesztést kelt, amely a csőcsatlakozásokon és a támaszokon időben változó reakcióerők formájában jelentkezik [5].

Szerepet játszik a dinamikus terhelés kialakulásában az is, ha a csővezetékben a közeg áramlása hirtelen megváltozik vagy egy csőívben irányt vált. A hirtelen szelepszárás vagy szelepnnyitás hatására (például automata gyorszáras, biztonsági szelepek nyitása) folyadéklökés is kialakulhat. Az olyan többfázisú közegek szállításánál, melyek tartalmazhatnak szilárd anyagokat, ideiglenes eltömődés vagy dugulás hatására ütősszerű terhelés is megjelenhet [6, 7].

Az eddig tárgyalt dinamikus terhelések közvetlenül a technológiai rendszer működéséből származnak. A csővezetékrendszert azonban külső dinamikus hatások is érhetik: földrengés esetén a talajmozgásból eredő gerjesztés a támaszokon és a tartószerkezeten keresztül (például csőhídon, épületfalra rögzített konzolon vagy a betonépület szerkezeti elemein) a csőmegfogásokon át a csővezetékbe adódhat át [7].

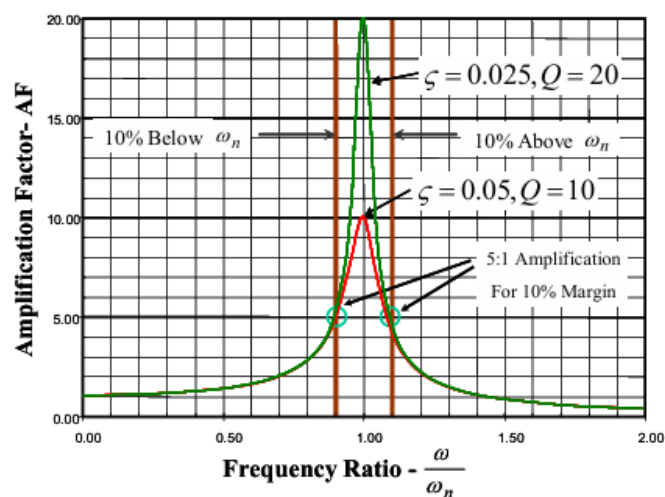
A terhelések intenzitását és megjelenési helyét a csővezetékben az határozza meg, hogy a mechanikai gerjesztés milyen üzemi fordulatszámából, ebből eredően milyen körfrekvencián jelentkezik, és hogy a körfrekvencia értéke mennyire közelíti meg a csővezetékrendszer és a hozzá kapcsolódó acélszerkezet

sajátfrekvenciáit [5, 7]. A gerjesztés körfrekvenciája a gép fordulatszámából az alábbi összefüggéssel egyszerűen meghatározható [8]:

$$\omega = 2\pi \cdot f = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \quad (2)$$

Egy lehetséges egybeesés esetén a csővezetékrendszerben rezonancia alakul ki, ahol a terhelés (lengési amplitudó) többszörösen megnőhet. A dugattyús kompresszorokhoz kapcsolódó csővezetékrendszerek rezgésvizsgálatánál az API 618-hoz kapcsolódó tervezési irányelvek szerint a számított mechanikai sajátfrekvenciák és a jelentős gerjesztési frekvenciák között legalább $\pm 20\%$ tiltott üzemeltetési tartományt kell biztosítani. Az $1\times$ és $2\times$ gerjesztő frekvencia értékek esetében ennek gyakorlati következménye, hogy a rendszer legkisebb mechanikai sajátfrekvenciáját célszerű legalább a 2-szeres gerjesztési frekvencia 20%-kal növelt értéke fölé helyezni, ami a maximális üzemi fordulatszámhoz viszonyítva 2,4-szeres frekvenciának felel meg. [8].

Általánosan elfogadott megállapítás, hogy a csővezetékrendszer sajátfrekvencia értékeiben a rendszer komplexitása függvényében nagyon sok, akár több száz, alacsony sajátfrekvenciához tartozó lengés is előfordulhat. A szabványt értelmező [5] szakirodalom rámutat egy további számítási problémára is, egy példát is bemutatva: Egy 900 1/min fordulatszámon üzemelő dugattyús kompresszor esetében az alaperjesztés 15 Hz, a $2\times$ harmonikus értéknél pedig 30 Hz. Így a hozzá tartozó 20%-os felső határ 36 Hz. Azonban a $2\times$ harmonikus érték felett a 20%-kal számolt kizáró tartományok már átfedik egymást, így a frekvencia analízis alapú csővezetékrendszer tervezése nehezen és bonyolultan kivitelezhető.

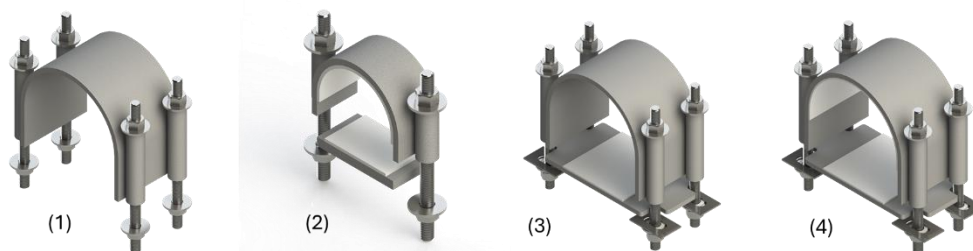


4. ábra. Az amplifikációs függvény a frekvencia arány függvényében [5].

A 4. ábrán szereplő amplifikációs faktor (dinamikus felerősítés, AF) azt jelenti, hogy a rendszer válasza (rezgés/amplitúdó) mekkora mértékű lesz a nem-rezonáns esetre jellemzőhöz képest, amikor a gerjesztés frekvenciája közel kerül a sajátfrekvenciához. Az ábrán, a jelölt pontokon leolvasható amplifikációs faktor egy adott mechanikai sajátfrekvenciától 10%-kal eltérő frekvenciákon 5:1 minden olyan esetben, amikor a kritikus csillapítási tényező (ξ) 5% alatti. Ezért a gerjesztési frekvenciának nem kell pontosan egybeesnie a mechanikai sajátfrekvenciával ahhoz, hogy nagy amplitúdójú rezgést okozzon; a 10%-os eltérés nem feltétlenül elegendő még akkor sem, ha a pontos sajátfrekvencia ismert [5, 8].

2.3 Anti-vibrációs bilincsek tulajdonságai

A 2.1. fejezetben bemutatott csőmegfogások statikus és nem tartósan fennálló eseti terhelések (pl.: szélterhelés) esetén megfelelően alkalmazhatók. Amennyiben a csővezetékrendszerre tartósan fennálló, rezgő terhelés is társul, akkor előnybe kell részesíteni a nagyobb merevséggel és teherviselő képességgel rendelkező csőmegfogásokat. A csőmegfogások úgy vannak kialakítva, hogy leszorítva tartják a csővezetékét, de a szabad hőtágulás biztosítása érdekében engednek elmozdulást is a csővezetéknek. A leszorítás miatt nagy függőleges irányú nyomóerő ébred a csővezetékre, ezért a csővezeték elmozdulásakor a súrlódási ellenállás is megnő. Ezért szükséges ezeknél a bilincseknél csúszó betéteket és csúszó alátét lapokat alkalmazni. [9] Az alábbi ábrán különféle kialakítású és funkciójú bilincs látható:



5. ábra. A „Wood.” által forgalmazott anti-vibrációs bilincs kialakítások [9].

A képen az (1) sorszámmal jelölt bilincs fix rögzítést tesz lehetővé, a (2)-(4) képeken szereplő bilincsek teflon anyagú csúszó betéttel és/vagy csúszó alátét lemezzel szereltek, amelyen a leszorított csővezeték el tud mozdulni. A képen a (2) sorszámú bilincs tengelyirányú (axiális), a (3) oldalirányú (laterális), míg a (4) sorszámú mindkét irányban lehetővé teszi az elmozdulást. Oldalirányú elmozdulás esetén a csővel együtt mozdul el a bilincs. A leszorító csavarok az acélszerkezeten kialakított zárt hornyokban mozdulnak el (a gyártó által megadott

mozgástartományban). A csőbilincsek DN15-DN1000 mérettartományban használhatók [9].

A csőmegfogások jellemző merevségének meghatározásakor figyelembe kell venni a csőbilincs és a csőtartó vagy acélszerkezet merevségét is, ez a merevségi érték a (3) egyenlet alapján határozható meg [6]:

$$K_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_{ac}}} \quad (3)$$

Az összefüggés szerint a támasz (csőmegfogás + acélszerkezet) eredő merevségét a bilincs és az acélszerkezet soros merevsége adja, ezért az eredő merevséget jellemzően a kisebbik merevségű elem határozza meg. Sok esetben az acélszerkezet merevsége nagyobb hatással van az eredő csőtartó merevségre, mint maga a bilincs. A merevségi érték végeselemes módszerrel meghatározható, de a terhelőerő és cső elmozdulás ismeretében kézzel is kiszámítható. Egyes anti-vibrációs bilincs gyártója (a példaként bemutatásra kerülő „Wood.” nevű gyártó bilincsei) feltünteti a merevségi értékeket, ami megközelítőleg $3,5 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$ [6]. Ez a merevségi érték abban az esetben vehető figyelembe, ha a bilincsből nincs beépítve csillapító elem (általában EPDM gumilap). Azoknál a csővezetékelnél, ahol a hőtágulás mértéke elhanyagolhatóan kicsi, ott a gumilap betét és alátét alkalmazható, hiszen a gumi-acél közötti súrlódási együttható mértéke 0,5 és 1,0 között van – a hőtáguló rendszerben nagyobb súrlódási ellenállást eredményezhet. Ha nagyobb mértékű a hőtágulás, akkor javasolt kompozit (gumi lemez + PTFE) alátét lemezt és betétet alkalmazni. Tehát a gumi alátéttel és betéttel szerelt bilincseknél figyelembe kell venni azt is, hogy a gumi csillapító hatása mellett a csőbilincs merevsége akár 90%-kal lecsökkenhet, azonban a magas csillapítási tulajdonságnak köszönhetően a rezgés amplitúdója nagy mértékben lecsökkenthető a csőmegfogás által, minimális dinamikus terhelés mellett [6].

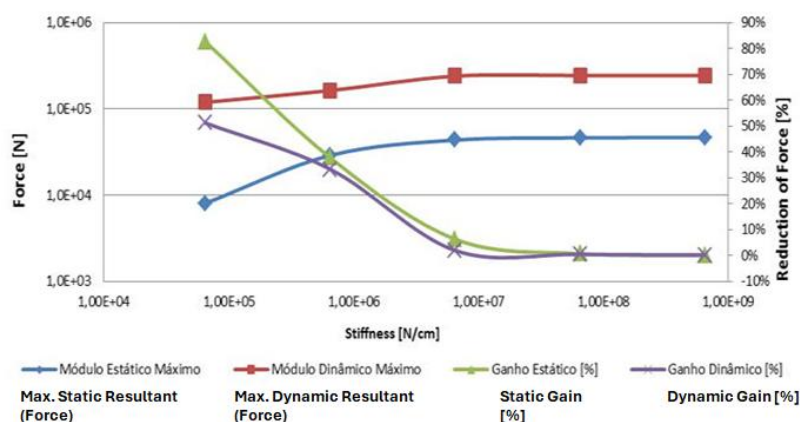
A megengedett terhelési értékek is fontos paraméterek a csőbilincsek kiválasztásánál a feszültséganalízis és modális analízis során. A megengedett értékeket axiális (csőtengely irányú), laterális (csőtengelyre merőleges) és függőleges irányban adják meg a csőbilincs gyártók. Az általános célú csőbilincsek esetén a [10] irodalom is előír határértékeket. Azonban az anti-vibrációs bilincseknél a gyártók külön előírják.

A csővezeteki feszültséganalízis készítésekor a csőmegfogás típusának beazonosítása után a szoftverben a kényszerek definiálhatók, a merevség ismeretében a tartószerkezetre átadódó terhelés mértéke pontosítható. A megengedett terhelések figyelembevételével a csőmegfogás szilárdsági ellenőrzése is elvégezhető [11].

2.4 Csőmegfogások merevségének meghatározása

A csővezeték feszültséganalízis egy olyan vizsgálati módszer, amely a csővezeték-rendszerben fellépő feszültségek, alakváltozások és terhelések kiértékelésére összpontosít, figyelembe véve többféle terhelési esetet (pl. üzemi terhelések) és kombinációt (pl. szélteher, földrengéstteher). Kulcsszerepet játszik abban, hogy a csővezetékrendszerek biztonságosan és megbízhatóan üzemeljenek különböző iparágakban, például az olaj- és gáziparban, a petrokémiai iparban, az energiatermelésben és más területeken. A csővezetékek vizsgálatainak eredményeire hatással van a megfelelő csőmegfogások kiválasztása (pl.: csúszó, vezetett vagy rögzítő csőmegfogások – lásd a korábban részletesen bemutatott csoportosítást). A kiválasztáson kívül az is fontos szempont, hogy ezek a csőmegfogások a csővezetéseken a megfelelő helyre legyenek elhelyezve. Ezáltal a kialakuló káros feszültségek elkerülhetők [11].

Az ipari gyakorlatban a csővezeteki feszültséganalízist szabványok alapján végzik (például ASME B31.x sorozat, MSZ EN 13480-3), amelyek tárgyalják a csőfeszültségeket, de a támaszok merevségét nem. Emiatt a gyakorlatban gyakran „végtelen” merev csőmegfogásokat feltételeznek „konzervatív” megközelítésként, viszont a csőmegfogás merevsége a rendszer választ megváltoztatja, és ez akár alul- vagy túlméretezéshez is vezethet. Ilyenkor gyakori, hogy az acélszerkezetre átadódó a valóságnál nagyobb terhelések adódhatnak, melyek nem minden esetben a valós terheléseket tükrözik. A valóságban a csőmegfogások is rendelkeznek véges merevséggel. Ennek figyelembevétele módosítja a csőre és az alátámasztó szerkezetre átadódó erőket, mind statikus, mind dinamikus terhelések esetén [12].



6. ábra. A cikkben bemutatott diagram: az átadódó terhelés változása a csőmegfogás merevségének függvényében [12].

A [12] irodalomban bemutatott matematikai kísérlet azt vizsgálja, hogy a csőtámasz merevsége hogyan változtatja a tartószerkezetre átadott terhelés nagyságát. A cikkben egy meglévő (orifice állomás) projekt példáján keresztül összehasonlítják a csőmegfogásoknál ébredő terheléseket: egyik esetben a csőmegfogást merev pontnak tekintik, míg a másik esetben pedig a végeselemes modellel meghatározott merevséget veszik figyelembe. Ezt mutatja be az 6. ábra. A tanulmány szerint a támaszmerevség beszámításával a tervezés pontosítható, a szerkezet pontosabban méretezhető, és a rendszer viselkedése valóságghűbben írható le. A vizsgálati folyamat során a csővezetékrendszer elemzését erre a célra specializált szoftverrel végzik, míg a csőmegfogás merevségét végeselemes vizsgálattal határozzák meg. A merevség a csőbilincsre három irányban alkalmazott terhelésből határozható meg. A szerzők által részletezett csőbilincs statikus vizsgálata esetén a Hooke-törvényből levezetve, terhelésre felírható az alábbi terhelési egyenlet [12, 13]:

$$\bar{F} = K \cdot \bar{x} \quad (4)$$

A csőmegfogásoknál a lineárisan rugalmas, statikus végeselemes vizsgálat során feltételezhetőek az alábbiak: a terheléseket lassan, fokozatosan kell átadni a szerkezetre, időben ezek állandósulnak. Amennyiben lineáris terhelés–válasz kapcsolat áll fenn, akkor az elmozdulások kicsik, ezért a merevségváltozás is elhanyagolható, a peremfeltételek nem változnak terhelés közben. A külső terhek nagysága, iránya és eloszlása állandó a deformáció során [12].

Dinamikus vizsgálat esetén az általánosan felírható mozgásegyenlet alkalmazható [12, 13]:

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = F(t) \quad (5)$$

A szerzők megállapítása szerint a vizsgált rendszerben a megfelelő üzemeltetési tartomány olyan merevség mellett adódik, amely $1 \cdot 10^5$ N/cm-nél nagyobb. Ennél lényegesen kisebb merevségek esetén a túlzott rugalmasság fokozott rezgéseket idézhet elő, ami hosszabb távon szerkezeti károsodáshoz vezethet [12].

A 6. ábra alapján következtethető az alábbi megállapítás: a tervezett (tehát nem végtelen merevnek feltételezett) csőbilincs merevségének alkalmazásával a szerkezetekre átadott terhelések eredője megközelítőleg 5%-kal mérsékelhető a kiinduló tervezési esethez képest, ami a bemutatott példában kb. 2 tonna terheléscsökkenésnek felel meg. Ugyanakkor a merevség csökkentésekor fokozott figyelmet kell fordítani a rendszer rezgési sajátalakjaira, mivel kedvezőtlen esetben a kisebb merevség a rezgésamplitúdó növekedéséhez vezethet [12].

2.5 A csavarkötések előfeszítése, modellezési módszerek

A csővezetékek rögzítését bilincsek és kengyelek esetében menetes kötőelemekkel kell biztosítani. Bilincsek szerelése a csavarkötések segítségével kettős bilincs kialakítású csőmegfogásoknál a két bilincs pár egymással történő összehúzásával valósítható meg. Szimpla bilincsnél, kengyeleknél csőtartó lemezhez vagy közvetlenül az acélszerkezet vagy beton alaptesthez történik a rögzítés [1].

A kötésben lévő bilincs-alátét alkatrészek között fellépő súrlódáson alapuló, úgynevezett erőzáró kapcsolatot alakítunk ki, ezáltal a kapcsolat nemcsak a rögzítést biztosítja, hanem az erőátvitelt is megvalósítja. Annak érdekében, hogy bilincsek rögzítő szorítása – rezgő üzemi környezetben alkalmazott bilincsek esetén a cső leszorítása – mindenképp szükséges valamilyen előfeszítést alkalmazni. Az alkatrészek között létrehozott előfeszítés során a csavarra meghúzási nyomatékot viszünk fel, amelynek hatására a kötésben előfeszítő erő jön létre. A csavarkötés meghúzási nyomatékát tehát úgy kell megválasztani, hogy az üzemi működés során fellépő lazító hatás (pl. rezgés) nem lépjen fel. Célszerű továbbá úgy méretezni a kötet, hogy az oldalirányú terhelésekből származó erőket elsősorban a súrlódó kapcsolat vegye fel, és ne a csavar legyen közvetlen nyíró igénybevételnek kitéve [6, 14].

Az előfeszítés létrehozásakor a csavarkötésben tengelyirányú terhelés alakul ki. Ebben az esetben a húzó igénybevétel mellett a működtető nyomatékból eredő csavaró igénybevétel is létrejön. A csavarkötés méretezését emiatt összetett igénybevétel figyelembevételével kell elvégezni, mivel ez a járulékos csavaró hatás akár 35-45%-kal is megnöveli a terhelést. A meghúzási nyomaték és az előfeszítő erő közötti összefüggést az alábbi képlet határozza meg [14]:

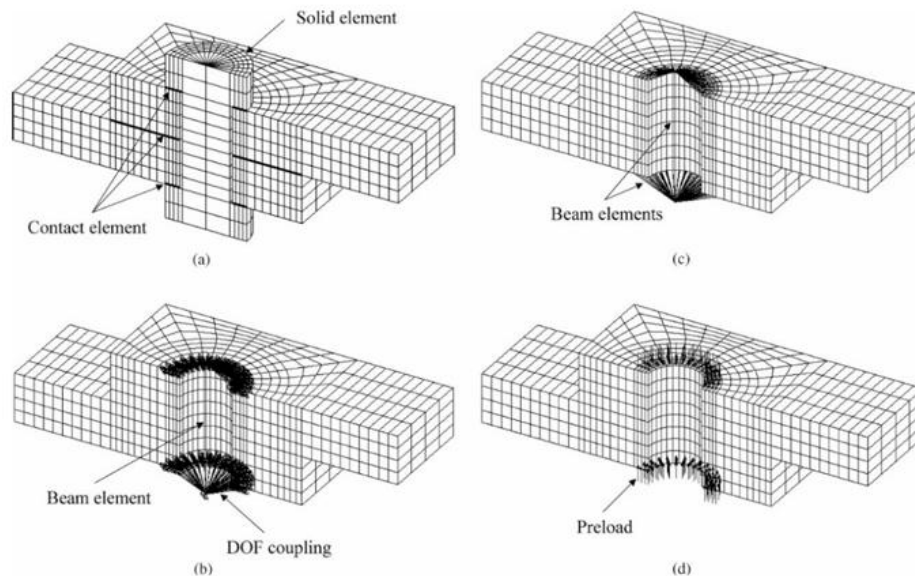
$$M_1 = \frac{d_2}{2} \cdot F_e \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \quad (6)$$

Azonban a tényleges meghúzási nyomaték nagyobbra adódik az előbbi összefüggéssel meghatározotthoz képest, ha figyelembe vesszük, hogy a valóságban járulékos hatások is fennállnak, mint pl. az alátét és anya közötti súrlódás [14]:

$$M_j = F_e \cdot \mu_a \cdot \frac{d_a}{2} \quad (7)$$

A tényleges meghúzási nyomatékigény tehát a (6) (7) egyenletek eredményeinek összegzésével már meghatározható [14].

A csavarkötés végeselemes modelljének létrehozásához négyféle megközelítés látható a 7. ábrán. Mindegyik javasolt modell figyelembe veszi a fent említett elsődleges jellemzőket, vagyis az előfeszítés hatását, a lemezek közötti érintkezés viselkedését. [15]:



7. ábra. Csavarkötések végeselem modell kialakítási lehetőségei [15].

A 7. ábrán az (a) képen látható tömör test (*solid bolt*) csavarkötés a legrealisztikusabb, mert a csavart, anyát és az érintkező felületeket tömör testként van modellezve, ezért ez pontosabb, viszont számításigényesebb. A modellben felületek közötti (*surface-to-surface*) kontakt elemek találhatók a komponensek (csavarfej-lemez, lemez-lemez és lemez-anya) között. Ez azért fontos, mert a csavarkötés egyik legfontosabb fizikai sajátossága nem csak az előfeszítés, hanem az is, hogy az alkatrészek érintkeznek egymással, elválhatnak, összeszorulhatnak, súrlódhatnak. A részletes kontaktmodell nélkül a kötés viselkedése túl idealizált lenne [15].

A (b) képen lévő bekötött vonalelem *coupled bolt* modellben a csavar már nem tömör test, hanem egy középső 2D vonalelemként jelenik meg. A csavarfej és az anya helyén nem részletes testgeometria van, hanem a modell ezeket a pontokat a környező szerkezettel szabadságfok-kapcsolással (DOF coupling) köti össze. Vagyis a fejhez és az anyához tartozó csomópontokat összekapcsolják a vonalelem végpontjaival. Az alkalmazott gerendaelem húzás, nyomás, csavarás és hajlítás figyelembevételére is alkalmas, így a csavarkötés előfeszítésének hatása a szerkezetre továbbra is modellezhető. Az egyszerűsítés legnagyobb előnye, hogy a

tömör csavarmodellhez képest jelentősen csökken az elemszám, ezért a számítás gyorsabb és kisebb erőforrás-igényű [15].

A (c) képen lévő pokháló (*spider bolt*) modell esetében a csavarkötés minden fő eleme (a csavarszár, a csavarfej és az anya) 3D gerendaelemekkel van modellezve. A csavarszár a (b) modellhez hasonlóan gerendaelemekből áll, azonban a csavarfej és az anya is több, pókháló-szerűen elrendezett gerendaelemből épül fel. Ennek előnye, hogy a modell nemcsak az előfeszítés hatását, hanem a csavarfej és az anya merevségi viselkedését is figyelembe tudja venni. A különböző terhelések átadására is alkalmas. A modell pontossága erősen függ a gerendaelemek geometriai és merevségi jellemzőitől [15].

A (d) képen lévő csavarkötés nélküli (*no-bolt*) modellben a csavar modell helyett az előfeszítés hatását a leszorítóerőnek megfelelő felületi nyomásként adják meg az alátét felületén. Ez a vizsgált modellek közül a legegyszerűbb és legkisebb számítási igényű modell. Hátránya, hogy nem veszi figyelembe a csavar merevségi hatását, és nem alkalmas a csavarterhelés változásának vizsgálatára sem állandó leszorítóerő esetén. Emiatt csak olyan esetekben alkalmazható megbízhatóan, amikor a csavar merevsége nem lényeges, és az összeszorított alkatrészek között nem jön létre szétválás [15].

3 Módszerek

Ebben a fejezetben a vizsgált anti-vibrációs csőbilincs elemzéséhez alkalmazott módszereket foglaltam össze, a végeselemes modellek felépítésének menetét követve. A bilincs CAD-modelljének rövid bemutatását követően ismertettem az alkalmazott anyagmodellek jellemzőit, a geometriai elemek közötti kontaktparaméterek meghatározását, a peremfeltételek és terhelési beállítások kialakítását, valamint a végeselemháló-struktúra felépítését. Külön meghatároztam a bilincs és csavarkötések szabványokon alapuló tervezési kritériumait: megengedett feszültségek és a meghúzási nyomaték meghatározásának módjait.

E fejezet célja tehát annak ismertetése, hogy milyen modellbeállítások szükségesek a csőbilincs és egyes elemeinek végeselemes szilárdsági vizsgálatához. A beállítások dokumentálása a jövőben elősegítheti, hogy hasonló illetve a vizsgált bilincs eltérő csőméretre vonatkozó változatainak vizsgálata azonos vagy hasonló módszertan alapján történjen.

Az ANSYS-ban felépített projekt séma a 2. mellékletben található, a szakdolgozatban tervezett vizsgálatokat az 1. táblázatban foglaltam össze. Az analízis jelek az ANSYS-ban használt analízis rendszer jelölésével egyezik meg, mert ez a jelölés jól alkalmazható a későbbiekben a vizsgálatokra hivatkozáshoz.

1. táblázat. Fő terhelések, terhelési kombinációk, egyéb vizsgálatok.

Analízis jel	Terhelés jellege	Terhelés irányok
A	Egyirányú terhelések	X
B		Y
C		Z
D	Kombinált terhelések	X-Y
E		X-Z
F		Y-Z
G		X-Y-Z
H	Csavar előfeszítés vizsgálat	
I	Terheléses sajátfrekvencia vizsgálat	
J		
K	Sajátfrekvencia vizsgálat	

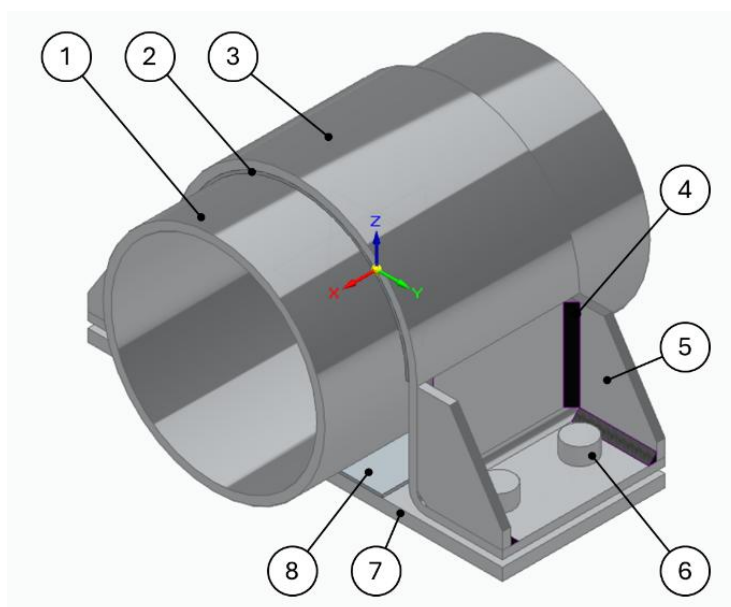
A 1. táblázatban összesen 11 analízis szerepel, ezek közül az első 3 analízis egymástól független irányú, a következő 4 analízis pedig a különböző irányú,

kombinált terhelésű csőbilincset vizsgálja. A G analízis eredményei határozzák meg a csőbilincs és egyéb alkatrészeinek terhelhetőségét.

A számítások során a modellek nemlineáris viselkedését figyelembe kellett vennem, mivel a gumilap-cső elemek között és a 2. modellben fennálló alátét-bilincs súrlódása fennáll, emiatt a terhelés-elmozdulás között nem lineáris összefüggés áll fenn. A nemlineáris számítás használatához a Large Deflection beállítást bekapcsoltam.

3.1 A kiválasztott csőmegfogás bemutatása

A kiválasztott csőmegfogás egy DN250 méretű csővezetékekhez alkalmazható rögzítő (fix) csőbilincs. Ez a konstrukció látható a 8. ábrán, a bilincs elemek jellemzőit pedig a 2. táblázatban foglaltam össze. A CAD modellt a Petrolterv Kft. összeállítási rajza [16] alapján készítettem el a Solid Edge 2024 szoftverben.



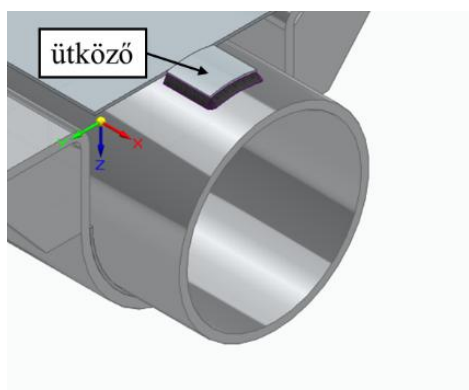
8. ábra. A vizsgált fix csőbilincs 3D modellje

A rajzon vezetett és csúszó kivitelű bilincsek is szerepelnek, melyek vizsgálatára jelen szakdolgozatomban nem tértem ki. Az eltérő kialakítás és funkció összehasonlításának elősegítése érdekében ezeket az 1. melléklet tartalmazza.

2. táblázat. A csőmegfogás részei [16].

Sor-szám	Db.	Megnevezés	Méret	Anyagminőség
1	1	Csőelem (DN250)	DN250	szénacél
2	1	Rezgéscsillapító gumilap	3.175 mm (1/8")	Gumi
3	1	Bilincspánt	DN250	S355JR
4	8	Sarokvarrat	$z = 10$	S355JR
5	4	Merevítő borda	270x105x10	S355JR
6	4	Csavarkötés	M20 x 50	8.8
7	1	Alátámasztás	HEB 120	szénacél
8	1	Rezgéscsillapító gumilap	3.175 mm (1/8")	Gumi

A kiválasztott rögzítő csőbilincs alapvető feladata a rezgéscsillapítás mellett a csővezeték térbeli rögzítése. Ennél a típusnál az oldal- és függőlegesen felfelé ébredő terhelések a csőbilincstre, a csőtengelyirányú terhelés túlnyomórészt pedig a csővezetékre szerelt ütköző elemekre hat (mindkét irányban szükséges a rögzítés). A konstrukció azonban megengedi, hogy a csővezeték csőtengely (a továbbiakban axiális) irányban a csőtartó és az ütköző elem (9. ábra) között max. 3 mm tartományban elmozduljon:



9. ábra. A csővezetékre felhegesztett alsó ütköző kialakítása

Az általános rögzítési célra használt csőbilincsekhez képest a vizsgált bilincs oldalanként 2-2 db merevítő bordával (5. tétel) is meg van erősítve. A bilincs és alátámasztási felületek között 1-1 db rezgéscsillapító gumilap (2. és 8. tételek) kerül beszerelésre.

A sarokvarratok (4. tétel) méretét a borda és a bilincs lemezvastagságának függvényében határoztam meg, azaz $z = 10$ mm. A varrat egyszerűsített, 45°-os háromszög alapú test elemmel jelenik meg a modellben.

A csőbilincs 4 db M20 hatlapfejű csavarral rögzíthető, feszíthető elő a csőtartó alátámasztáshoz (7. tétel). A csőtartó furatainál pedig kötésenként 2-2 db anya biztosítja a rögzítést és a kilazulás elleni védelmet. A csőtartó alátámasztás a csőbilincshez általában HEB-200 idomacélból készül (ez látható a 8. ábra látható HEB-200 alátámasztás). A csőtartó modell felső övlemezét készítettem el, mivel a térbeli rögzítés és a csavarkötést elég ezen a részen definiálni. Az alátámasztás részleges modelljének alkalmazása azért is indokolt volt, mert a bilincs megfelelő merevségű, oszlopos kialakítású csőtartó 15 mm vastag fejlemezére is felszerelhető.

3.2 A szimulációs modellek geometriai beállítása

A szakdolgozatomban kétféle felépítésű szimulációs modell vizsgálatát mutatom be. A szimulációs modellek végeselemes számításait az ANSYS 2025 R2 szoftverben végeztem. Az alapvető eltérés a két modell között a csavarkötés modellezésében látható. Az első változatban vonalelemből felépülő csavarkötést, míg a második változatban a csavarfej az alátétet magába foglaló testmodellből állítottam össze. A csavar menetes részét az átmérője az M20x2,5 menet magátmérőjének felel meg. A két modell csavarkötésében további eltérés, hogy az 1. modell esetében nincs menetes kapcsolat a csőtartóval, tehát menetes kapcsolat csak a csavar-anyák között van (ahogy az 1. mellékletben is látható). A 2. modellben viszont a csavar csőtartóban kialakított menetes furatban kapcsolódik.

Mivel a felhasznált bilincs rajzon a kötőelem szilárdsági osztálya nincsen meghatározva, ezért a várható igénybevételek tükrében választok ki egy megfelelő típust: a számításhoz tehát az MSZ EN 24017 [17] szerinti, tövig menetes, hatlapfejű csavart vettem figyelembe, a szilárdsági vizsgálatát 8.8 szilárdsági osztályra értelmeztem. A csavarfej és bilincs közé DIN 125 [17] szerinti, horganyzott alátétet választottam. A modell beállítás szempontjából ennek az alkatrésznek a felfekvő felület kiterjedése a lényeges, amit a külső átmérője határoz meg.

A mindkét változatban szereplő cső merev elemként vettem figyelembe. Mivel a gyakorlatban az üzemeltetési paraméterek függvényében a cső keresztmetszete (falvastagsága) változó, ezért a cső deformációja változó hatással lenne a terhelési eredményekre. Ezt a hatást a szimulációban nem vettem figyelembe. A csőre hegeszthető ütköző elem (9. ábra) sem része a szimulációs modellnek. Az ütköző elem terhelhetőségét a csőbilincstől függetlenül kell megvizsgálni.

3.3 Alkalmazott anyagmodellek bemutatása

A szimulációs modellekhez használt anyagok jellemzőit a 3. táblázatban foglaltam össze. Az ANSYS szimulációs szoftverben a beállított anyagok lineárisan rugalmas tulajdonsággal rendelkeznek. Az acél esetében a lineáris alakváltozás értelemszerűen megbízható eredményeket ad, hiszen a későbbiekben meghatározott feszültségek az acélra jellemző folyáshatárt nem haladják meg.

A rezgéscsillapító gumilapot szintén lineárisan rugalmas anyagként állítottam be. A gumianyag gyártója [18] a felhasznált csőbilincs összeállítási rajzon megadásra került. Mivel konkrét mérési adatsor (feszültség-nyúlás diagram) a táblázatban szereplő konkrét anyaghoz nem állt rendelkezésre – ebből kifolyólag a deformáció pontatlanul modellezhető. A számítás során a táblázatban szereplő 4% megengedett deformáció vehető figyelembe. A teflon réteget nem veszem figyelembe.

3. táblázat. Anyagjellemzők [19, 17].

Anyagcsoport	Acél	Gumi
Anyagminőség	S355J2	TPO (PP+EPDM)
Szakítószilárdság	490-630 MPa	19,3 MPa
Folyáshatár	355 MPa	19,3 MPa
Poisson tényező	0,3	0,442
Rugalmassági modulus	210 GPa	421,8 MPa
Sűrűség	7850 kg/m ³	904,4 kg/m ³
Keménység	-	50-65 Shore D
Terhelés alatti deformáció	-	max. 4%

A táblázatban feltüntetett acél anyagjellemzők a kötőelemekre nem vonatkoznak. A kötőelemekkel kapcsolatos anyag- és méretjellemzők és az ezekhez tartozó kritériumokat a 3.7 fejezet tárgyalja.

3.4 Kontakt felületek meghatározása

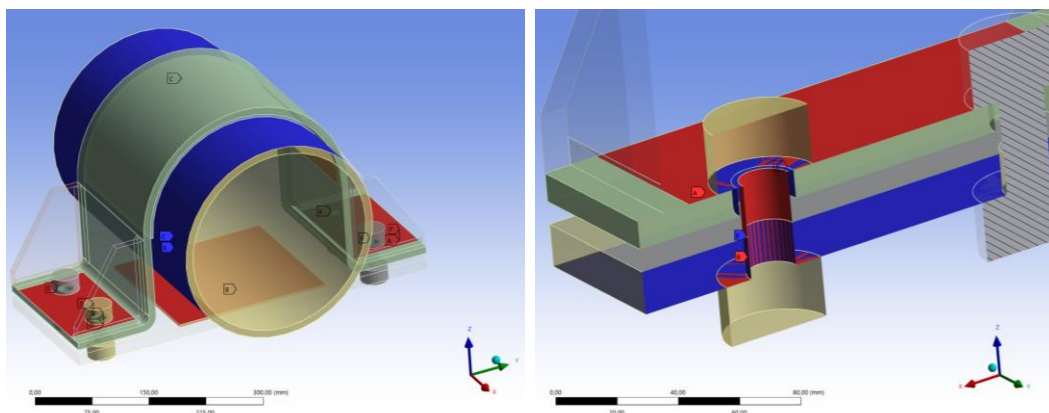
A kontakt felületek azok a felületek, amik által a különböző komponensek (bilincs alkatrészek, hegesztési varratok, csavarkötés) valamilyen mechanikai kötöttségbe kerülnek. Az ANSYS Mechanical modulban a Connections beállításban definiálhatók. A szimulációs modellben 3 féle beállítást használtam: súrlódásos (frictional), súrlódás nélküli (frictionless), kötött (bonded). A kötött

kontakt a szimulációban a valóságnak megfelelően feltételezhető hegesztett, ragasztott vagy összefüggő elemként.

Az ANSYS DesignModeler geometriai szerkesztőjében a bilincset és annak kapcsolódó elemeit (bordák, hegesztési varratok) egy közös csoportba soroltam. Ennek eredményeként a szimulációs modellben a bilincs összeállítása alapértelmezetten összefüggő, bonded típusú kapcsolatokkal jött létre. Az egyénileg beállított kontakt felületek beállítási paramétereit a 4. táblázat tartalmazza.

A 10. ábra súrlódó, mozgó alkatrészek közötti kapcsolatok mutat be. A gumilap és cső közötti súrlódó felületek esetében a [6] irodalomban feltüntetett 0,5 súrlódási tényezőt vettem figyelembe. A 2. modellben lévő csavarkötésnél 3db kontakt felületet határoztam meg: súrlódó felület az alátét és bilincspánt között jön létre. A hatlapfejű csavarszár, amely a csőtartó menetes furatában van rögzítve, ezért itt a menetes kapcsolatnál kötött kontaktot állítottam be. Fontos azonban megjegyezni, hogy a számítási időigény mérséklése érdekében a menetkötésben fellépő súrlódást nem vettem figyelembe, a szimulációk eredményeiben sem jelenik meg ennek a hatása. A súrlódás nélküli kapcsolat a bilincs Ø22 furat fala és a csavarszár felület között van.

A Contact Tool használatával megvizsgáltam a cső és gumilapok közötti érintkezést is. Az alsó rezgéscsillapító gumilapnál a Contact Status listája alapján nyitott kapcsolat állt fent, míg a felső rezgéscsillapító gumilapnál nem. A geometriai módosításokban módosítottam az Interface Treatment az alapértelmezett értékét „Adjust to touch” értékre. Ebben az esetben az érintkező kontakt geometriai igazítással létrejött.



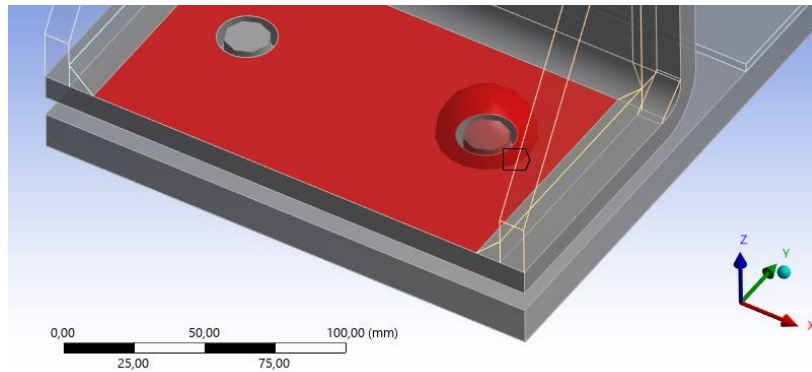
10. ábra. Súrlódó felületek beállítása (balra), csavarkötés kontakt felületeinek beállítása (jobbra).

A bilincs furat és az M20 csavar külső átmérőiből számolható az 1mm-es illesztési játék, amely ekkora mértékű elmozdulást enged a bilincsnek egy vízszintes terhelés során. Itt súrlódás nélküli kapcsolatot határoztam meg. Mivel a csavar hengeres része a magátmérővel egyezik meg, így a rés a modellben geometriailag 2,25 mm-re adódna. Annak érdekében, hogy az elmozdulás ténylegesen 1 mm legyen a számítások során, a kapcsolat beállítás „Offset” tulajdonságban beállítottam a külső menetátmérővel számolt 1,25 mm méret korrekciót.

4. táblázat. Egyénileg definiált kontakt felület beállítások

Elem	Kapcsolódó elem	Kapcsolat típus	Kontakt felület beállítás (Ansys)
Alátét (csavar) (2. modell)	Bilincs	súrlódó ($\mu = 0.14$)	Frictional
Rezgéscsillapító gumilap	Cső	súrlódó ($\mu = 0.5$)	Frictional
Rezgéscsillapító gumilap	Bilincs	ragasztott	Bonded
Rezgéscsillapító gumilap	Csőtartó	ragasztott	Bonded
Bilincs	Csavar	csavarkötés	Frictionless (+/-1 mm elmozdulás)
Bilincs	Borda	hegesztett	Bonded
Csavar	Csőtartó	rögzített menetes kapcsolat	Bonded

A 11. ábrán a csavarkötés beállítása hengeres, 2D vonalelemmel (Circular Beam) és nem egy testmodell kontakt felületeivel történik. Ezt a beállítás az 1. modellben alkalmaztam. Lényeges eltérés a korábbiakban tárgyalt csavarkötés beállításhoz képest az, hogy a csavar alátét és a bilincs felülete közötti súrlódás, az 1mm-es hézagból adódó bilincs elmozdulás nincs figyelembe véve. A vonalelemes csavarkötés beállításához Beam a bilincs felső felületén a furat kontúrvonalát és az alátámasztás furatának kontúrvonalát jelöltem ki.



11. ábra. Csavarkötés beállítása vonalelemmel (Circular Beam).

A furatok környezetében az alsó és felső alátét lemezek átmérőjének ($\varnothing 37$ mm) megfelelő Pinball értéket állítottam be, amely az előfeszítésből adódó csavarfej leszorító erőt osztja el a bilincs felületen. Az alsó felületre is indokolt a beállítás, mivel itt is alátét és anya van. A csavarment gyengítő hatása miatt kisebb átmérőjű vonalelemet, a csavar magátmérőjével ($\varnothing 17,5$ mm) megegyezőt állítottam be. A vonalelem csomópont - testmodell furat közötti merev kapcsolatot feltételeztem.

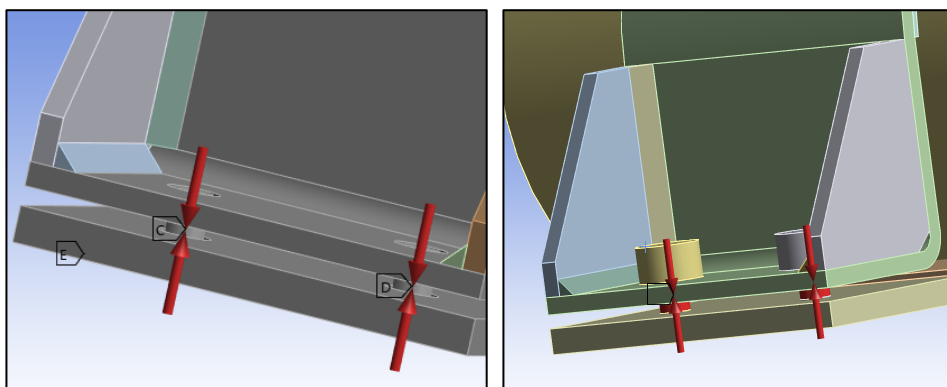
3.5 Peremfeltételek meghatározása

A peremfeltétel beállításokban a csavar előfeszítést, a fix alátámasztást és a cső elmozdulást határoztam meg. Első lépésben az A-G analízisekhez szükséges globális peremfeltételeket állítottam be, amely előnye az, hogy az analízisekben közösen használhatók. Ez segítségével nem szükséges a peremfeltételek egyenkénti beállítása). Ilyen globális peremfeltétel az alátámasztó lemez síkbeli rögzítése (Fixed Support) 3 kötött elmozdulással, 3 kötött elfordulással és a csavarok előterhelése (Bolt Pretension). A globális peremfeltétel beállítást az ANSYS-ban a Boundary Conditions ágban lehetséges.

Azonban a különböző Static Structural analíziseknél külön-külön szükséges beállítani a terhelési peremfeltételt. A bilincsekre ható terhelést a merev cső adja át a Remote Displacement peremfeltétellel. Ennek beállítása a csőelem belső felületére történt. Ez azt jelenti, hogy a szimuláció elmozdulásvezérelt terhelési beállítással készült, ami a nagy elmozdulások, sűrűlódások esetén stabilabb szimulációt eredményez. A terhelés ráadásakor fontos figyelembe vettem, hogy a csőbilincsek előterhelésekor a merev csőnek együtt kell mozognia a csőbilincsel. Ez azt jelenti, hogy a bilincs előterhelés ráadása után a merev cső benyomódik az alsó gumilapba. Annak érdekében, hogy ez az elmozdulás így működjön, a Remote Displacement terhelés beállításban a merev cső Z irányú elmozdulását szabadon engedtem. A merev cső szabad elfordulását is megkötöttem minden irányban.

A csavar előterhelést (Bolt Pretension) különböző metódus (Scope Method) szerint kellett beállítanom. A beállítási eredményt szemlélteti a 12. ábra, ahol a piros nyíl az előfeszítő erőt szimbolizálja.

Az 1. modellben a teljes vonalelemhez hozzárendelve külön-külön kell beállítani az előterhelést a Beam Connection-ben megadott 2D vonalelemre. A 2. modellben a testmodell kettévágott felületére (az alátámasztó lemez és csavaralátét síkjai közötti szakasz) kell ráadni a terhelést. Ezekhez a felületekhez Named Selection-t hoztam létre. A terhelést egy beállítással úgy tudtam létrehozni, hogy a Behavior tulajdonságban Individual beállítást választottam ki. A Design Modeller segítségével a testmodell felületét a menetes furat felső síkjában választottam szét a FaceSplit paranccsal.



12. ábra. Csavar előterhelési változatok: előterhelés vonalelemmel (balra), testmodellel (jobbra)

A terhelések ráadása a csőbilincsrre több lépésben (Load steps) történik, ezt a beállítást mutatja a 13. ábra. A H analízisen belül az Analysis Settings/Numer of steps értékében 3 lépést definiáltam. A Tabular Data táblában 1. lépésben a csavarok előfeszítése kezdődik meg, amely a 2. és 3. lépésben állandósuló terhelésként jelenik meg, utána a 3. lépésben a cső elmozdulásának terhelése kezdődik el.

Tabular Data					
Steps	Define By	Preload [N]	Preadjustment [mm]	Increment [mm]	
1	Load	10000	N/A	N/A	
2	Lock	N/A	N/A	N/A	
3	Lock	N/A	N/A	N/A	
*					

Tabular Data							
Steps	Time [s]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
1	0.	0.	0.	0.	= 0.	= 0.	= 0.
2	1.	0.	0.	0.	= 0.	= 0.	= 0.
3	2.	0.	0.	0.	= 0.	= 0.	= 0.
4	3.	1,5	1,4	0,11	= 0.	= 0.	= 0.
*							

13. ábra. Többlépéses terhelés beállítás kézi iterációs szimulációhoz
(fent: csavar előfeszítés, lent: cső elmozdulási terhelés)

A 13. ábra szerinti beállítást alkalmaztam egy külön analízisben a bilincs terhelési függvények előállításához is, amit állítottam be. Ebben az esetben kézi iterációval nem a cső elmozdulási terhelést változtattam, hanem a csavar előfeszítő erőt, amelyet 1 kN-os léptékben növeltem. A beállítást megelőzően el kellett végezni a korábbi analíziseket is, hogy az abban meghatározott legnagyobb elmozdulási terheléseket ehhez az analízishez használjam fel. A csavar előfeszítés (Bolt Pretension) peremfeltétel ebben az esetben analízis alatt felvett peremfeltétel.

A Modális analízisek (I, J és K analízisek) vizsgálatot paraméter táblázattal futtatam le. Lényeges eltérés a korábbi analízisekhez képest az, hogy a parametrikus beállítás alatt a terhek egy időben adódnak rá a modellre, a terhelés ráadás 1 lépésben történik. A 14. ábra az input beállítási paramétereket szemlélteti. Az output paraméterekkel pedig az első 6 lengéskép frekvenciáit kértem le.

Table of Design Points					
	A	B	C	D	E
1	Name	P1 - Bolt Pretension Preload	P11 - Remote Displacement X Component	P12 - Remote Displacement Y Component	P13 - Remote Displacement Z Component
2	Units	N	mm	mm	mm
3	DP 0	1000	0,58	0,64	0,05
4	DP 1	2000	0,58	0,64	0,05
5	DP 2	4000	0,58	0,64	0,05
6	DP 3 (Current)	5000	0,58	0,64	0,05
7	DP 4	6000	0,58	0,64	0,05
8	DP 5	8000	0,58	0,64	0,05
9	DP 6	9000	0,58	0,64	0,05
*					

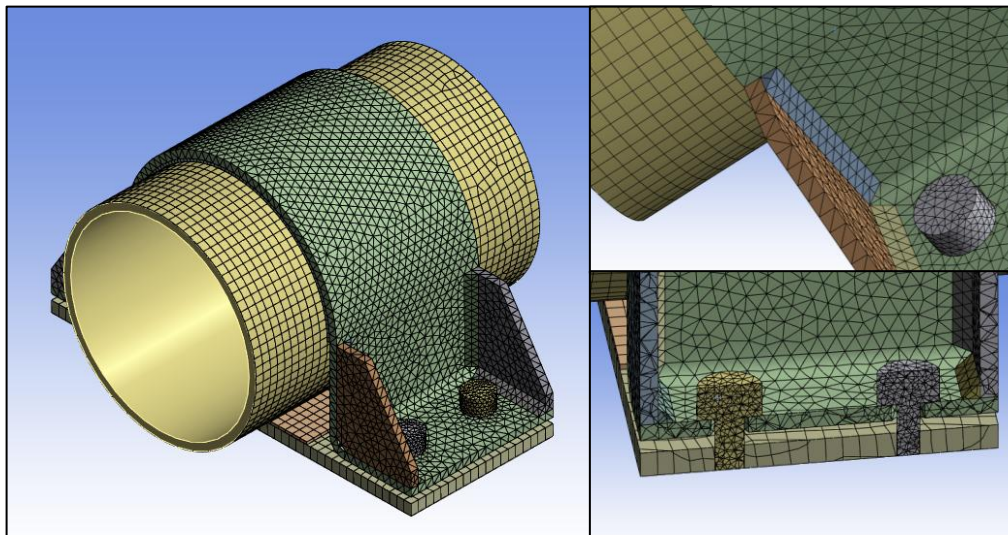
14. ábra. A csavar előfeszítés és az állandósult üzemi terhelések paraméter beállításai.

A K analízis egy különálló Modal analízis, amelyben peremfeltételnek csak a fix rögzítést állítottam be. Ennek köszönhetően a csőbilincs rögzített állapotban értelmezhető lengésképeit és sajátfrekvenciáit tudtam előállítani.

3.6 Végeelem hálóstruktúra beállítása

Mivel a bilincset és annak elemeit korábban egy csoportba foglaltam, a háló generálása során a komponensek kapcsolódásai mentén folytonos és megfelelően csatlakozó 3D végeelem háló alakult ki. Ez a kialakítás megfigyelhető a 15. ábra jobb felső képében. A modellekben minden alkatrészhez külön állítottam metódus és elemméretet. Az általános elemméretet 10 mm-re választottam. A bilincs több alkatrészből áll össze, a söprési módszer (Sweep) emiatt nem lehetséges. Söprési módszert a gumilapok esetén alkalmaztam, mivel egyszerű felépítésű geometriával rendelkeznek. A felső gumilapnál finomabb (5 mm

elemméretű kvadratikus) hálót állítottam be, mivel itt fontos a gumilap pontosabb alakváltozásának figyelembevétele, a terhelés átadás itt történik meg a bilincsre. A hegesztési varratok elemmérete 8 mm. Mivel az általános elemméret megegyezik a varrat vastagságával, ezért annál kisebb elemméret beállítása volt indokolt. A kisebb elemméret használatával többsoros végeselem háló jön létre (a varrat vastagság irányában is létrejönnek csomópontok).



15. ábra. Végeselem háló beállítás. A bilincs elemei folytonos, kapcsolódó végeselem struktúrával (bal felső kép), a bilincs furatoknál (jobb alsó kép) lokális hálósűrítés látható.

A furatok környékén várhatóak lokális feszültség csúcsok. Ezek pontosabb számítása érdekében a furatok kerülete mentén 12 db csomópontot határoztam meg az Edge Sizing módszerrel. És ezektől az élektől 20%-os elemnövekedés beállításával jön létre a végeselem háló.

A csavarkötés végeselem háló kialakításához Sizing módszert alkalmaztam. Itt kisebb, 5 mm elemméretű hálót állítottam be. Lényeges figyelembe venni, hogy a csavar megfelelő sűrűségű végeselem hálóval készüljön, hiszen ez drasztikusan befolyásolja a számítási eredményeket.

5. táblázat. Háló beállítások.

Megnevezés	Metódus	Beállítás	Elemtípusok
Cső (DN250)	Face Sizing	Elemméret: 10 mm	Tri6, Quad8
Alsó gumilap	Sweep	Elemméret: 10 mm Hálózási irány: X	Hex20
Bilincspánt	Body Sizing	Elemméret: 10 mm	Tet10
Bilincspánt furatperem	Edge Sizing	Élfelosztások száma: 12 Növekedési arány: 1.2	Tet10
Sarokvarrat	Body Sizing	Elemméret: 8 mm	Tet10
Merevítő borda	Body Sizing	Elemméret: 10 mm	Tet10
Csavar, alátét	Body Sizing	Elemméret: 5 mm	Tet10, Quad8
Csőtartó	Body Sizing	Elemméret: 10 mm	Hex20
Felső gumilap	Sweep	Elemméret: 5 mm Hálózási irány: X	Quad8

A végelem hálózási beállításokat a 5. táblázatban foglaltam össze. Az itt szereplő beállítások mindkét modellre vonatkoznak. A modellek eredményeinek összehasonlítása miatt fontos, hogy mindkét modellnél egyforma végelem háló jöjjön létre, ennek eredményeként az eredmények között eltérés független marad a végelem hálótól.

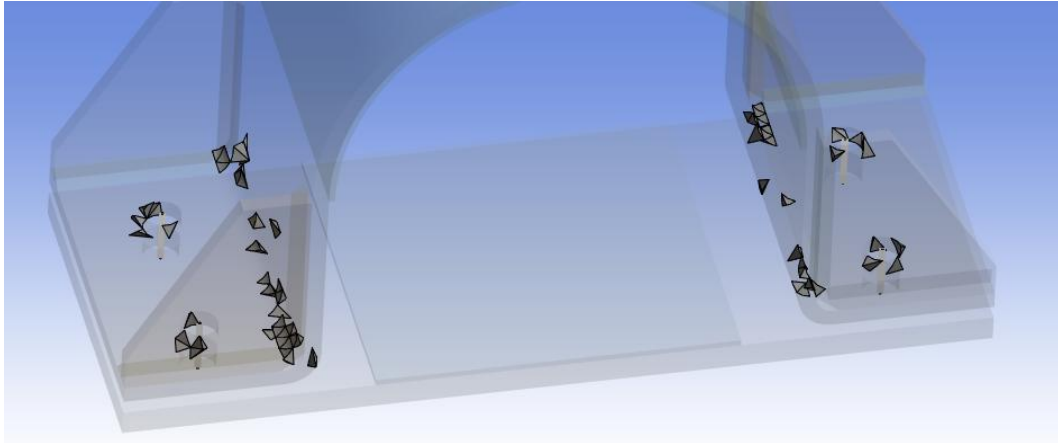
Az időkorlátok miatt a hálófüggetlenségi vizsgálatot nem végeztem el, ezért a jövőben célszerű a hálózási beállításokat felülvizsgálni. Az elemminőség ellenőrzést azonban megvizsgáltam, amelyhez kétféle hálómínőségi mutatót alkalmaztam. Az eredményeket a következő táblázatban foglaltam össze:

6. táblázat. Elemminőség ellenőrzés eredménye.

Mérőszám	Átlagérték		Legrosszabb elem minőség	
	1.modell	2.modell	1.modell	2.modell
Element Quality	0,7	0,79	0,17	0,13
Jacobian Ratio (Sarokpontok)	0,98	0,97	0,05	0,07
Jacobian Ratio (Gauss pontok)	0,99	0,99	0,44	0,32

A vizsgálat alapján megállapítottam, hogy mindkét modellnél megfelelő minőségű hálók jöttek létre. Az átlagérték magas, ami azt jelenti, hogy a torzult, negatív térfogatú elemek ugyan jelen vannak, csak kismértékben ronthatják az

eredmény pontosságát (lásd. a furat peremeknél). Az Element Quality mérőszámmal egy általános elemminőséget ellenőriztem. A Jakobi mérőszámok esetében az elem torzultságot. Az 1. és 2. modell esetében a legrosszabb torzult elemek a sarokpontokban jönnek létre (16. ábra) a bilincs alsó részénél.



16. ábra. Rossz minőségű elemek (Jacobian Ratio)

3.7 Kritériumok meghatározása

A csőbilincshez szükséges volt meghatározni a megengedhető terheléseket, ami alapján a terhelési eredmények kiértékelhetők. Ebben a fejezetben kézi számítással határoztam meg a vizsgálati kritériumokat. A csőbilincsek tervezésére, ellenőrzésére alkalmazható az MSZ EN 13480-3 [18] szabvány 13. fejezete. A továbbiakban kiszámoltam a bilincs és a kötőelemek anyagára vonatkozó megengedett feszültségeket, valamint meghatároztam a csavarkötéshez szükséges szakirodalomban ajánlott meghúzási nyomaték igényt is.

A méretezési feszültség [18]:

$$f_D = \min \left(\frac{R_{eHt}}{1,5} v; \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right) \quad (8)$$

Az összefüggés alapján a 3. táblázatban szereplő, S355J2 acélra figyelembe veendő méretezési feszültség, lefelé kerekítve: $f_D = 200$ MPa

A csőtartóra (a csőbilincset beleértve) vonatkozó megengedett feszültségeket normál üzemi állapotra határoztam meg a [18] 13.11.4.3-1 táblázata alapján:

7. táblázat. Megengedett feszültségek (kivonat) [18]

Feszültségek	Összefüggés	Határérték
húzó-nyomó feszültség	$\sigma_a \leq 1,0 \cdot f_D$	204 MPa
hajlító feszültség	$\sigma_b \leq 1,0 \cdot f_D$	204 MPa
nyíró feszültség	$\tau \leq 0,6 \cdot f_D$	123 MPa
egyenértékű feszültség	$\sigma_e \leq 1,0 \cdot f_D$	204 MPa

Az eredeti rajzon nincs meghúzási nyomaték vagy csavar előfeszítés előírva, ezért a csavarkötésre előírt előfeszítő erő értékét a korábban átnézett szakirodalmi érték alapján határozom meg. A [6] irodalomban szereplő bilincs előterhelési erő (a modellben alkalmazott összesített leszorító erő) ~80 kN, ami 4 csavarkötés esetében 20 kN/csavar előfeszítési erőt jelent. A 8. táblázat és a (6) és (7) összefüggések felhasználásával a csavar meghúzási nyomatéka:

$$M_{cs} = \frac{d_2}{2} \cdot F_e \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + F_e \cdot \mu_a \cdot \frac{d_a}{2} \quad (9)$$

$$M_{cs} = \frac{0,01875 \text{ m}}{2} \cdot 20\,000 \text{ N} \cdot \operatorname{tg}(2,43^\circ + 9,2^\circ) + \quad (10)$$

$$20\,000 \text{ N} \cdot 0,14 \cdot \frac{0,037 \text{ m}}{2} = 90,4 \text{ Nm}$$

A 8. táblázatban tüntettem fel a csavarkötés fő jellemzőit, amelyek a korábban kiválasztott 8.8 szilárdsági osztályú kötőelemekkel egyenértékűek. Látható, hogy a táblázatban jóval nagyobb megengedhető előfeszítő erő, illetve meghúzási nyomaték került megadásra. Ez alapján a kötőelem teherbírását nem a bilincs előterhelés fogja lényegesen meghatározni, hanem az üzemi terhelés és az MSZ EN 13480-3 szabvány kritériumai.

8. táblázat. Csavarkötés jellemzői [17].

Méret vagy anyagjellemző	Jel	Érték
Menet méret:	-	M20 x 2,5
Csavar külső átmérője:	d	20 mm
Magátmérő:	d ₃	17,5 mm
Középátmérő:	d _k	18,75 mm
Menetemelkedés:	P	2,5 mm
Menetemelkedési szög:	α	2,43°
Súrlódási tényező (horganyzott):	μ _a	0,14
Alátét súrlódási sugár:	d _a /2	18,5 mm
Megengedett előfeszítő erő:	F _{e,meg}	117 kN
Megengedett meghúzási nyomaték:	M _{meg}	425 Nm
Folyáshatár (8.8 szilárdsági osztály):	R _{p0,2}	640 MPa

Az MSZ EN 13480-3 szabvány csavarkötések terhelésére vonatkozó előírásai alapján 8.8 szilárdsági osztályú kötőelem esetén, időfüggetlen terhelésre és szobahőmérsékleten a figyelembe vett méretezési feszültség, amely a kötőelem minimális folyáshatárának felel meg [18]:

$$f_B = R_{p0,2} = 640 \text{ MPa} \quad (11)$$

A szabvány 13.11.4.3-1 táblázata alapján a kötőelemek megengedhető normál és nyíró feszültségeit a következő értékkel határoztam meg:

$$\sigma_{csm} = 0,4 \cdot f_B = 0,4 \cdot 640 \text{ MPa} = 256 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\tau_{csm} = 0,267 \cdot f_B = 0,267 \cdot 640 \text{ MPa} = 170,88 \text{ MPa} \quad (13)$$

4 Eredmények, következtetések

Ebben a fejezetben a megvizsgált modellek számítási eredményeit foglaltam össze. A vizsgálat során az eredményeket kiértékeltem és következtetéseket vontam le. A csőbilincs merevségi és terhelhetőségi értékeit bilincs előfeszítéssel vettem figyelembe. A csőbilincs megengedett terhelhetőségi értékeit iteratív eljárással határoztam meg. Az előírt peremfeltételek és az előfeszített állapot figyelembevételével a csőre előírt kényszer elmozdulást fokozatosan módosítottam mindaddig, amíg a bilincsben ébredő maximális egyenértékű feszültség a megengedett (7. táblázatban megadott) határérték alá nem került. Az ehhez tartozó terhelési állapotot tekintettem a csőmegfogás határterhelésének.

A csőbilincsek teherbíró képességét és merevségét egyszerűbb egymástól független, különböző terhelési irányban megvizsgálni. A valóságban azonban egy csővezeték általában több irányban is elmozdulhat, emiatt szükséges a határterhelést és merevségi értékeket kombinált terhelések mellett is vizsgálni. A csőbilincs vizsgálata mellett vizsgáltam a csavarkötésben és a gumilapokban ébredő terheléseket is, valamint a terhelési függvényeket a bilincs előfeszítésre vonatkozóan. Utolsó lépésben pedig a sajátfrekvencia vizsgálatot is készítettem.

4.1 Csőbilincs szilárdsági vizsgálata

Az egyirányú terheléssel beállított modelleknél X, Y és Z tengely szerinti irányt, külön-külön vettem figyelembe. A függőleges, Z szerinti elmozdulás értékek a továbbiakban minden esetben felfelé emelkedést jelent. A továbbiakban mindkét modell eredményeit összehasonlítottam és értékeltem.

Kiindulásként a 3.7 fejezetben meghatározott 20 kN csavar előfeszítéssel terheltem meg a modelleket. Megállapítottam, hogy a bilincs feszültségei többszörösen túlterhelődnek mindkét modellnél, ami azt jelenti, hogy a vizsgált bilincs csak ennél kevesebb előterhelést visel el. Ezért előzetesen a külső üzemi terhek felvétele nélkül vizsgáltam tovább a bilincset. A beállított csavar előfeszítést addig csökkentettem, amíg a bilincs egyenértékű feszültség értéke a megengedett feszültség $2/3$ -át ($\sim 67\%$) el nem érte. A meghatározott előfeszítés mértéke jelentősen eltér a két modell között. Ennek oka feltehetően az, hogy az 1. modell esetében a beállított csavar-előfeszítési terhelés a vonalelem teljes hosszára vonatkozott, míg a 2. modellnél az előfeszítés csak a menetes kapcsolatban részt nem vevő szakaszon került megadásra, amely a csavarszár hosszának megközelítőleg 50%-át tette ki. Az 1. modell esetében a meghatározott csavar

előfeszítés tehát 10 kN lett. Az előfeszítő erő nagysága a csavarszár megnyúlt hossza alapján arányosan változik a modellek között, a 2. modellhez esetében a csavar előfeszítés már csak 5 kN értéket ért el.

9. táblázat. Az 1. modellhez tartozó terhelési és merevségi értékek, egyirányú terhelések esetén (A, B és C analízis alapján).

Irány	X	Y	Z
Terhelés [mm]	0,41	1,07	0,07
Bilincs deformáció [mm]	0,368	1,004	0,031
Reakcióerő [N]	37 368	38 550	59 076
Egyenértékű fesz. [MPa]	198,24	195,17	198,09
Merevség [N/mm]	91 141	36 028	843 943

Az előfeszítés mértékének beállítása után el kezdtem vizsgálni a bilincset az egyirányú terhelésekkel is. A 9. táblázatban a 1. modell a legnagyobb egyenértékű feszültségen meghatározott terhelési és merevségi értékeket foglaltam össze. A táblázat első sorában szereplő értékek a cső különböző irányú elmozdulásait jelentik. Az elmozdulások előjelesen jelennek meg a számításokban. Az első terhelés során (bilincs előterhelés) a bilincs lefelé mozdul el, körülbelül -0,08 mm-rel. A végső terhelési állapotban a bilincs különböző irányokban néhány század mm-ben tér el a cső elmozdulásához képest. Ennek a magyarázata első sorban a cső megcsúszása a gumilapok között (X irányú, axiális elmozdulásnál), azaz a cső többet mozdul el, mint amennyit a bilincs elmozdulna. Másrészt a leszorítás miatt a bilincs alsó fül részei erősen deformálódnak, elhajlanak, illetve a bilincs aszimmetrikusan deformálódik a vízszintes terheléseknél. mivel itt a csavarkötésnél a bilincs nem tud megcsúszni.

10. táblázat. A 2. modellhez tartozó terhelési és merevségi értékek, egyirányú terhelések esetén (A, B és C analízis alapján).

Irány	X	Y	Z
Terhelés [mm]	1,50	1,65	0,13
Bilincs deformáció [mm]	0,478*	0,624*	0,118
Reakcióerő [N]	28 583	34 475	29 423
Egyenértékű fesz. [MPa]	199,76	198,47	197,77
Merevség [N/mm]	57 166	53 038	226 331

*A bilincs megcsúszása a csavarkötéseknél nincs figyelembe véve.

A 2. modell eredményei a 10. táblázatban láthatók. Ennél a modellnél a cső megcsúszása axiális irányban továbbra is fennáll, azonban a bilincset magával tudja húzni, mivel a bilincs a beállított 1 mm illesztési hézag lehetővé teszi a bilincs

megcsúsaszt. A bilincs megcsúsászása Y és Z irányban is fennáll. Mindkét modell esetében megállapítható, hogy az alátét és a bilincs között létrejövő összegzett súrlódási erő nem haladja meg a reakcióerő értékét, ezért a leszorítás nem tekinthető elegendőnek, és a csavar nyíróterhelésével is számolni kell. A leszorításkor a bilincs -0,5 mm-t deformálódik. Ennek oka az, hogy a bilincs fül része jobban lehajlik az előterhelés következtében, mint az 1. modell esetében.

Érdemes összevetni a reakció erők és merevségek nagyságát is, melyek a korábban ismertetett jelenségek és a terhelés különbözősége miatt lényegesen eltérnek a modellek között. Megállapítottam, hogy a reakcióerők a 2. modell esetében minden irányban csökkentek. A modellek Z irányú terhelése nagyságrenddel nagyobb a vízszintes merevségekhez képest, ami az előfeszítési erővel magyarázható. Y irányban nincs lényeges eltérés, a deformációs képeket összehasonlítva. A modellek Z irányú merevségei között 4-szeres különbség van, ami a bilincs előterhelés különbségéből adódik. A vízszintes irányú merevségek a 2. modellben közel azonosak. A merevségek eltérése a modellek között alapvetően a reakcióerők és a cső elmozdulásának eltéréseinek az eredménye.

A továbbiakban a kombinált terhelésekre tértem rá. A végeelemes vizsgálat a kombinált terhelésekre 4 féle teher kombinációban készült. A kombinált terheléseket 1-1 síkban 2 irányban vettem fel, utána pedig térben, 3 irányban. A kiinduló terhelések a 4.1 fejezetben számolt elmozdulások voltak. A kombinált terhelések (kombinált elmozdulások) beállításához előzetesen úgynevezett terheléscsökkentő tényezőket határoztam meg. A terheléscsökkentő tényező egy vizsgált irányban a kiinduló elmozdulás és a kombinált terhelési elmozdulás hányadosa.

Emellett egy másik mutatót is bevezettem, a terhelési rátát ($C_{ráta}$), amely azt fejezi ki, hogy a terhelési tényezők hatására mekkora értékre csökken az összes terhelés a kiinduló értékhez képest. A lecsökkentett terhelések által az egyenértékű feszültség a megengedett határérték alatt maradt minden analízisben.

A terhelési kombinációkhoz alkalmazott terheléscsökkentő tényezőket mindkét modellhez külön-külön a következő táblázatokba gyűjtöttem össze:

11. táblázat. Az 1. modellhez tartozó terheléscsökkentő tényezők.

Terhelési kombináció	C_x	C_y	C_z	$C_{ráta}$
X+Y terhelés	0,21	0,54	-	50%
X+Z terhelés	0,21	-	0,035	50%
Y+Z terhelés	-	0,43	0,028	40%
X+Y+Z terhelés	0,14	0,37	0,025	35%

12. táblázat. A 2. modellhez tartozó terheléscsökkentő tényezők.

Terhelési kombináció	C_x	C_y	C_z	C_{rata}
X+Y terhelés	0,75	0,83	-	50%
X+Z terhelés	1,02	-	0,088	68%
Y+Z terhelés	-	0,69	0,055	42%
X+Y+Z terhelés	0,58	0,64	0,050	38,5%

A 11. és 12. táblázatokat egymással összevettem és megállapítottam, hogy 2. modell terheléseiből számolt terheléscsökkentési ráták kedvezőbben alakultak az 1. modell értékeihez képest. Kimagasló 18%-kal nő meg az X+Z terhelési kombinációban (E analízis).

Ezután a modellek kombinált terheléseit hasonlítottam össze a 13. és 14. táblázatokkal. Az 1. modell terhelhetősége magasabb 59-67% -kal, az eredő erőket összevetve. A G analízis (X-Y-Z terhelés) esetében a reakcióerő 56%-kal nagyobb. A táblázatokban kiemeltem azokat az értékeket, amelyek megadják a bilincsre vonatkozó megengedett terheléseket.

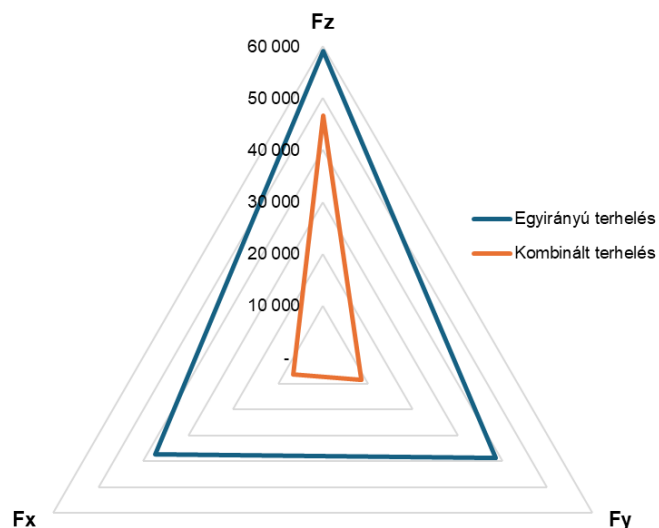
13. táblázat. Az 1. modellhez tartozó reakcióerők (G analízis alapján).

Terhelési kombináció	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	F_r [N]
X+Y terhelés	16 047	30 735	-	34 672
X+Z terhelés	9 859	-	49 857	50 822
Y+Z terhelés	-	10 274	47 150	48 256
X+Y+Z terhelés	6 517	8 672	46 605	47 851

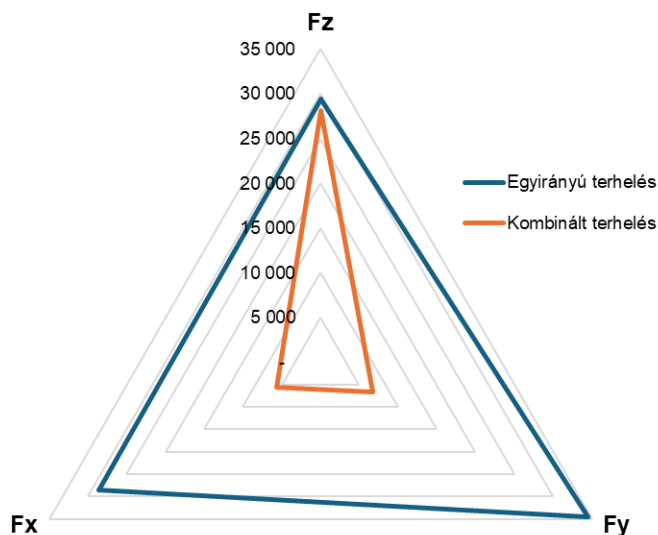
14. táblázat. A 2. modellhez tartozó reakcióerők (G analízis alapján).

Terhelési kombináció	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	F_r [N]
X+Y terhelés	14 466	16 348	-	21 829
X+Z terhelés	11 900	-	32 951	35 034
Y+Z terhelés	-	7 123	28 070	28 959
X+Y+Z terhelés	5 671	6 712	29 378	30 664

A továbbiakban a megengedett terheléseket hasonlítottam össze a 17. és 18. ábrák segítségével. A leszűkített tartomány (terhelési zóna) határát jelöli kis a narancssárga háromszög. Egyirányú terhelés határának pedig a kék háromszöget kell tekinteni. Mindkét ábránál megfigyelhető, hogy a terhelési tartomány kombinált terhelésnél jelentősen leszűkült. Amennyiben a üzemi terhelés során a reakcióerő értéke kilép a belső terhelési zónából, akkor az egyenértékű feszültség értéke átlépheti a megengedett feszültséget.



17. ábra. Megengedett terhelések összehasonlítása az 1. modellnél.



18. ábra. Megengedett terhelések összehasonlítása a 2. modellnél.

Mindkét modell esetében megfigyeltem, hogy a kombinált terheléseken belül a legnagyobb teherbírási képesség függőleges irányban jelentkezett. A függőleges irányú terhelés határértékei mindkét terhelési állapotban, mindkét modellnél közel kerültek egymáshoz. Ez köszönhető a bilincs pántnak, amely húzó terhelést szenvedett el.

A következő lépésben a két modell merevségi adatait hasonlítottam össze a korábban bemutatott egyirányú terhelésekkel együttvéve. Az eredmények összehasonlítását a 15. táblázatban gyűjtöttem össze.

15. táblázat. Merevségek összehasonlítása.

	1, modell [kN/mm]		2, modell [kN/mm]	
Terhelés	X, Y, Z	X+Y+Z	X, Y, Z	X+Y+Z
K_x	91,1	45,4	57,2	9,8
K_y	36,0	23,2	53,0	10,6
K_z	843,9	1902,2	226,3	587,0
K_e	-	119,1	-	35,7

Látható, hogy kombinált terhelések esetén a vízszintes irányokban meghatározott merevségek csökkentek, míg a függőleges irányú merevség mindkét modellnél több mint kétszeresére nőtt. A két modellt összehasonlítva megállapítottam, hogy a 2. modell merevségi értékei általában kisebbek. Az 1. modell esetén a legkisebb merevség egytengelyű terhelésnél a bilincs oldalirányú terhelésekor jelentkezett, míg a 2. modellnél tengelyirányban. Többirányú terhelés esetén a 2. modell K_z merevsége az 1. modellhez viszonyítva már közel a negyedére csökkent.

A 2. modell és az 1. modell közötti eltérés elsősorban a csavarkötés jellemzőiben keresendő. Ilyen tényező a súrlódás jelenléte, a csavarkötés kialakítása, a bilincs megcsúszásából adódó deformáció, valamint az előfeszítés nagysága. A súrlódás figyelembevételével és a feleakkora csavar előfeszítéssel számolva lényegesen kisebb merevségi értékek adódtak. Az eredmények alapján megállapítottam, hogy a csavar-előfeszítés elsősorban a K_z merevség értékére van jelentős hatással.

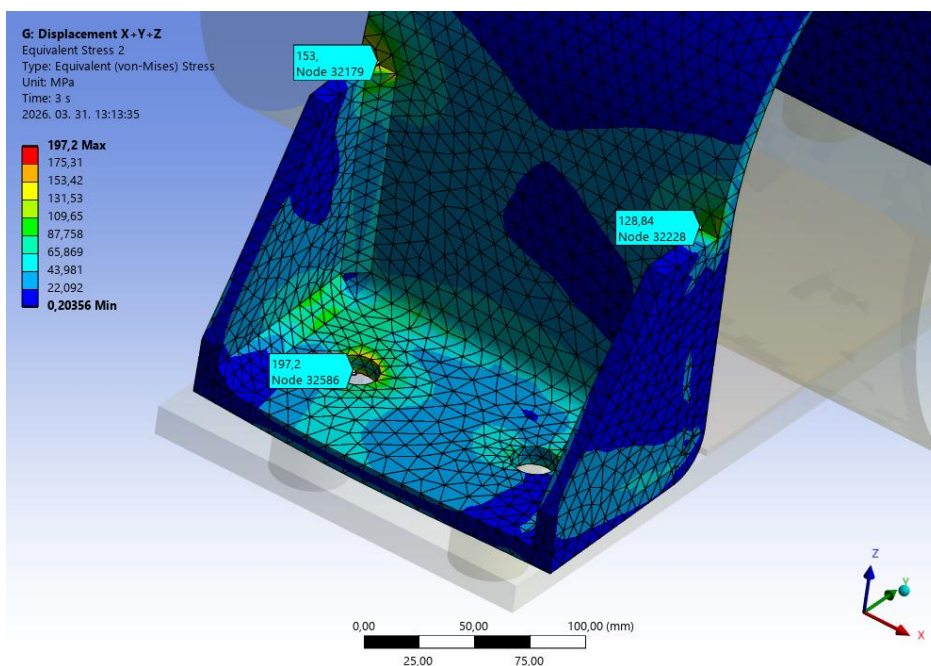
A 15. táblázatban szereplő K_e értékek az egyenértékű merevséget jelentik. Ennek a meghatározását azért végeztem el, mert a csőbilincs üzemi körülmények között rendszerint többirányú, összetett terhelésnek van kitéve. Míg az irányonként meghatározott merevségek (K_x , K_y , K_z) a szerkezet irányfüggő viselkedésének részletes leírását adják, addig az egyenértékű merevség az adott kombinált terhelési állapotra vonatkozó globális merevségi jellemzőként szolgál. Ez lehetővé teszi a különböző bilincskialakítások, bilincs előterhelések és súrlódási viszonyok egyszerűbb összehasonlítását, továbbá egyszerűbben felhasználható a csővezeték-rendszer teljes mechanikai viselkedésének értékeléséhez. Ugyanakkor megjegyzem, hogy az egyenértékű merevség kizárólag az adott terhelési kombinációra érvényes, ezért nem helyettesíti az irányonként meghatározott merevségi értékeket. A modelleket összehasonlítva az egyenértékű merevségben mutató eltérés is alátámasztja, hogy a 2. modell merevsége lényegesen kisebb.

A súrlódásból adódó súrlódási erő a terheléssel ellentétes értelmű, ami miatt a bilincs vízszintes terhelésére módosító hatással van – ezt figyeltem meg az X és

X-Y és X-Z terhelések (A, D, E analízisek) esetében, ahol a cső nem emelkedett. Az aszimmetrikus terhelés hatására a csavarkötéseknél ébredő súrlódási ellenállások eltérőek voltak.

A 3. mellékletben gyűjtöttem össze felsorolt analízisekhez tartozó végelem vizsgálat eredményeit, grafikusan megjelenítve a csőbilincs deformációit (AutoScale beállításban) és az ébredő egyenértékű feszültségeket, a 2. modell esetében. A továbbiakban néhány megállapítást tettem a grafikus eredményekre vonatkozóan.

A csőbilincsek feszültség képeit vizsgálva megállapítottam, hogy a terhelés alatt létrejövő lokális feszültség csúcsok főleg a furatperemen (például a G analízisnél, 19. ábra) és a borda-bilincs felső hegesztési pontjában alakulnak ki (például az tengely irányú terhelésnél).



19. ábra. A 2. modell végelem analízis eredménye, feszültségeloszlási képe (G analízis).

A legnagyobb egyenértékű feszültség több analízisben a bilincspánt felületén alakult ki, ami egyértelműsíti a bilincs terhelési határait. Azonban azokon a pontokon, ahol a terhelési határt meghatározó feszültség csúcsok vannak, ott a modell geometriai pontatlansága (és feltételezhetően a rossz minőségű elemek jelenléte) miatt a valóságban jelentősen eltérhetnek. A hegesztési varrat a modellekben jelképesen kerültek ábrázolásra (modellezése csak a hegesztési varrat extra merevítő hatása miatt volt indokolt). A valóságban a hegesztési hibák, a nem

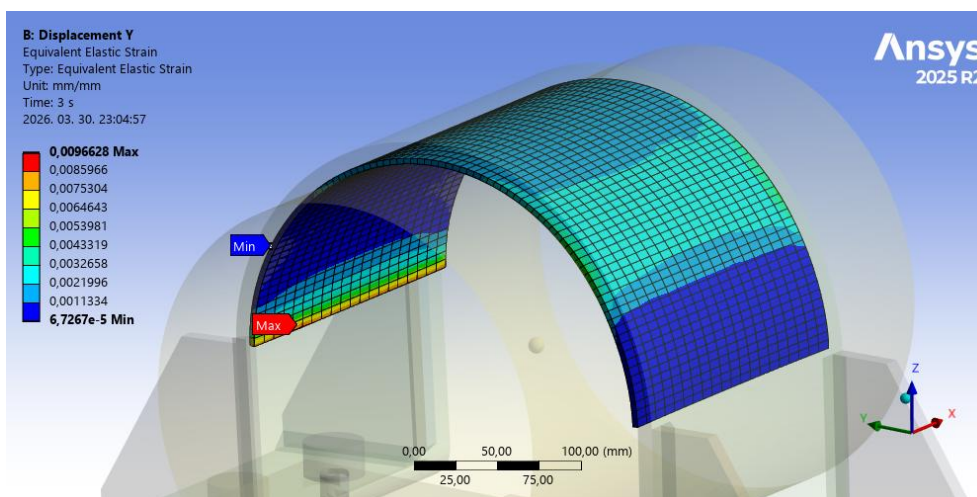
megfelelő hegesztési varrat lezárások tovább gyengíthetik a bilincs teherbírását. Ezeket a számításokban nem vettem figyelembe.

Az alábbi fejezetben ismertetett terhelésekhez tartozó, a 2. modellre vonatkozó eredményeket (deformációs és feszültségi képek) a 2. mellékletben gyűjtöttem össze. A továbbiakban a terjedelmi korlátok miatt a további vizsgálatok eredményeit csak a 2. modellre kiterjedően mutatom be – mivel a testmodellként jelen lévő csavarkötés modellezése realisztikusabb eredményeket nyújtott, célszerű ezt a modellt tovább vizsgálni.

4.2 Gumilapok szilárdsági vizsgálata

A gumilapok szilárdsági vizsgálata során két jellemző értéket határoztam meg a [16] irodalomban meghatározott anyagjellemzők figyelembevételével. A meghatározott terhelések esetén egyrészt a fellépő igénybevételek nem haladhatják meg a 3. táblázatban feltüntetett szakítószilárdság értékét, másrészt a terhelés alatti deformáció sem lehet nagyobb az előírt értéknél. Mivel a folyáshatár nem értelmezhető jellemző a gumi alapanyag esetében, ezért a számolt egyenértékű feszültséget a szakítószilárdsághoz viszonyítom.

A vizsgálati eredményeket, amelyek a 2. modellre vonatkoznak, a 16. táblázatban foglaltam össze. A 20. ábrán a felső a 21. ábrán pedig az alsó gumilap alakváltozási képe látható. Mindkét ábrán az analízis eredmények közötti legnagyobb alakváltozásokat szemlélteti.



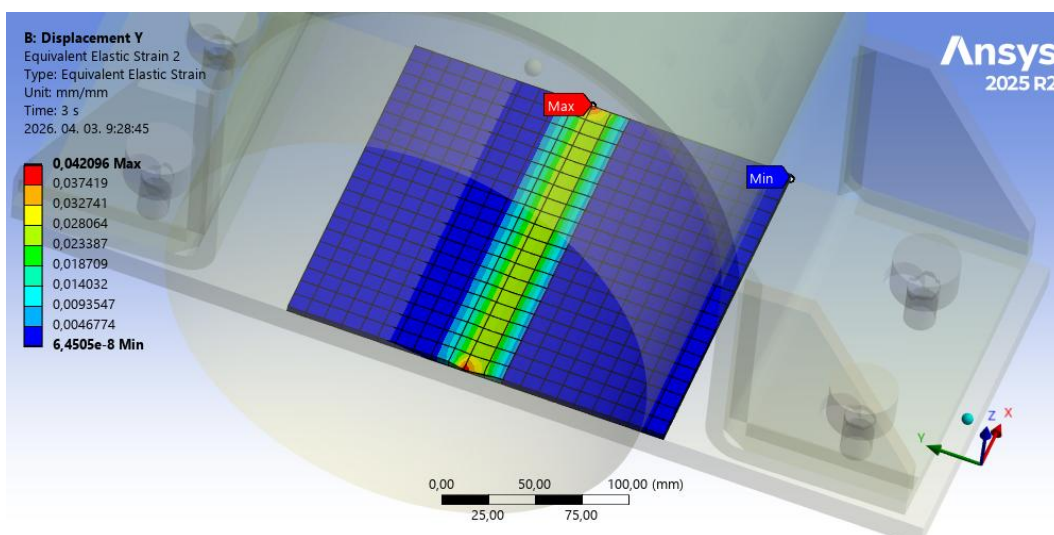
20. ábra. A felső gumilap alakváltozási képe.

Jól látható, hogy a felső gumilap legnagyobb deformációja az oldalirányú terhelésnél jött létre (B analízis). A legnagyobb alakváltozás értéke 0,97%, ez még

bőven az előírt határértéken belülre adódott. A létrejövő deformáció oldalirányban jelent meg a gumilap élénél.

A csőtengely irányú terhelések (A, D, E, G analízisek) további alakváltozásokat okoznak a gumilap csőtengelyre merőleges élein is. A gumilap belső felületén létrejövő deformációk elhanyagolhatóan kicsik. Az itt létrejövő nyíró feszültségek többnyire a ragasztásban jelentkeznek, amit a bilincs deformációja vált ki.

A 21. ábrán látható az alsó gumilap alakváltozása terheléstől függően 30-40 mm-es sávban történik, a cső alátámasztásnál, csőtengely irányban. Ez a deformáció első sorban a bilincs előterhelés alatt létrejövő leszorító erő által jött létre.



21. ábra. Az alsó gumilap alakváltozási képe.

Állandó deformáció csak a bilincs előterheléséből áll fenn, ami 1,3% -os alakváltozást jelent. A vizsgált határállapotokban néhány analíziseknél nem jött létre deformáció, a cső függőleges irányú emelkedésének, ezzel együtt a csőbilincs deformációjának köszönhetően megszűnt a gumilap terhelése. A legnagyobb igénybevétel az oldalirányú terhelésnél (B analízis) jelentkezik. Ebben az esetben a legnagyobb alakváltozás 0,23%-kal lépte túl a megengedett alakváltozást, azonban az egyenértékű feszültség értékét még elfogadhatónak tekintettem.

Összevetve a két gumilap eredményeit, kijelenthetem, hogy az alsó gumilap 1 nagyságrenddel nagyobb terhelést szenvedett el a felső gumilaphoz képest, a teljes terheléshez pedig 1/3 arányban a leszorító erő járul hozzá. Fontos azonban kiemelni, hogy a számolt értékek lineárisan rugalmas anyagmodell esetén érvényesek. A számítás során nem vettem figyelembe a gumilap nemlineáris tulajdonságával (pl.: keményedéssel) továbbá a dinamikai terhelésekből (rezgésekből) adódó hatásokkal.

16. táblázat. Gumilapok terhelései.

Terhelési kombináció	Alakváltozás [%]		Egyenértékű feszültség [MPa]	
	felső gumilap	alsó gumilap	felső gumilap	alsó gumilap
X terhelés	0,76%	3,20%	3,19	13,42
Y terhelés	0,97%	4,21%	4,08	17,77
Z terhelés	0,57%	-	2,40	-
X+Y terhelés	0,76%	3,29%	3,21	13,84
X+Z terhelés	0,61%	-	2,55	-
Y+Z terhelés	0,94%	-	3,96	-
X+Y+Z terhelés	0,86%	-	3,63	-

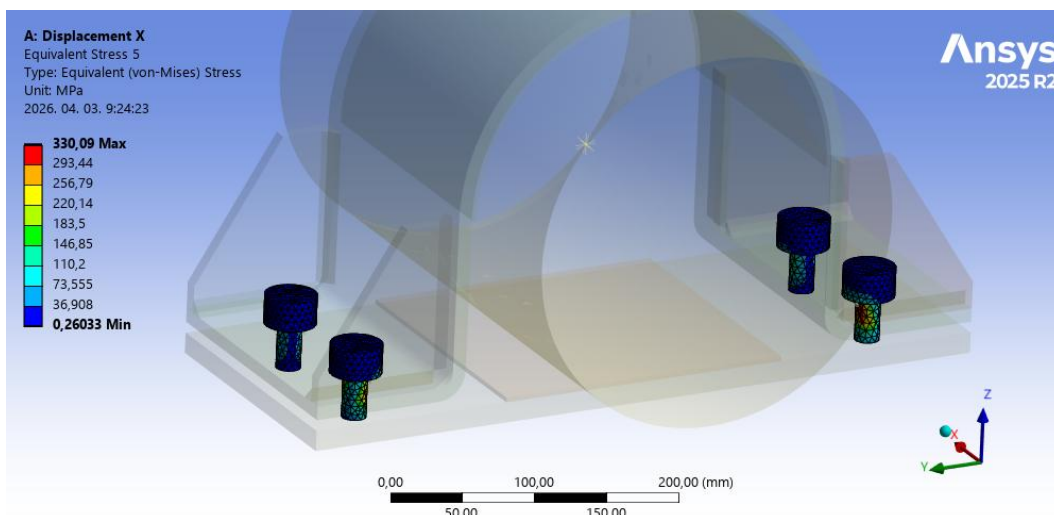
4.3 Csavarkötések szilárdsági vizsgálata

A 2. modell csavarkötés esetében kétféle igénybevétel volt megvizsgálandó: az egyik igénybevétel a bilincs megcsúszása miatt kialakuló súrlódás, ami bilincs-alátét érintkezési felülete között jelenik meg – ez a súrlódás a vizsgálat szempontjából állandó érték. A másik igénybevétel a csőtartóval menetes kapcsolatban nem lévő csavarszár hossz nyíró-hajlító igénybevétele és az erre a szakaszra is ható csavar előfeszítés.

A kiegészítő eredményt a megjelenítő eszközök segítségével határoztam meg. A csavar megcsúszás mértékét a Solution alatt felvett Contact Tool-ban vizsgáltam a Sliding Distance eszközzel. A csavarban ébredő reakcióerőket a Bolt Tool Working Load eszközével állapítottam meg.

A 22. ábrán látható egyenértékű feszültségek a csőtengely irányú terhelésből (A analízis) adódnak, melyek a többi analízishez viszonyítva ebben az analízisben a legnagyobbak. A képen látható bilincs fülei a csőtengely irányú elmozdulás hatására elcsavarodnak, emiatt a kötőelemek hajlító terhelést kapnak, itt jelent meg a legnagyobb, 330,09 MPa egyenértékű, 140,08 MPa normál, valamint az 55,32 MPa nyíró feszültség is. A (11) – (13) egyenletben meghatározott megengedett feszültségeket azonban nem haladták meg, ezért kijelenthetem, hogy a csavarkötések terhelései a szabvány kritériumnak megfelelnek.

A 17. táblázatban foglaltam össze a csavarkötések terheléseit a terhelési kombinációk függvényében.



22. ábra. A csavarkötésekben ébredő egyenértékű feszültségek.

Az üzemi terhelés (ébredő reakcióerők) azonban kevésbé mondható elfogadhatónak a rezgési hajlam szempontjából. A reakció erő szinte minden analízisben többszörösen (2-3 szorosán) túllépte az előfeszítő erő értékét, ami a statikus terhelhetőség szempontjából még nem okozna problémát, hiszen a megengedhető előfeszítés (8. táblázat) jóval nagyobb. A probléma ott található, hogy ezzel párhuzamosan az előfeszítés hatása is gyengült a bilincsfül lefelé hajlása által, a számolt érték ~3-4 kN között változott. Megállapítottam, hogy a terhelés a kötőelemekre vonatkozóan is aszimmetrikus, ami logikusan következik a kombinált terhelés jellegéből.

17. táblázat. Csavarkötések terhelései.

Terhelési kombináció	Üzemi terhelés [N]		Normál fesz. [MPa]	Nyíró-fesz. [MPa]	Egyenért. fesz. [MPa]	Megcsúszás [mm]
	min.	max.	max.	max.	max.	max.
X terhelés	3 147	11 166	140,08	55,32	330,09	1,04
Y terhelés	3 265	16 736	108,38	35,06	216,13	1,01
Z terhelés	7 348	7 358	91,93	13,51	259,38	0,82
X+Y terhelés	2 986	13 652	115,08	40,85	266,29	1,01
X+Z terhelés	6 184	10 287	120,08	43,50	342,42	1,01
Y+Z terhelés	3 713	10 318	92,30	18,05	245,36	0,99
X+Y+Z terhelés	4 098	13 490	122,70	38,95	311,06	1,00

A táblázatban szintén látható, hogy a bilincs megcsúszása minden analízisben fennállt, még a tisztán függőleges irányú terhelés (C analízis) esetében is.

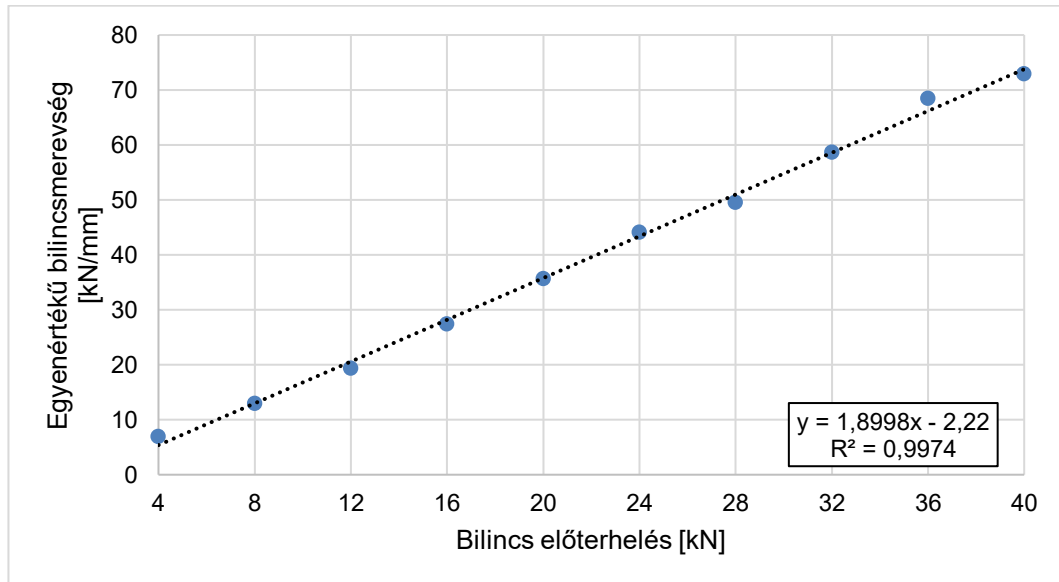
Az eredmények tekintetében figyelembe kellett vennem, hogy a csavarkötés geometriailag egyszerűsített amiatt, hogy a számítási igény ne nőjön meg drasztikusan. A csavarszár menetvégi részén kialakuló, a vizsgálatban tompítva megjelenő feszültségek a valóságban nagyobb. A menetes kötés nem került modellezésre – ezáltal a teherviselő menetek nyíró terhelése sem vizsgált, továbbá a csavarfej és alátét közötti súrlódás sem állt fenn. A szimuláció során a csavarkötés esetleges kilazulását, a csavar rugalmas alakváltozását, illetve az előfeszítő erő időbeli csökkenését nem vettem figyelembe. A menetes furatban rögzített csavarszár előnyös abból a szempontból, hogy a bilincs megcsúszását (relatív elmozdulását) csökkenti. Ez az aszimmetrikus előfeszítés ellenére várhatóan mérsékelheti az oldalirányú rezgési és elmozdulási hajlamot. A klasszikus lemezes csavarkötésnél a megcsúszás nagyobb mértékű lehet ($\varnothing 22$ mm átmérőjű furatoknál 2 mm-t számoltam, az 1. melléklet konstrukcióját figyelembe véve), ugyanakkor a csavarkötés és a bilincs egyes részeiben kialakuló igénybevételek a jelen modell alapján kedvezőbben alakultak.

A következő fejezetben a csavarkötéseket az előfeszítés növelése szempontjából is vizsgáltam, ahol a vizsgált anyagminőségű kötőelemek [18] szakirodalomban megadott megengedhető terheléseit figyelembe vettem.

4.4 Csőbilincs előterhelés függvényeinek meghatározása

A több iterációban elvégzett terhelési szimulációt is végeztem annak érdekében, hogy előállítsak olyan függvényeket, amelyek segítségével számolhatók, leolvashatók a csőbilincs terhelései a bilincs előterhelés változtatásával. A csavarkötés előfeszítéséhez fontos a súrlódási viszonyokat is figyelembe vevő, megfelelő meghúzási nyomaték meghatározása is. Ennek érdekében külön diagramot készítettem. A meghatározott függvények csak a 2. modellre értelmezhetők.

A H analízisben első sorban azt vizsgáltam, hogy a bilincsmerevség változása a bilincs előterhelés, állandó külső terhelés mellett (G analízis terhei) függvényében hogyan változik meg. A 23. ábrán látható grafikon számítási pontjaira egy lineáris trend vonalat illesztettem. Ennek segítségével közelítőleg kiszámítható a bilincsmerevség, többirányú terhelésre vonatkozóan. A grafikonon ábrázolt bilincs merevség a bilincs átlagmerevségnek felel meg.



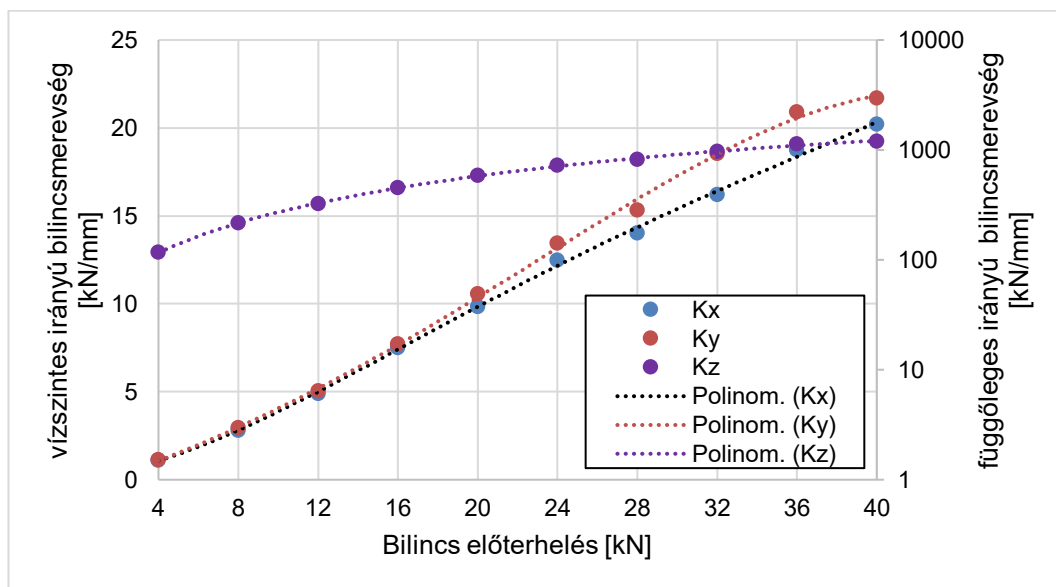
23. ábra. Egyenértékű bilincsmerevség változása a Bilincs előterhelés függvényében.

A számított bilincs merevséget az előállított függvény alapján a következőképpen határoztam meg, ha a bilincs előterhelés 20 kN:

$$K_b = 1,8998 \cdot 20 - 2,22 = 35,78 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (14)$$

A G analízis eredményei alapján számított egyenértékű bilincs merevség (15. táblázat) 35,78 kN/mm. A függvényből számított és a G analízis értéke közötti relatív eltérés 1,5%. Ez elfogadható mértékű hiba.

A 24. ábrán látható függvények a bilincs irányfüggő merevségváltozásait határozzák meg, szintén a G analízis állandó külső terhei mellett. A diagram bal oldali függőleges tengelyén az X és Y irányú merevségi függvények értékei olvashatók le, míg a Z érték a jobb oldali tengelyen. A vízszintes irányokhoz tartozó függvények egymástól szétváltnak. A nagyobb mértékű eltérés 16 kN bilincs előfeszítésnél kezdődik. Ezt úgy értelmeztem, hogy az előterhelés növelése a csőtengely irányú merevségre nagyobb hatással van, a súrlódási ellenállás növekedése által a gumilapok és a cső között. A függőleges irányú merevség nagyobb léptékben nő, a csővezetékre ható függőleges terhelés nagyobb mértékű lesz. Nem merevként modellezett csővezetékek vizsgálata esetén ezek a függvények jelentősen eltérhetnek, mivel ebben az esetben már a csővezeték deformációjával is számolni kell. A csővezetékek adott méretnél falvastagsági tartományok figyelembevételével kellene további függvényeket készíteni a szakdolgozatban kidolgozott bilincs terhelési analízisekkel, ha szükségeszerű volna. Azonban az utóbbi 2 diagram a feszültséganalízis számításokhoz egy szigorúbb megközelítést biztosít a merevség figyelembevétele szempontjából.



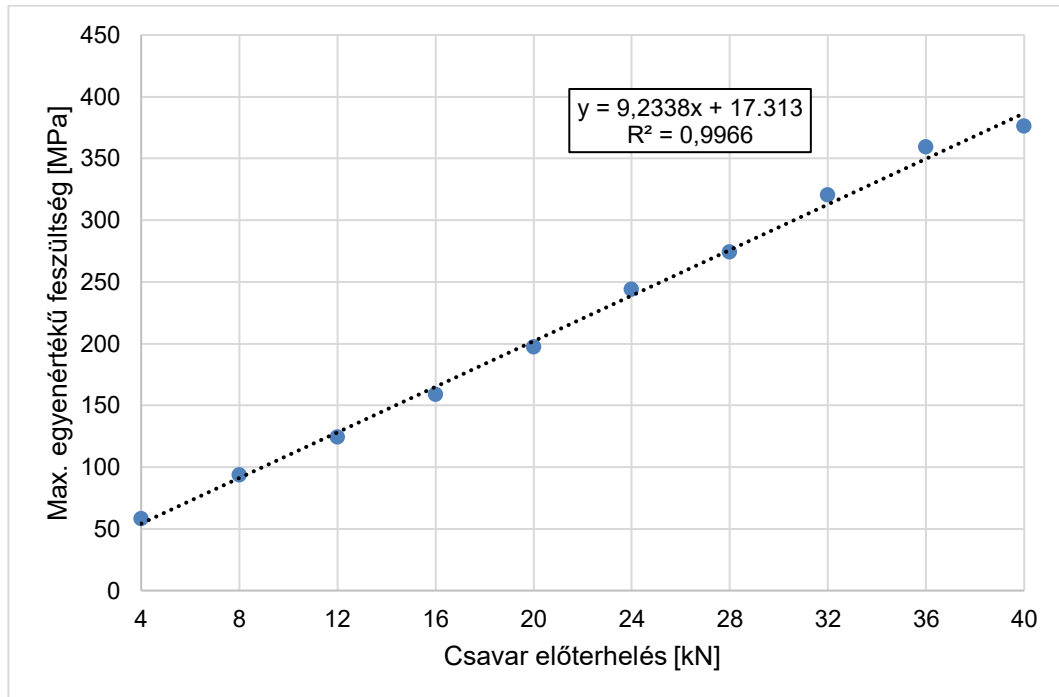
24. ábra. Bilincsmerevség változása különböző irányokban a Bilincs előterhelés függvényében (G analízis terheivel).

A továbbiakban meghatároztam a csőbilincs egyenértékű feszültség-csavar előterhelési függvényét is, amit egy lineáris trend vonal illesztésével állítottam elő. A 25. ábrán látható, hogy a bilincs 36 kN bilincs előterhelésnél éri el a bilincs anyagára jellemző folyáshatárt (355 MPa) a külső terhelések mellett. Azonban a bilincs üzemeltetése szempontjából ezt a terhelési szintet nem javaslom beállítani anélkül, hogy a megengedhető külső terhelések felülvizsgálata nem történik meg előzetesen.

Az ébredő egyenértékű feszültség értéke a függvény alapján 20 kN bilincs előterhelésre számolva tehát:

$$\sigma_{eqv} = 9,2338 \cdot 20 + 17,313 = 201,99 \text{ MPa} \quad (15)$$

A függvény értékének relatív eltérése a G analízis eredményéhez képest (197,2 MPa) itt is 1,5%-os, ami szintén elfogadható. A korábban meghatározott megengedett feszültség értéke valójában 204 MPa-ra adódott, ami a korábbi terhelésbeállításokhoz lefelé lett kerekítve. Tehát ez a függvényből számított érték is elfogadható az MSZ EN 13480-3 [18] szabvány alapján.



25. ábra. Feszültség változása a csőbilincs előterhelés függvényében (G analízis terhelésével).

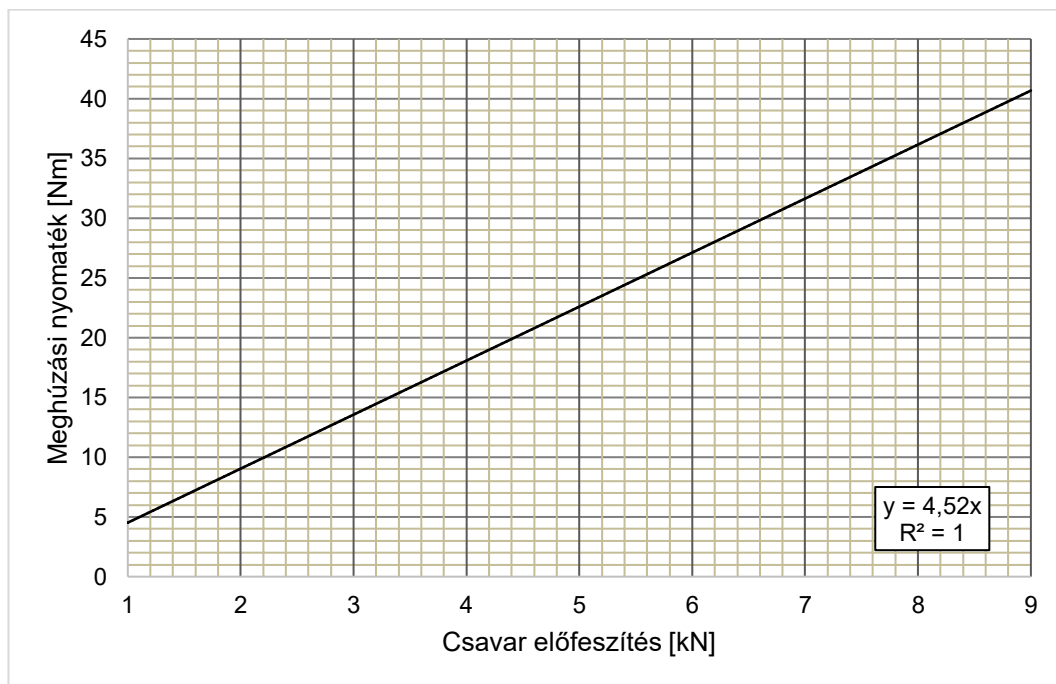
A 26. ábrán látható diagramban függvénye alapján meghatározható az 5kN csavarterhelésre adódó meghúzási nyomaték. A diagram nem kapcsolódik szimulációs vizsgálathoz, de a csavar meghúzási nyomaték rajzi előírásához szükséges lehet, ezért fontosnak tartottam ennek a meghatározását is. A függvényt a (6) és (7) egyenleteket átrendezve, valamint a 8. táblázatban szereplő konstans értékeket felhasználva állítottam elő:

$$M_{cs} = F_e \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot \frac{d_a}{2} \right] = F_e \cdot 4,52 \text{ m} = F_e \cdot x \quad (16)$$

$$M_{cs} = 4,52 \text{ m} \cdot 5\,000 \text{ N} = 22,6 \text{ Nm} \quad (17)$$

A gyakorlati szerelés során a csavarkötésben ébredő előfeszítő erő nem állítható be teljes pontossággal, nyomatékalapú meghúzással, mert azt a nyomatékkulcs pontossága és a súrlódási viszony befolyásolja. Ennek következtében a műszaki rajzon vagy szerelési előírásban célszerű a meghúzást nem kizárólag nyomatékként, hanem szükség esetén nyomaték–szög módszerrel, illetve pontosabb esetekben a csavar megnyúlásának ellenőrzésével előírni. A bizonytalanság oka az, hogy a meghúzási nyomaték jelentős része a menetben és a felfekvő felületeken fellépő súrlódás leküzdésére fordítódik, ezért azonos nyomaték mellett is eltérő előfeszítő erő alakulhat ki. Tehát a 26. ábra nyomaték függvényét a gyakorlati szempontból célszerű kísérleti módszerekkel is alátámasztani. A

csavarkötés előfeszítésére vonatkozó eredményeket ezért nem végleges technológiai előírásként, hanem a bilincs viselkedését bemutató paramétervizsgálat eredményeként értékelem. [14].



26. ábra. Meghúzási nyomaték meghatározása a csavar előterhelés függvényében (Figyelembe veendő: M20x2,5 $\mu=0,14$).

Véleményem szerint a gyakorlatban a bilincs előfeszítés beállítását mindig az üzemi terhelések ráadása előtt kell elvégezni. Az üzem alatti túlzott utánállítás kockázatos lehet (főleg aszimmetrikus, kombinált terheléseknél), mivel a beállított előfeszítő erő üzem közbeni állításkor eltérő lesz az üzemen kívüli állapothoz képest. Ezt támasztja alá a korábbi vizsgálatom, ahol látható volt, hogy többszörösére is megnőhet a csavarkötésben lévő reakcióerő a beállított előfeszítő erőhöz képest.

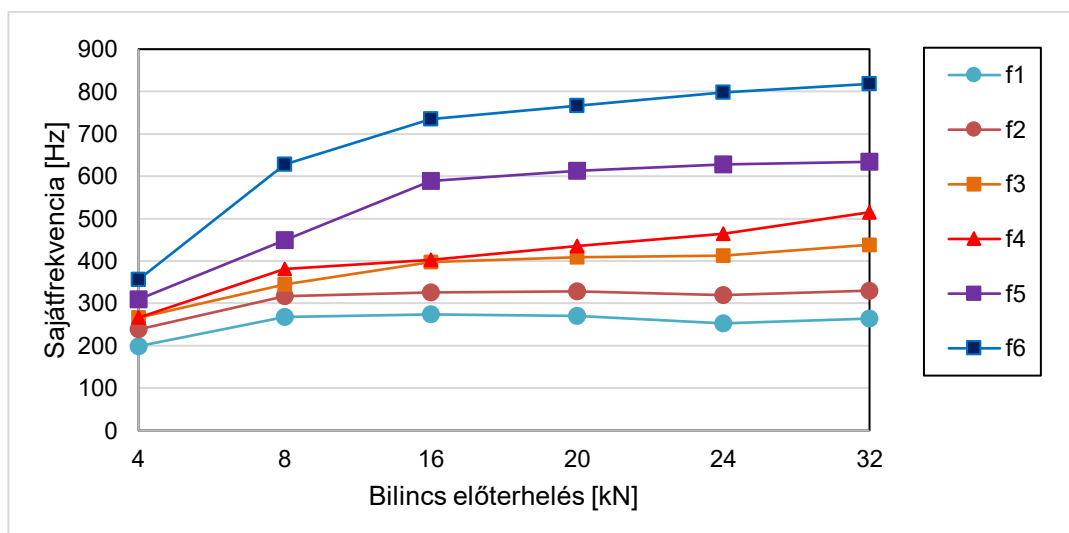
4.5 Sajátfrekvencia vizsgálat

A 18. táblázatban szereplő sajátfrekvencia értékeket a G analízis (X-Y-Z kombinált terhelés, 20 kN bilincs előterheléssel) figyelembevételével határoztam meg. A táblázatban összehasonlítottam a terhelés nélküli állapotban lévő bilincs sajátfrekvenciáit a terheléssel növelt merevségű bilincs sajátfrekvenciáival. A sajátfrekvencia vizsgálat során csillapítást nem vettem figyelembe. A terheléssel figyelembe vett sajátfrekvenciák lengésképeit a 4. mellékletben gyűjtöttem össze.

18. táblázat. Sajátfrekvencia értékek
 20 kN csőbilincs előfeszítéssel.

Lengési mód	Frekvencia [Hz]	
	terheléssel	terhelés nélkül
1	270,94	132,02
2	327,77	168,56
3	408,39	377,03
4	434,83	496,01
5	612,68	523,94
6	767,01	540,05

A 27. ábra a sajátfrekvencia változásokat mutatja be a bilincs előterhelés függvényében. A diagramon leolvasható, hogy a frekvencia értékek a terhelés növelésével magasabbak lettek. A 3. és 4. lengési módhoz tartozó f_3 sajátfrekvencia az f_4 frekvenciához képest 16 kN terhelésnél kb. 5 Hz-cel közelebb kerültek egymáshoz.



27. ábra. Sajátfrekvencia változása a csőbilincs előterhelés függvényében.

Végül a sajátfrekvencia értékek ismeretében a bilincs legkisebb sajátfrekvenciáját (amely a bilincs terheletlen állapotában 132Hz) vizsgáltam meg frekvencia vizsgálattal egy üzemeltetési példán keresztül bemutatva:

Egy 1000 1/min fordulatszámon üzemelő dugattyús kompresszor harmonikus gerjesztő hatást fejt ki a csővezetésekre. A gerjesztő frekvencia értékei a (2) egyenletbe behelyettesítve:

$$f_{g1} = \frac{1000}{60} = 16,67 \text{ Hz}; f_{g2} = 2 \cdot f_{g1} = 33,34 \text{ Hz} \quad (18)$$

Az API 618 alapján a gerjesztőfrekvenciától számolt $\pm 20\%$ -os tiltott üzemeltetési tartomány, amibe nem kerülhet bele sajátfrekvencia érték. A bilincs szempontjából a 2. felső határértéket vettem figyelembe [8]:

$$f_{g\max 2} = 1,2 \cdot f_{g2} = 40,01 \text{ Hz} \quad (19)$$

A csőbilincs terheletlen állapotban a 18. táblázatból a legkisebb sajátfrekvencia értéke 132 Hz, ami 8-szorosan elkerüli a gerjesztő frekvencia (18) és 3-szorosan a 2. harmonikus frekvenciából számolható tiltott üzemeltetési tartomány felső határát (19).

Az eredményt megvizsgálva, a dugattyús kompresszor gerjesztése által a csőbilincsen káros rezonancia nem lép fel. A gerjesztő frekvencia 8x felharmonikusánál létrejöhet rezonancia, azonban ezen a frekvencia szinten nagy kilengéssel nem kell számolni.

A frekvencia vizsgálat szempontjából tehát nincs jelentősége annak, hogy a bilincs mekkora előfeszítéssel szükséges beállítani, mert a csőbilincs sajátfrekvenciái terhelés nélkül is lényegesen nagyobbak. Azonban a csővezetékek esetében ez nem mondható el. A csővezetékek legkisebb sajátfrekvenciái nagyobb valószínűséggel eshetnek egybe a gerjesztő frekvenciával, ezért szükséges úgy megtervezni a csővezetékeket (a sajátfrekvenciák elhangolásával és/vagy rezgéscsillapító dőmperek beépítésével), hogy a rezonancia alacsony frekvenciákon elkerülhető legyen [7, 5].

5 Összefoglalás

A szakdolgozatom célja az volt, hogy egy kiválasztott csőbilincs szilárdsági vizsgálatával, végeselemes számítási módszer alkalmazásával olyan eredmények álljanak rendelkezésre, amelyek a vizsgálati jellemzők, a merevség és a terhelhetőség szempontjából felhasználhatók voltak a feszültséganalízisek készítéséhez. A kiválasztott, DN 250 méretű rögzítőbilincsről kétféle beállítású szimulációs modellt készítettem. Az 1. modellben a csavarkötést vonalelemként, míg a 2. modellben testmodellként vettem figyelembe. A szimulációk során nemlineáris hatásokat is figyelembe kellett vennem, amelyek elsősorban az elcsúszó felületek között fellépő súrlódásokból eredtek.

A modellekbe jelképesen egy csőelem is beillesztésre került, amelyet merev elemként vettem figyelembe annak érdekében, hogy a cső deformációja ne befolyásolja a merevségi és terhelési értékeket. A további peremfeltétel a merev cső elmozdulásából adódó terhelés és a csavar előfeszítési erő 4 kötőelemnél. Az üzemi terhelés nélküli, csavar előfeszítő terhelésével vizsgált egyenértékű feszültség a csőbilincs megengedett feszültségének 67%-át érje csak el.

A terheléseket különböző, a csőbilincsről egyirányú, merőleges terhelésekkel vizsgáltam meg, a terhelések változtatásával. Ezt követően folytattam a vizsgálatokat a terhelések kombinálásával is. A terhelési pontban adódó reakcióerők és cső elmozdulások alapján meghatároztam a csőbilincs irányfüggő merevségi értékeit. A reakcióerők egyben a csőbilincs megengedett terhelését adták meg. A megengedett terhelések és merevségek értéke lényegesen eltért a két modellben: jól látható mindkét modell esetében, hogy a kombinált (többirányú) terheléseknél a vízszintes irányú merevségek lecsökkentek, a függőleges irányú merevség viszont megnőtt. Nagyságrendileg nagyobb merevségi érték jelenik meg függőleges irányban, amely magyarázható a csőbilincs előterhelésével (csavar előfeszítéssel). A megengedett terhelések értékei szintén csökkentek a kombinált terhelés hatására.

További szilárdsági vizsgálatokat végeztem a 2. modell kritikus alkatrészeire is. A gumilapok deformációját és a bennük ébredő feszültségeket hasonlítottam össze az anyagjellemzőkkel. A vizsgálat során megállapítottam, hogy a legnagyobb terhelés az alsó gumilapnál jelentkezik, a legnagyobb deformáció az előírt értéket kis mértékben lépi át. Abból a szempontból van az eredményeknek számítási pontatlansága, hogy a feltételezett alapanyag nemlineáris hatást okozó keményedéséről anyagvizsgálati feljegyzés nem állt rendelkezésemre, ezért a szimulációkban a gumilapokra használt anyag lineárisan rugalmas viselkedéssel lett

figyelembe véve. Végül a csavarkötést vizsgáltam meg az MSZ EN 13480-3 szabvány kritériumai alapján. A vizsgálatban megállapítottam azt is, hogy az aszimmetrikus terhelések hatására sok esetben egyes csavaroknál jelentősen megnő a reakcióerő, ezzel párhuzamosan a többi csavarnál az előfeszítés alá csökken. Üzembiztonság szempontjából ez egy kritikus probléma. A csőbilincs minden analízisben megcsúszik, ennek hatásait is megvizsgáltam.

Végül terhelési függvényeket állítottam elő. Azonban itt a cső elmozdulási terhelésének állandó értéke mellett a csavar előfeszítését változtattam. Az előállított függvények alapján tehát a csőbilincs merevségének és feszültségállapotának változását lehet megállapítani a csőbilincs előterhelés beállítása függvényében. Kiegészítésként elkészítettem a csőbilincs csavarkötésére jellemző meghúzási nyomaték függvényt is, amely figyelembe veszi a menet és az alátét súrlódása miatt igényelt nyomatéktöbbletet is. A függvény által a meghúzási nyomaték pontosabban beállítható, azonban mivel a súrlódási együttható a valóságban eltérő lehet, ezért a csavar meghúzás mérésével a számítást ellenőrizni szükséges.

A bilincs olyan csővezeték rendszerekbe kerül felhasználásra, ahol káros rezgések is jelen vannak. Emiatt a bilincset lengéstani szempontból is meg kellett vizsgálnom. Meghatároztam a sajátfrekvencia értékeket terheletlen és terhelt állapotban, illetve megvizsgáltam a sajátfrekvencia változást a bilincs előterhelés változtatása mellett is. Egy életszerű üzemeltetési példa alapján az API 618 szabvány szerint elvégeztem a sajátfrekvencia vizsgálatot a rezonancia jelenlétének előfordulása szempontjából. Az eredmények alapján megállapítottam, hogy a terheletlen állapotú csőbilincs legkisebb sajátfrekvencia értéke elkerülte az API 618 szabványban megadott tiltott üzemeltetési tartományt, káros rezonancia lehetősége nem állt fenn.

Az 5. mellékletben bemutattam a meghatározott merevségi értékek használatát a Rohr2 (csővezetéki feszültséganalízis) szoftverben. Bemutattam, hogy a beállított értékek mennyiben befolyásolják a csővezetékekben ébredő feszültségeket és a tartószerkezetre átható terheléseket, ezáltal megerősítve azt, hogy miért fontos a feszültséganalízisek készítésekor figyelembe venni a csőbilincs merevségét. A megengedett terhelések szintén figyelembe vehetők a szoftverben, ezek figyelembevételével az alkalmazott csőbilincsek terhelési vizsgálata is elvégezhető. A vizsgálatban a kombinált terhelésre számolt irányfüggő csőbilincs merevségi értékeket állítottam be. A meghatározott merevségi és terhelhetőségi adatok közvetlenül felhasználhatók csővezetéki feszültséganalízisekben a csőmegfogások valósághűbb modellezésére, ezáltal pontosítható a csővezetékek feszültségállapota, a tartószerkezetekre átható reakcióerő, valamint a készülékcsomók terhelése.

Végző megállapításom a vizsgált bilincsel kapcsolatban az, hogy a csőtartó lemez menetes furatába történő rögzítés abból a szempontból előnyös, hogy a bilincs megcsúszásának mértéke mintegy feleakkora, mint az 1. mellékletben bemutatott konstrukciók esetében. Ugyanakkor ez a kialakítás csak kisebb előfeszítő erő mellett alkalmazható. A kisebb előfeszítés hatása a merevségi jellemzők változásában mutatkozik meg, ez azonban a jelen vizsgálatok alapján nem eredményezett kedvezőtlenebb rezgési viselkedést. Ezért további vizsgálatként indokoltnak tartom az 1. modell testmodellel felépített csavarkötésekkel történő elemzését, majd az eredmények összevetését a 2. modell szakdolgozatban bemutatott eredményeivel.

Fontos kiemelnem, hogy kísérleti mérési adatok nem álltak rendelkezésemre a számítási eredmények visszaellenőrzésére. A szimulációs módszerek kiválasztásához, validációhoz utólagos kísérleti terhelésvizsgálatok, anyagvizsgálatok is szükségesek lesznek.

A szakdolgozatomban tehát első sorban a csőbilincs végeselemes vizsgálatának lehetőségeire helyeztem a hangsúlyt, előzetes számítási eredményeket határoztam meg. A kidolgozott szimulációs eljárás kiindulási alapot adhat a vizsgált bilincs eltérő típusainak, illetve más hasonló kialakítású csőmegfogásoknak a későbbi vizsgálatához, azonban további ellenőrzések még szükségesek lesznek.

Irodalomjegyzék

- [1] Juhász Gy., *Csővezetékek és csővezetési elemek (tananyagkiegészítő segédlet)*, Debreceni Egyetem, Debrecen, p. 28-31., 1995.
- [2] Wagner W., *Acél csővezetékek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, p. 163-168., 1985.
- [3] Rajesh Naik: Pipe Supports and Restraints - Types and Functions {Online} <https://www.piping-world.com/pipe-supports-and-restraints-types-and-functions> (Letöltés időpontja: 2026.02.19. 18 óra 5 perc).
- [4] Rajesh Naik: Friction factor and Friction loads on piping systems {Online} <https://www.piping-world.com/friction-factor-and-friction-loads-on-piping-systems> (Letöltés időpontja: 2026.02.22. 19 óra 41 perc).
- [5] Atkins, K. E. – Pyle, A. S. – Tison, J. D.: Understanding the Pulsation & Vibration Control Concepts in the New API 618 Fifth Edition, In *Gas Machinery Conference*, Albuquerque, 2004.
- [6] Wood.: Anti-Vibration Clamp Design Guide for Pipe Stress Engineers {Online} <https://studylib.net/doc/26188846/anti-vibration-clamp-design-guide-for-pipe-stress-engineers> (Letöltés időpontja: 2026.02.22. 20 óra 10 perc).
- [7] VDI 3842 Vibrations in piping systems, Hatályba lépés időpontja: 2024.06.01, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 2004.
- [8] API 618 Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services (6th edition), Hatályba lépés időpontja: 2024.05.01. American Petroleum Institute, Washington, 2024.
- [9] Wood.: Pipe Clamps, incl. DamperX™ and ThermaGlide™ {Online} https://vdm.woodplc.com/products/pipe-clamps/#a_1713 (Letöltés időpontja: 2026.02.14. 17 óra 55 perc).
- [10] DIN 3567:1963 Pipe Brackets for NW 20 to 500, Hatályba lépés időpontja: 1963.08.01., Deutsches Institut für Normung, Berlin, 1963.
- [11] Almeida Magalhães Junior, P. A. – Portela, T. M.: Evaluation of the Stiffness Effect of Pipe Supports in Relation to Static and Dynamic Loads in a Flexibility Analysis, In *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, 2018, 5(6), p. 91-94.

- [12] Anup Kumar Dey: What is Pipe Stress Analysis? A Comprehensive Guide {Online} <https://whatispiping.com/basics-of-pipe-stress-analysis/> (Letöltés időpontja: 2026.03.07. 18 óra 23 perc).
- [13] Dr. Tamás P. – Bojtos A. – Décsei-Paróczy A. – Dr. Fekete R. T.: *Végeselem módszerek*, BME MOGI, Budapest, 2014.
- [14] M. Csizmadia B. – Nándori E. (szerk.): *Mechanika mérnököknek – Modellalkotás*, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, p. 109-114., 2003.
- [15] Kim, J. – Yoon, J.-C. – Kang, B.-S.: Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints, In *ELSEVIER Applied Mathematical Modelling*, 2007, 31, p. 895–911.
- [16] Szirányi A.: *Rezgéscsillapító bilincs*, Petrolterv Kft., Szeged, 2024.
- [17] Frischherz A. – Dax W. – Gundelfinger K. – Häffner W. – Kotsch G.: *Fémtechnológiai táblázatok*, B+V Lap- és Könyvkiadó Kft., Budapest, p. 187-199., 1997.
- [18] MSZ EN 13480-3:2025 Fémből készült ipari csővezetékek. 3. rész: Tervezés és számítás, Hatályba lépés időpontja: 2025.01.01., Magyar Szabványügyi Testület, Budapest, 2025.
- [19] Fabreeka International, *Fabreeka®-PTFE Pads*, Stoughton.

1. melléklet: Bilincs kialakítások, rajzi ábrákkal

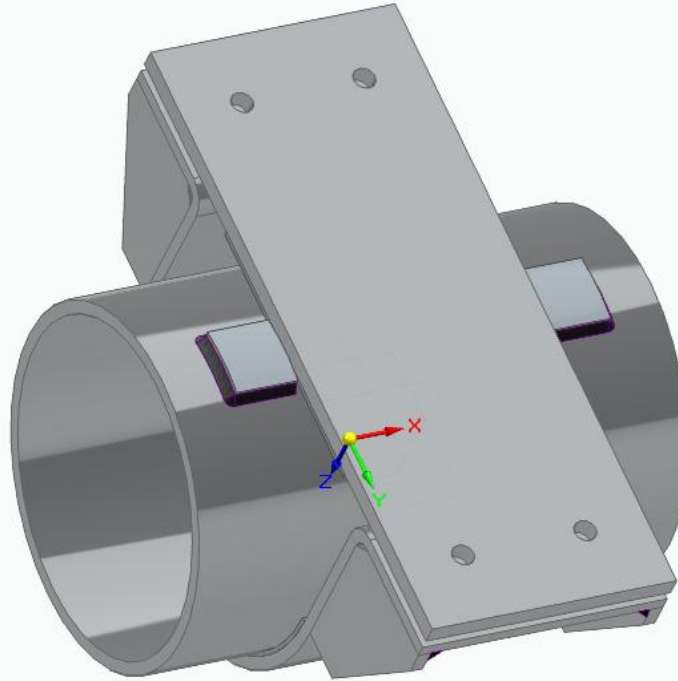
A 3D CAD model of a mechanical assembly. It features a large, horizontal, cylindrical component with a flange on the right end. This cylinder is mounted on a base plate. A vertical support structure, consisting of a rectangular block with a central slot, is positioned to the left of the cylinder. A coordinate system is shown on the cylinder's surface, with the Z-axis pointing vertically upwards (blue arrow), the Y-axis pointing horizontally to the right (green arrow), and the X-axis pointing diagonally downwards and to the right (red arrow). The base plate has two circular holes. The entire model is rendered in a metallic gray color with realistic shading and reflections.

Technical drawing of a mechanical part, showing front and top views with dimensions.

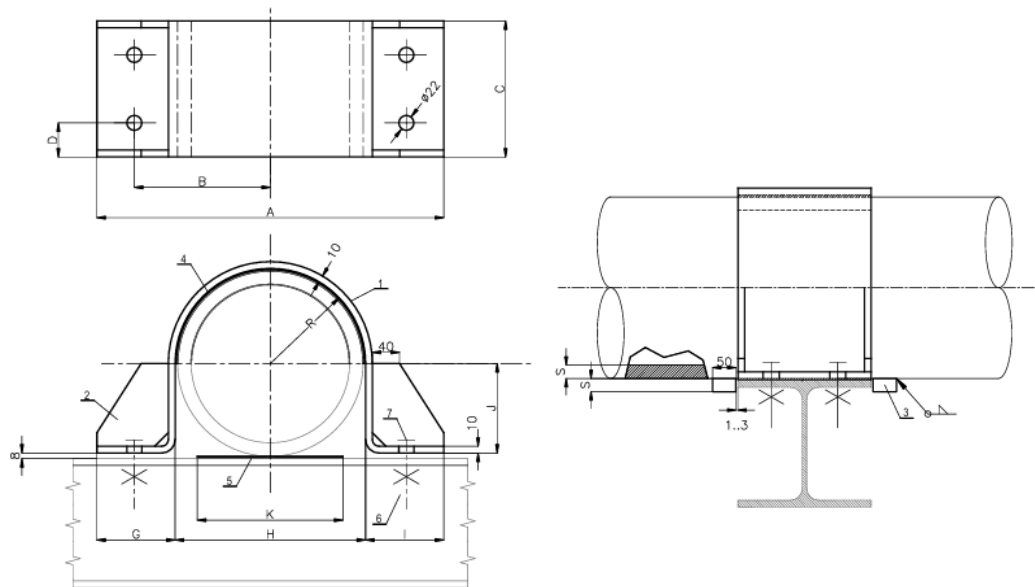
Front View (Top):

- Overall width: A
- Overall height: C
- Distance from left edge to center of first hole: B
- Distance from left edge to center of second hole: D
- Distance from center of second hole to center of third hole: E
- Distance from center of third hole to right edge: F
- Distance from center of third hole to center of fourth hole: G
- Distance from center of fourth hole to right edge: H
- Distance from center of fourth hole to center of fifth hole: I
- Distance from center of fifth hole to right edge: J
- Distance from center of fifth hole to center of sixth hole: K
- Distance from center of sixth hole to right edge: L
- Distance from center of sixth hole to center of seventh hole: M
- Distance from center of seventh hole to right edge: N
- Distance from center of seventh hole to center of eighth hole: O
- Distance from center of eighth hole to right edge: P
- Distance from center of eighth hole to center of ninth hole: Q
- Distance from center of ninth hole to right edge: R
- Distance from center of ninth hole to center of tenth hole: S
- Distance from center of tenth hole to right edge: T
- Distance from center of tenth hole to center of eleventh hole: U
- Distance from center of eleventh hole to right edge: V
- Distance from center of eleventh hole to center of twelfth hole: W
- Distance from center of twelfth hole to right edge: X
- Distance from center of twelfth hole to center of thirteenth hole: Y
- Distance from center of thirteenth hole to right edge: Z
- Distance from center of thirteenth hole to center of fourteenth hole: AA
- Distance from center of fourteenth hole to right edge: AB
- Distance from center of fourteenth hole to center of fifteenth hole: AC
- Distance from center of fifteenth hole to right edge: AD
- Distance from center of fifteenth hole to center of sixteenth hole: AE
- Distance from center of sixteenth hole to right edge: AF
- Distance from center of sixteenth hole to center of seventeenth hole: AG
- Distance from center of seventeenth hole to right edge: AH
- Distance from center of seventeenth hole to center of eighteenth hole: AI
- Distance from center of eighteenth hole to right edge: AJ
- Distance from center of eighteenth hole to center of nineteenth hole: AK
- Distance from center of nineteenth hole to right edge: AL
- Distance from center of nineteenth hole to center of twentieth hole: AM
- Distance from center of twentieth hole to right edge: AN
- Distance from center of twentieth hole to center of twenty-first hole: AO
- Distance from center of twenty-first hole to right edge: AP
- Distance from center of twenty-first hole to center of twenty-second hole: AQ
- Distance from center of twenty-second hole to right edge: AR
- Distance from center of twenty-second hole to center of twenty-third hole: AS
- Distance from center of twenty-third hole to right edge: AT
- Distance from center of twenty-third hole to center of twenty-fourth hole: AU
- Distance from center of twenty-fourth hole to right edge: AV
- Distance from center of twenty-fourth hole to center of twenty-fifth hole: AW
- Distance from center of twenty-fifth hole to right edge: AX
- Distance from center of twenty-fifth hole to center of twenty-sixth hole: AY
- Distance from center of twenty-sixth hole to right edge: AZ
- Distance from center of twenty-sixth hole to center of twenty-seventh hole: BA
- Distance from center of twenty-seventh hole to right edge: BB
- Distance from center of twenty-seventh hole to center of twenty-eighth hole: BC
- Distance from center of twenty-eighth hole to right edge: BD
- Distance from center of twenty-eighth hole to center of twenty-ninth hole: BE
- Distance from center of twenty-ninth hole to right edge: BF
- Distance from center of twenty-ninth hole to center of thirtieth hole: BG
- Distance from center of thirtieth hole to right edge: BH
- Distance from center of thirtieth hole to center of thirty-first hole: BI
- Distance from center of thirty-first hole to right edge: BJ
- Distance from center of thirty-first hole to center of thirty-second hole: BL
- Distance from center of thirty-second hole to right edge: BM
- Distance from center of thirty-second hole to center of thirty-third hole: BN
- Distance from center of thirty-third hole to right edge: BO
- Distance from center of thirty-third hole to center of thirty-fourth hole: BP
- Distance from center of thirty-fourth hole to right edge: BQ
- Distance from center of thirty-fourth hole to center of thirty-fifth hole: BR
- Distance from center of thirty-fifth hole to right edge: BS
- Distance from center of thirty-fifth hole to center of thirty-sixth hole: BT
- Distance from center of thirty-sixth hole to right edge: BU
- Distance from center of thirty-sixth hole to center of thirty-seventh hole: BV
- Distance from center of thirty-seventh hole to right edge: BW
- Distance from center of thirty-seventh hole to center of thirty-eighth hole: BY
- Distance from center of thirty-eighth hole to right edge: BZ
- Distance from center of thirty-eighth hole to center of thirty-ninth hole: CA
- Distance from center of thirty-ninth hole to right edge: CB
- Distance from center of thirty-ninth hole to center of fortieth hole: CC
- Distance from center of fortieth hole to right edge: CD
- Distance from center of fortieth hole to center of forty-first hole: CE
- Distance from center of forty-first hole to right edge: CF
- Distance from center of forty-first hole to center of forty-second hole: CG
- Distance from center of forty-second hole to right edge: CH
- Distance from center of forty-second hole to center of forty-third hole: CI
- Distance from center of forty-third hole to right edge: CJ
- Distance from center of forty-third hole to center of forty-fourth hole: CK
- Distance from center of forty-fourth hole to right edge: CL
- Distance from center of forty-fourth hole to center of forty-fifth hole: CM
- Distance from center of forty-fifth hole to right edge: CN
- Distance from center of forty-fifth hole to center of forty-sixth hole: CO
- Distance from center of forty-sixth hole to right edge: CP
- Distance from center of forty-sixth hole to center of forty-seventh hole: CQ
- Distance from center of forty-seventh hole to right edge: CR
- Distance from center of forty-seventh hole to center of forty-eighth hole: CS
- Distance from center of forty-eighth hole to right edge: CT
- Distance from center of forty-eighth hole to center of forty-ninth hole: CU
- Distance from center of forty-ninth hole to right edge: CV
- Distance from center of forty-ninth hole to center of fiftieth hole: CV
- Distance from center of fiftieth hole to right edge: CV
- Distance from center of fiftieth hole to center of fifty-first hole: CV
- Distance from center of fifty-first hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-first hole to center of fifty-second hole: CV
- Distance from center of fifty-second hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-second hole to center of fifty-third hole: CV
- Distance from center of fifty-third hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-third hole to center of fifty-fourth hole: CV
- Distance from center of fifty-fourth hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-fourth hole to center of fifty-fifth hole: CV
- Distance from center of fifty-fifth hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-fifth hole to center of fifty-sixth hole: CV
- Distance from center of fifty-sixth hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-sixth hole to center of fifty-seventh hole: CV
- Distance from center of fifty-seventh hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-seventh hole to center of fifty-eighth hole: CV
- Distance from center of fifty-eighth hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-eighth hole to center of fifty-ninth hole: CV
- Distance from center of fifty-ninth hole to right edge: CV
- Distance from center of fifty-ninth hole to center of sixtieth hole: CV
- Distance from center of sixtieth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixtieth hole to center of sixty-first hole: CV
- Distance from center of sixty-first hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-first hole to center of sixty-second hole: CV
- Distance from center of sixty-second hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-second hole to center of sixty-third hole: CV
- Distance from center of sixty-third hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-third hole to center of sixty-fourth hole: CV
- Distance from center of sixty-fourth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-fourth hole to center of sixty-fifth hole: CV
- Distance from center of sixty-fifth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-fifth hole to center of sixty-sixth hole: CV
- Distance from center of sixty-sixth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-sixth hole to center of sixty-seventh hole: CV
- Distance from center of sixty-seventh hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-seventh hole to center of sixty-eighth hole: CV
- Distance from center of sixty-eighth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-eighth hole to center of sixty-ninth hole: CV
- Distance from center of sixty-ninth hole to right edge: CV
- Distance from center of sixty-ninth hole to center of seventieth hole: CV
- Distance from center of seventieth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventieth hole to center of seventy-first hole: CV
- Distance from center of seventy-first hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-first hole to center of seventy-second hole: CV
- Distance from center of seventy-second hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-second hole to center of seventy-third hole: CV
- Distance from center of seventy-third hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-third hole to center of seventy-fourth hole: CV
- Distance from center of seventy-fourth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-fourth hole to center of seventy-fifth hole: CV
- Distance from center of seventy-fifth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-fifth hole to center of seventy-sixth hole: CV
- Distance from center of seventy-sixth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-sixth hole to center of seventy-seventh hole: CV
- Distance from center of seventy-seventh hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-seventh hole to center of seventy-eighth hole: CV
- Distance from center of seventy-eighth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-eighth hole to center of seventy-ninth hole: CV
- Distance from center of seventy-ninth hole to right edge: CV
- Distance from center of seventy-ninth hole to center of eightieth hole: CV
- Distance from center of eightieth hole to right edge: CV
- Distance from center of eightieth hole to center of eighty-first hole: CV

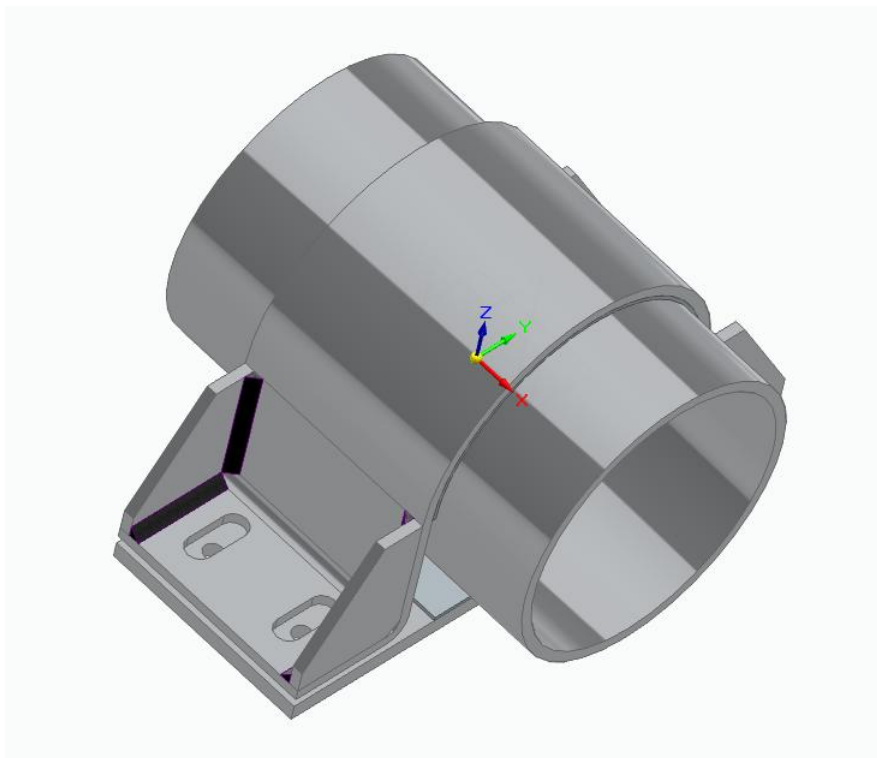
Rögzítő bilincs – fix csőmegfogás csőre hegesztett ütköző elemekkel:



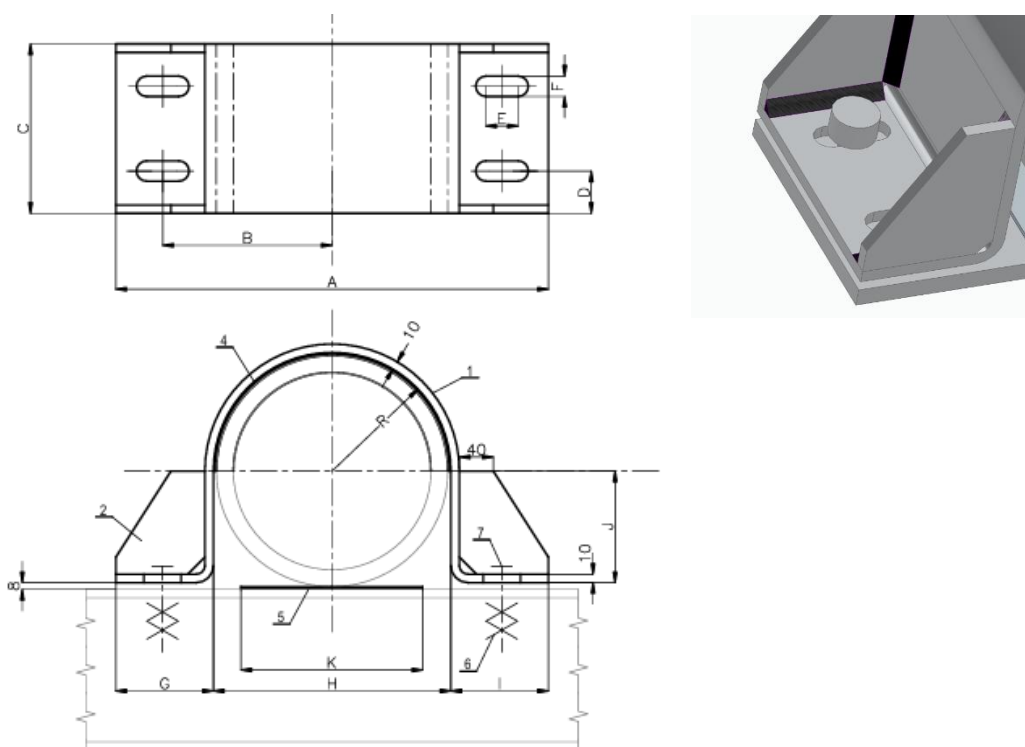
Összeállítási rajz [16]:



Alátámasztó bilincs - csúszó csőmegfogás limitált oldalirányú elmozdulással

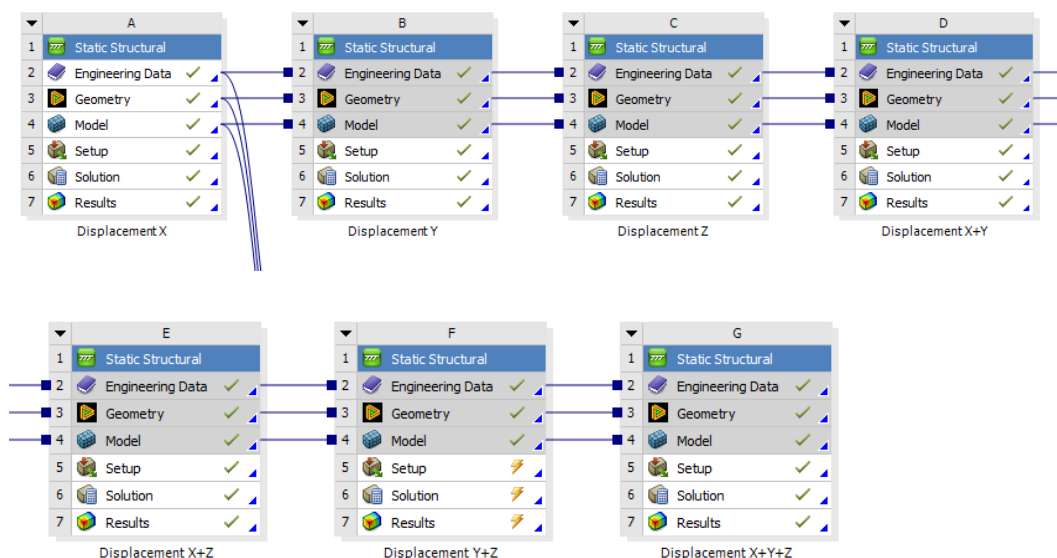


Összeállítási rajz [16]:

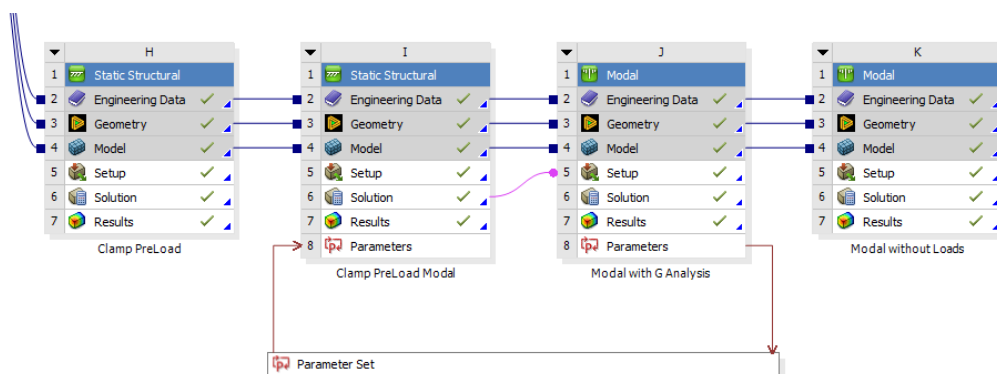


2. melléklet: ANSYS modellek felépítése

Merevség és megengedett terhelések meghatározása:



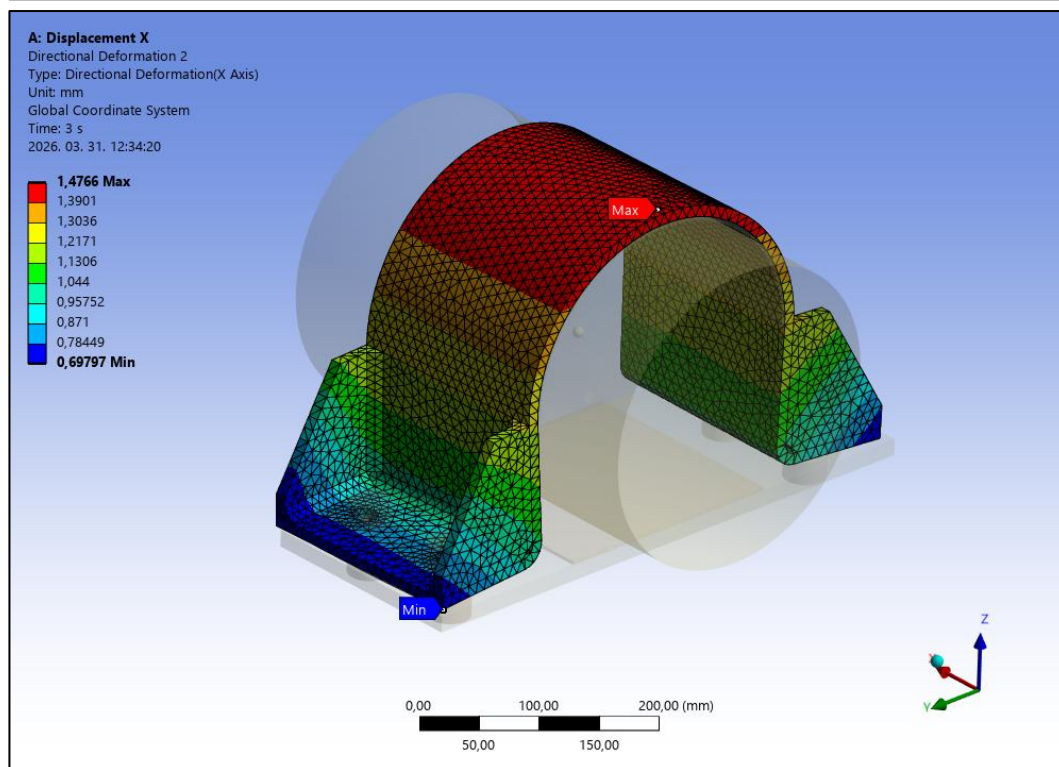
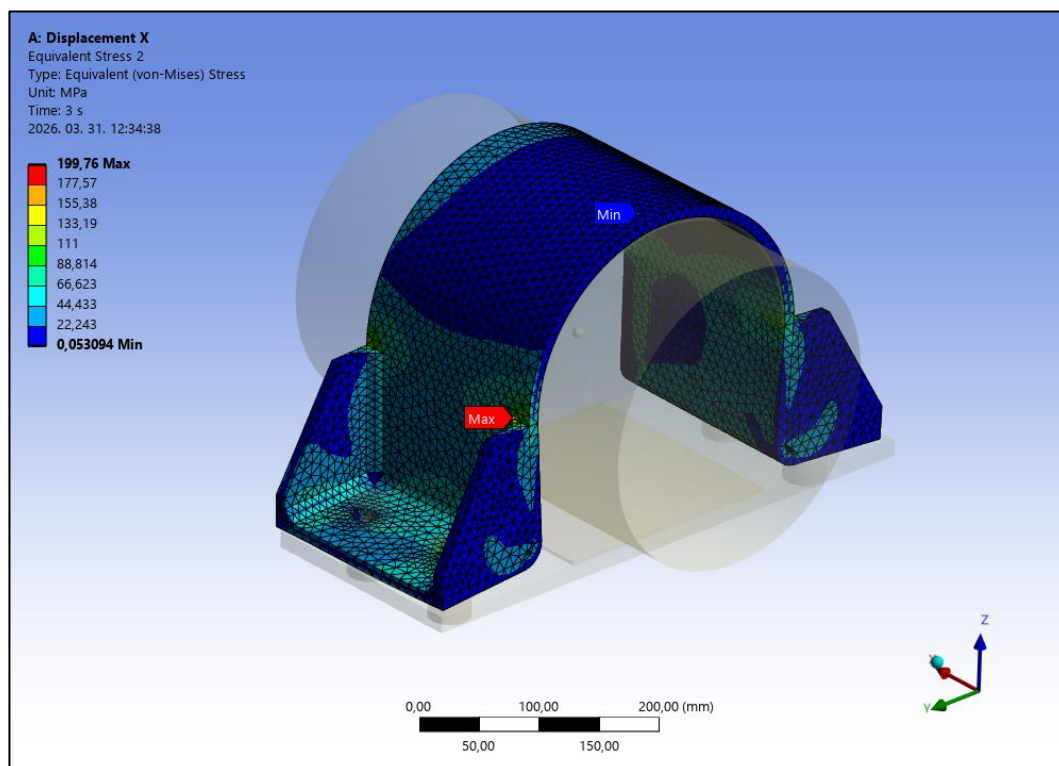
Bilincs előterhelés és sajátfrekvencia vizsgálat, paraméter beállítások:



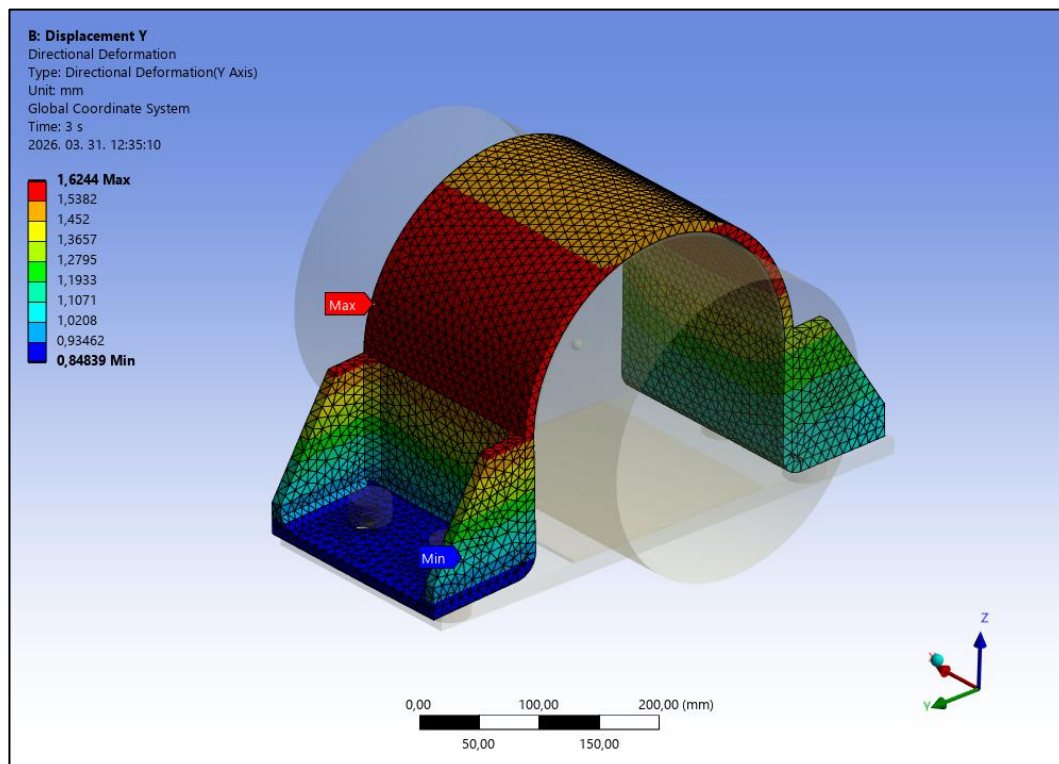
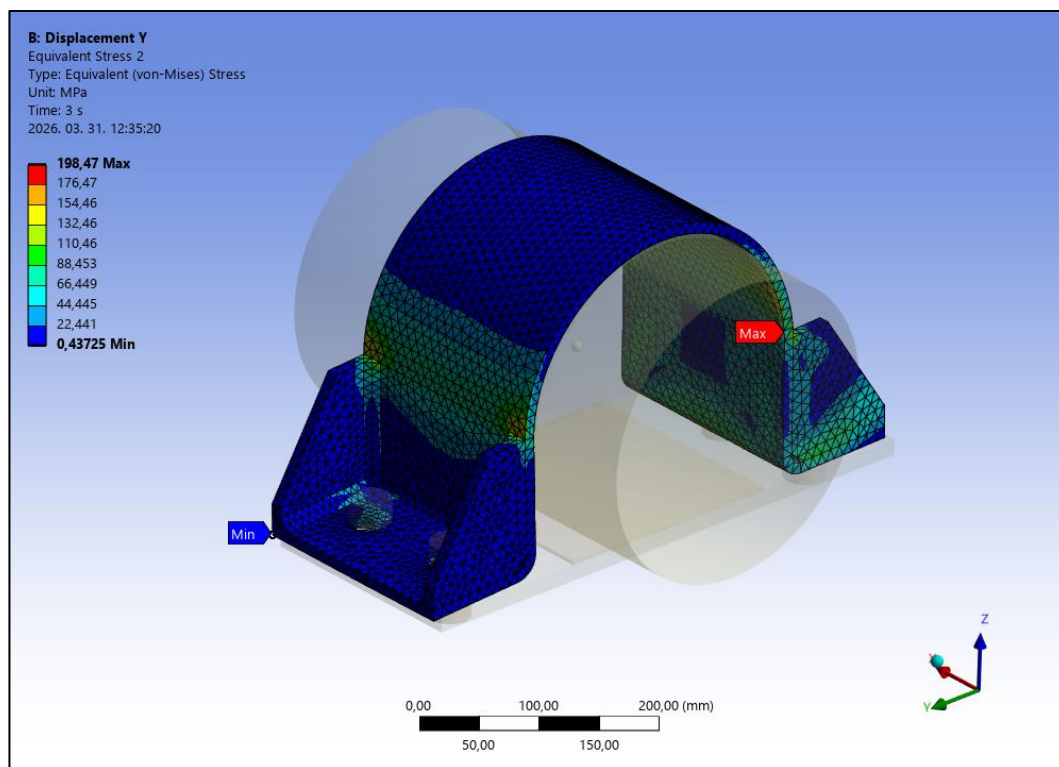
Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	Clamp PreLoad Modal (I1)			
4	P1	Bolt Pretension Preload	1000	N
*	New input parameter	New name	New expression	
6	Output Parameters			
7	Modal with G Analysis (J1)			
8	P2	Total Deformation Reported Frequency	198,92	Hz
9	P3	Total Deformation 2 Reported Frequency	238,47	Hz
10	P4	Total Deformation 3 Reported Frequency	266,03	Hz
11	P5	Total Deformation 4 Reported Frequency	266,31	Hz
12	P6	Total Deformation 5 Reported Frequency	309,35	Hz
13	P7	Total Deformation 6 Reported Frequency	355,87	Hz
*	New output parameter		New expression	
15	Charts			

3. melléklet: VEM eredmények – 2. modell

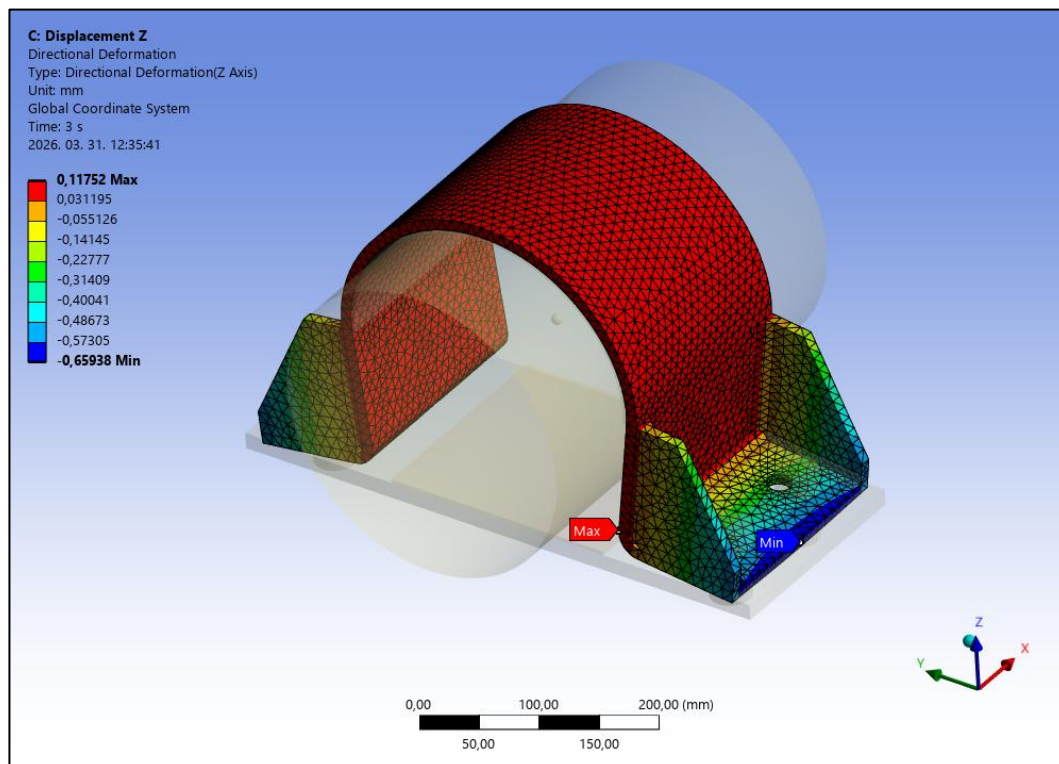
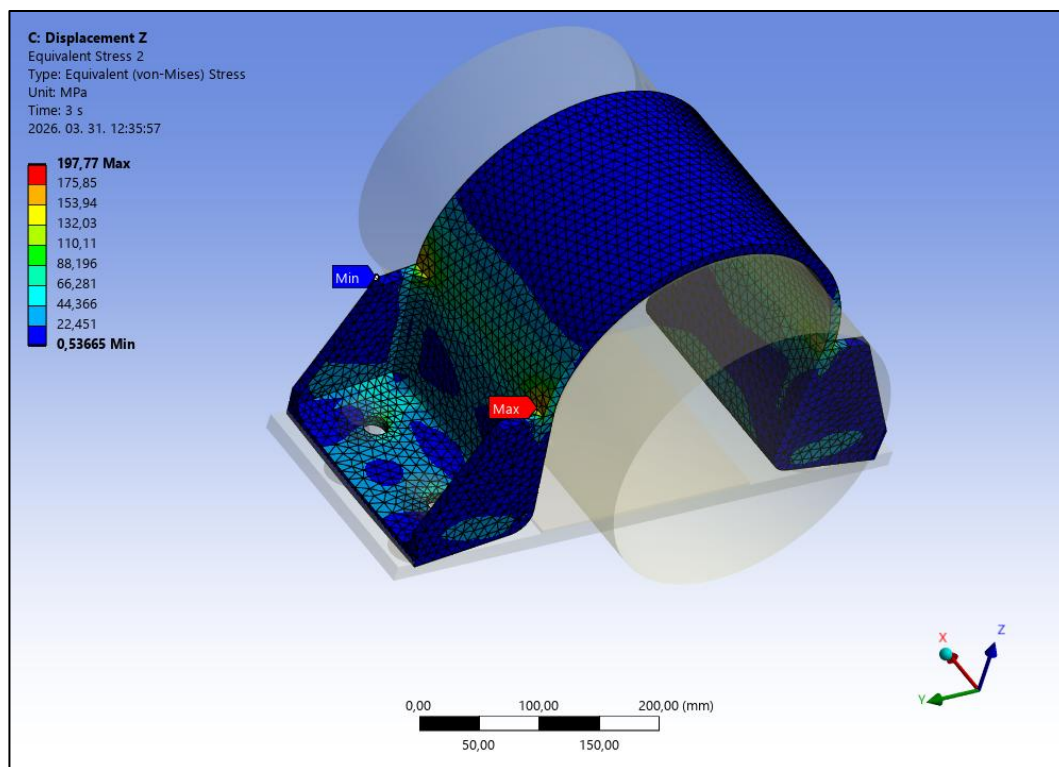
Terhelés X irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció



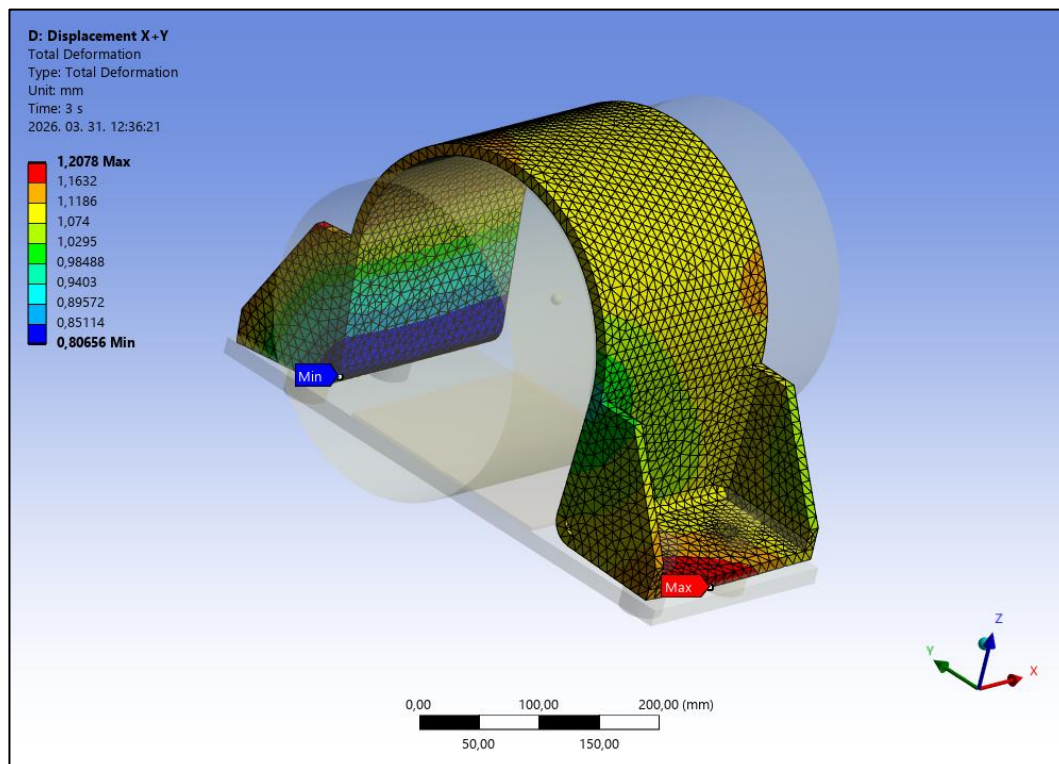
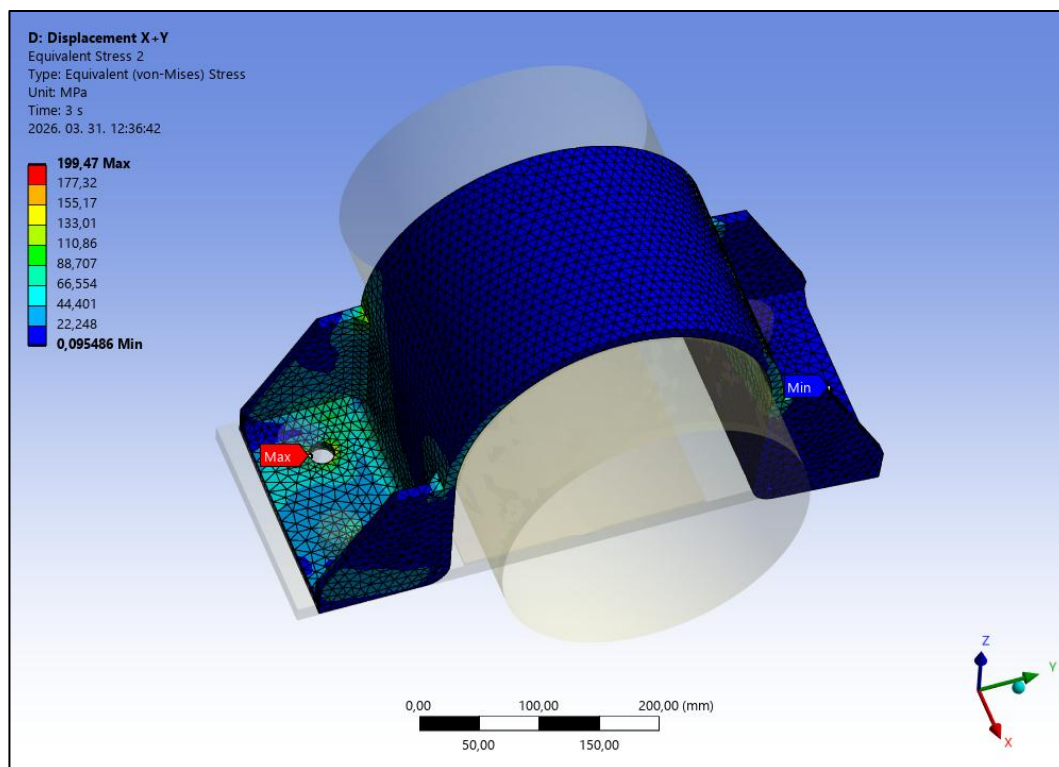
Terhelés Y irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció



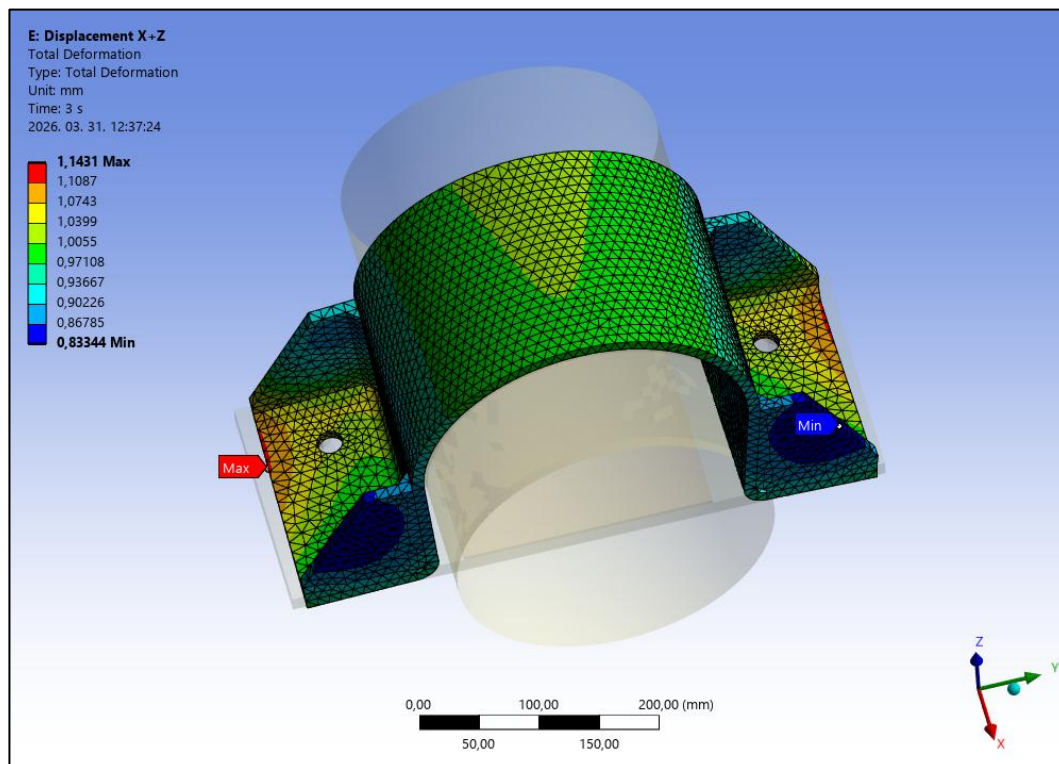
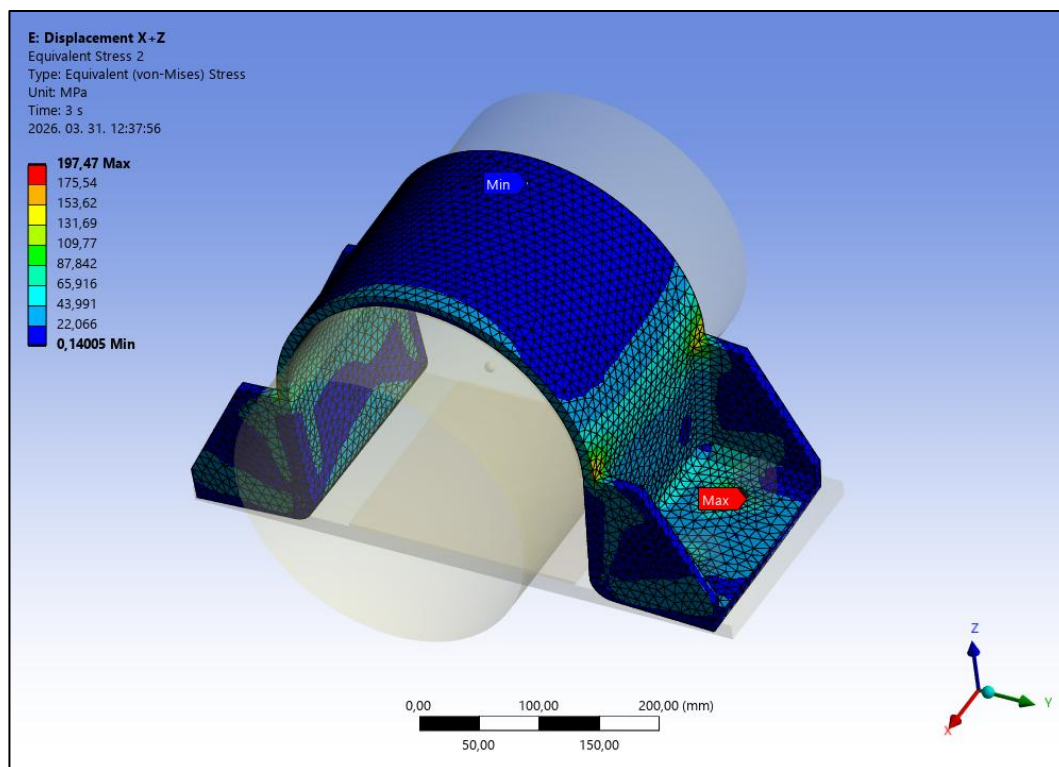
Terhelés Z irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció



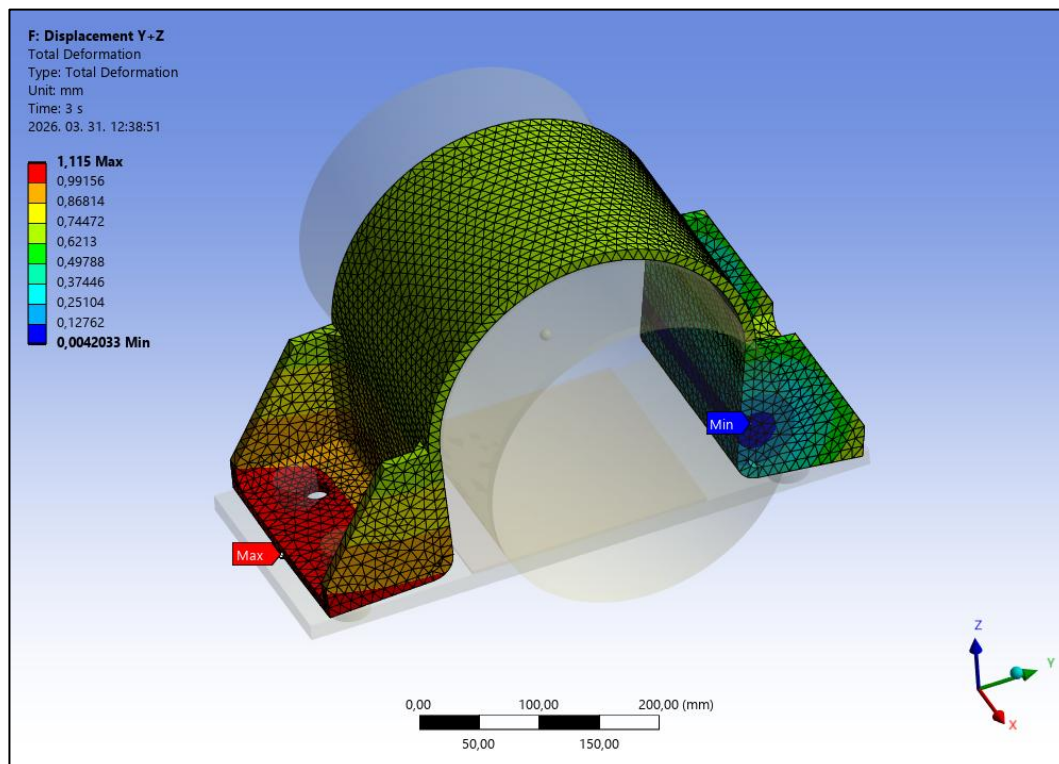
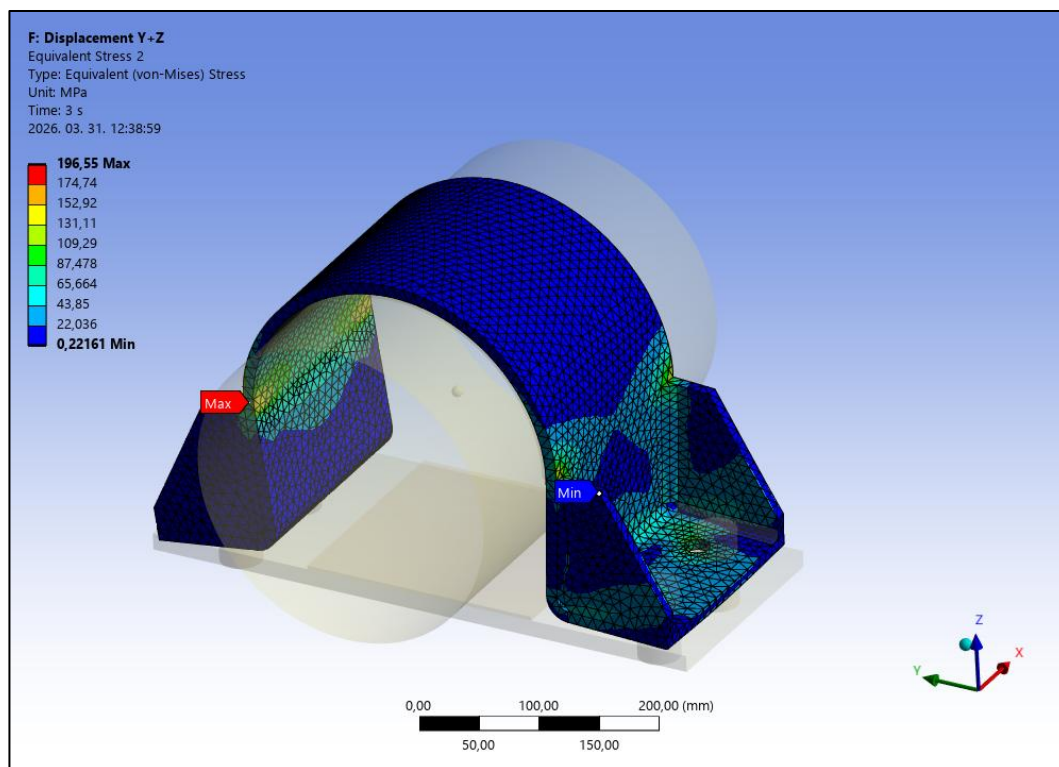
Kombinált terhelés X+Y irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció



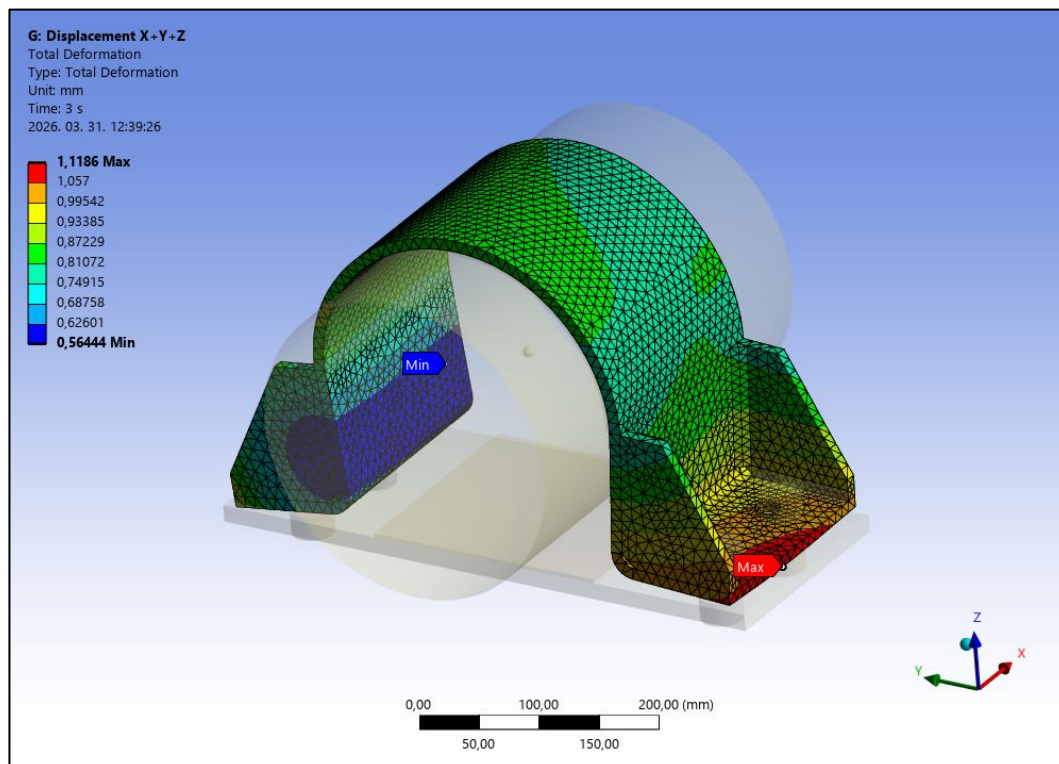
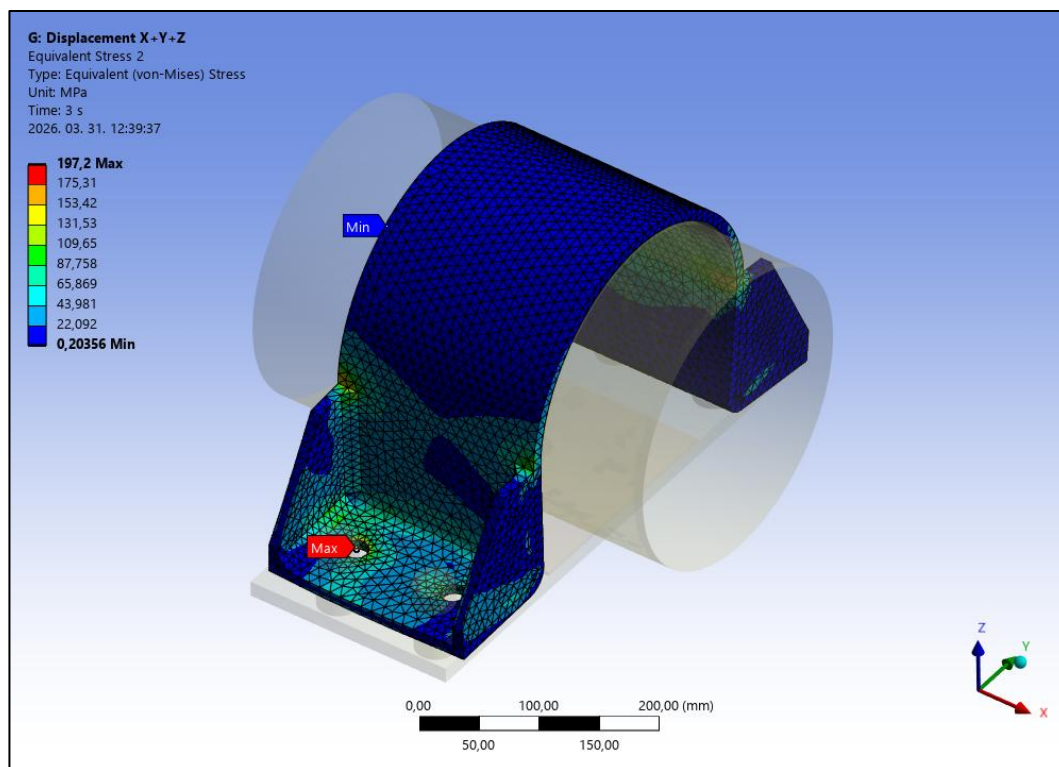
Kombinált terhelés X+Z irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció



Kombinált terhelés Y+Z irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció

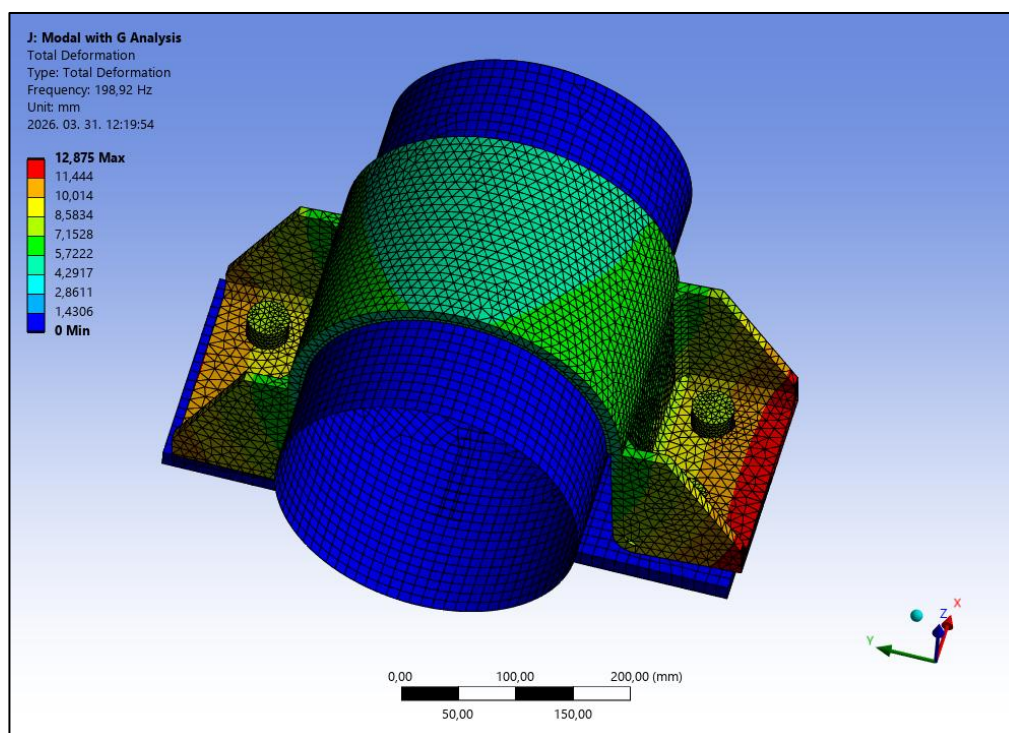


Kombinált terhelés X+Y+Z irányban: egyenértékű feszültségek és deformáció

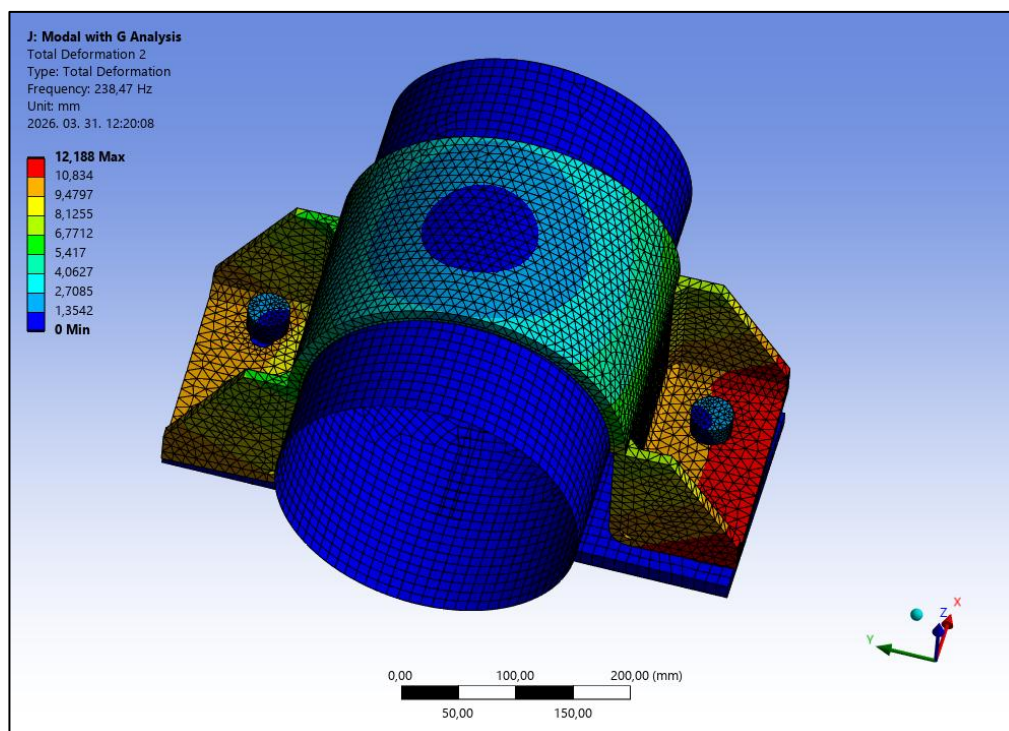


4. melléklet: Lengésképek – 2. modell

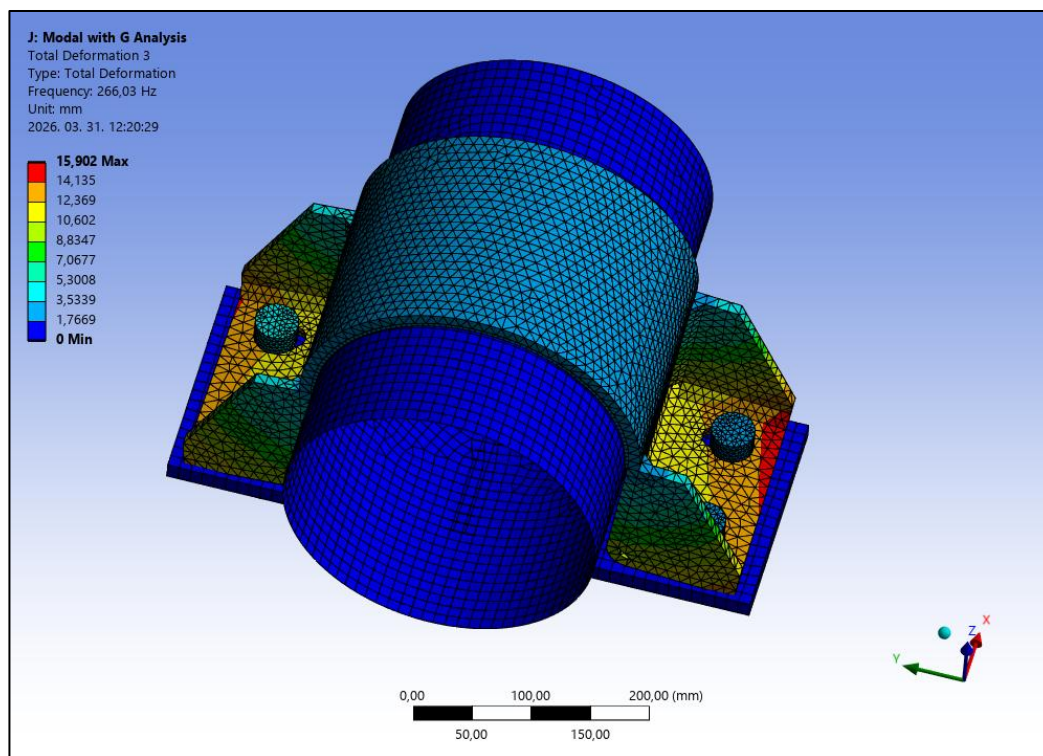
1. lengéskép: $f_1 = 198,92 \text{ Hz}$



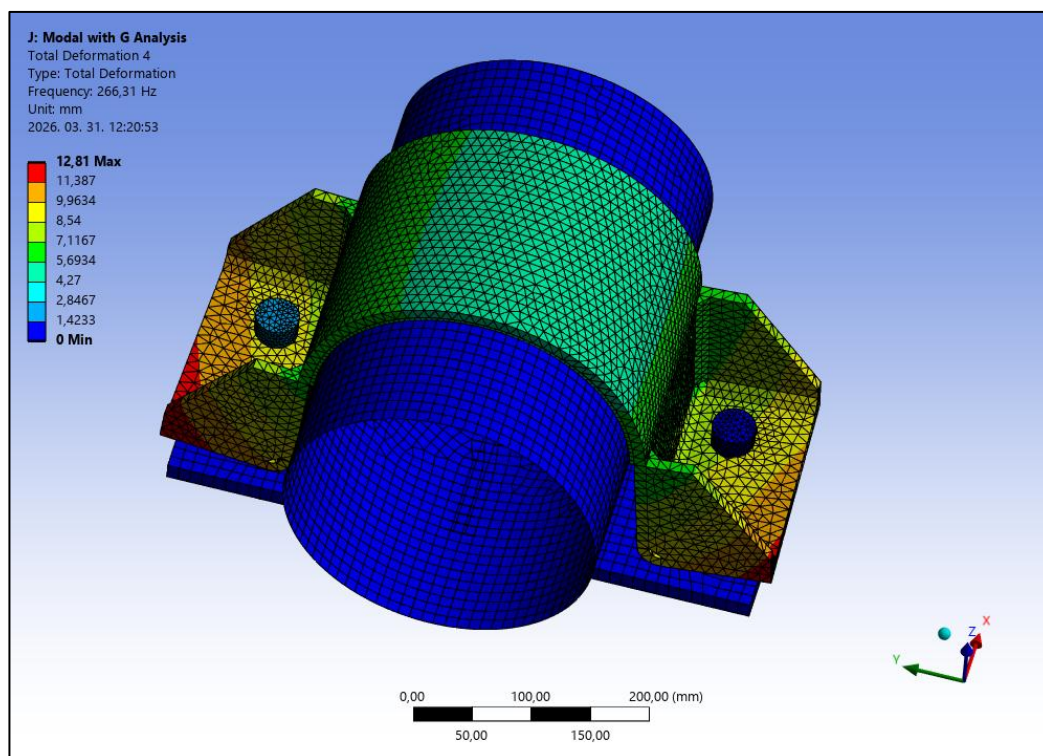
2. lengéskép: $f_2 = 238,47 \text{ Hz}$



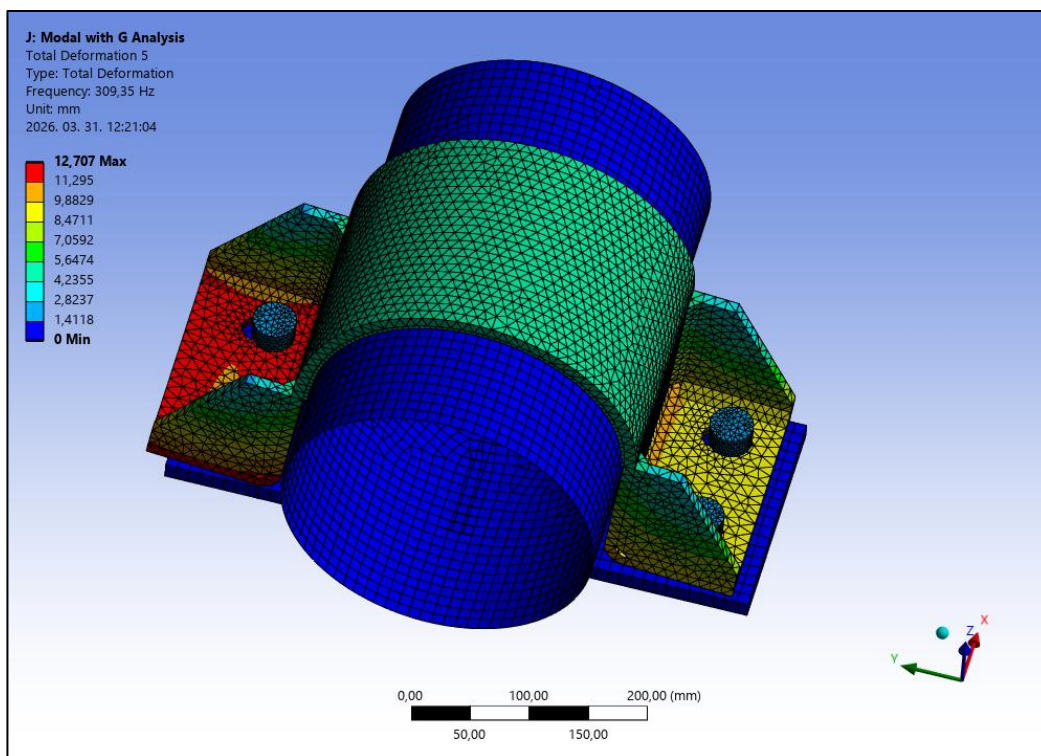
3. lengéskép: $f_3 = 266,03 \text{ Hz}$



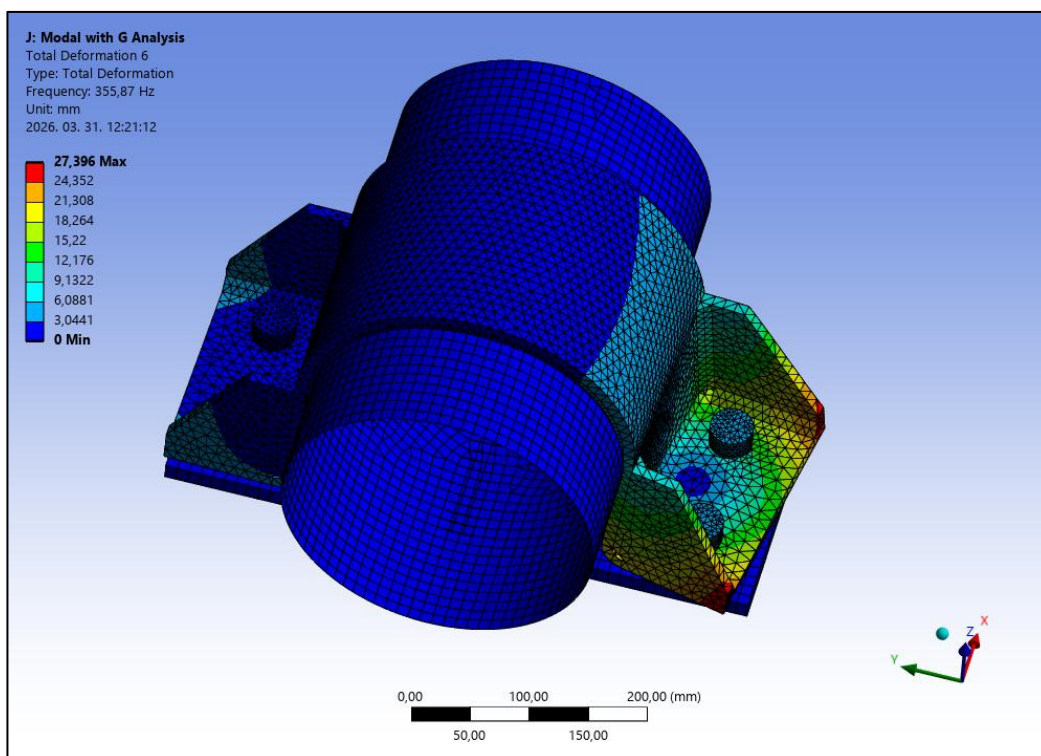
4. lengéskép: $f_4 = 266,31 \text{ Hz}$



5. lengéskép: $f_5 = 309,35 \text{ Hz}$



6. lengéskép: $f_6 = 355,87 \text{ Hz}$

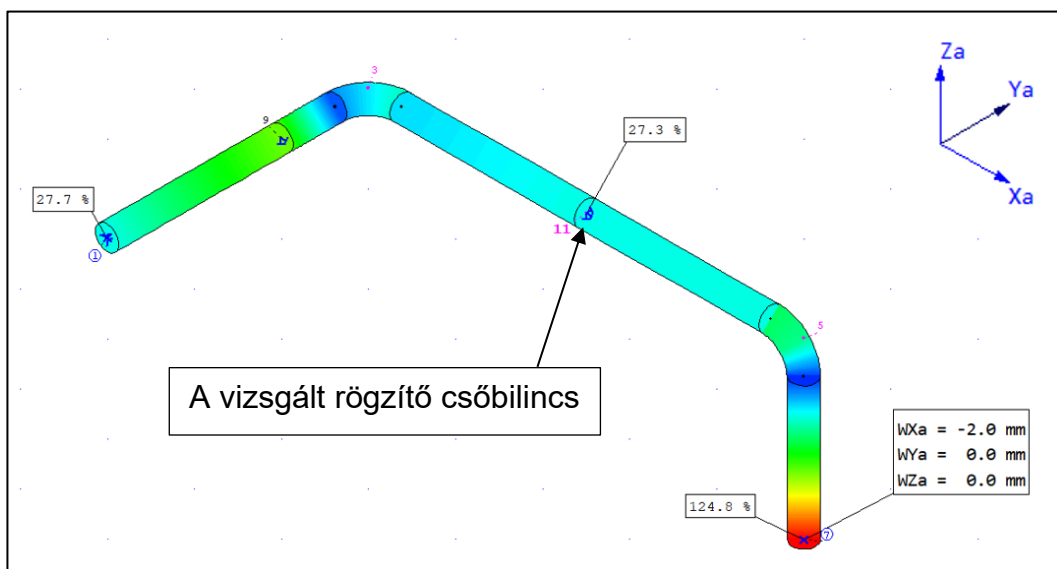


5. melléklet: Merevségi értékek alkalmazása a feszültséganalízisben

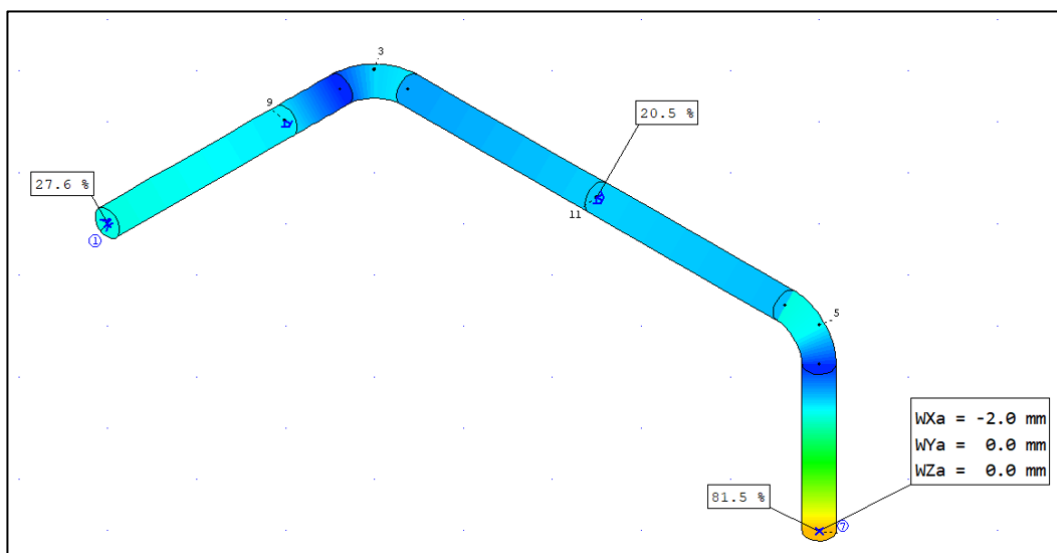
Vizsgálati körülmények:

DN 250 névleges átmérőjű csővezeték, bal oldali vége merev készülékcsomagra kapcsolódik, a jobb oldali vége egy gerincvezetékbe csatlakozik, amely a hőtágulás hatására 2 mm-t mozdul el. A végpontokon minden elfordulás és elmozdulás kötött. A szállított közeg üzemi hőmérséklete $+80^{\circ}\text{C}$, üzemi nyomása 16 bar(g), sűrűsége 1000 kg/m^3 . A csővezetékben főleg a hőtágulásból adódó feszültségek jelennek meg.

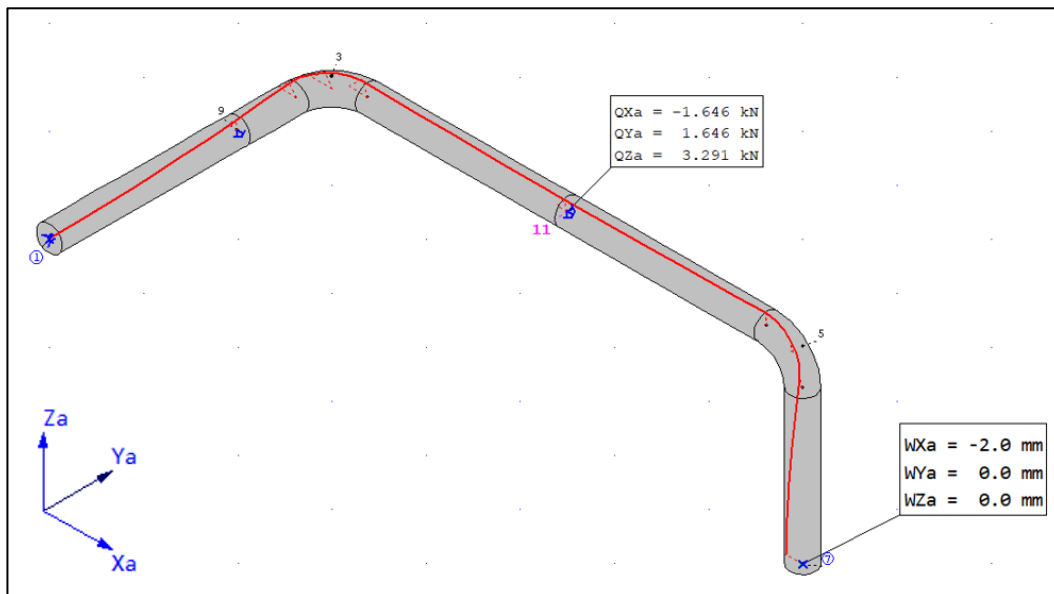
A/1: Csővezeteki feszültségek, a csőbilincs merev beállításával:



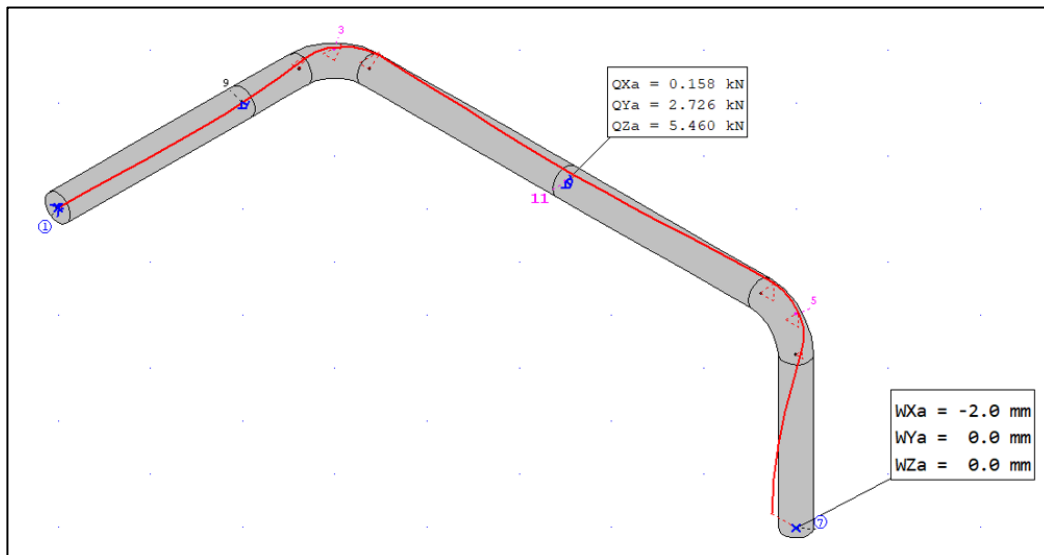
A/2: Csővezeteki feszültségek, a számított csőbilincs merevségeivel:



B/1: A tartószerkezetre átadódó terhelések a vizsgált csőmegfogásoknál, a csőbilincs merev beállításával:



B/2: A tartószerkezetre átadódó terhelések a vizsgált csőmegfogásoknál, a számított csőbilincs merevségekkel:



Figyelembe vett csőbilincs beállítási adatok:

- Súrlódási együttható: 0,5
- Kötött elmozdulások: X, Y, Z, Kötött elfordulások: nem definiált
- Egyéb limitáció: X irányban +/-3 mm korlátozott elmozdulás
- Beállított merevség: 2. modell G analízise alapján