



Miskolci Egyetem
Gépészmérnöki és Informatikai Kar
Gyártástudományi Intézet



TDK DOLGOZAT

Csavar meghúzási nyomaték meghatározása

KÉSZÍTETTE:

Bonta Norbert

járműmérnök szakos hallgató

KONZULENS:

Kun-Bodnár Krisztina

Egyetemi tanársegéd

Miskolc, 2024.

Tartalomjegyzék

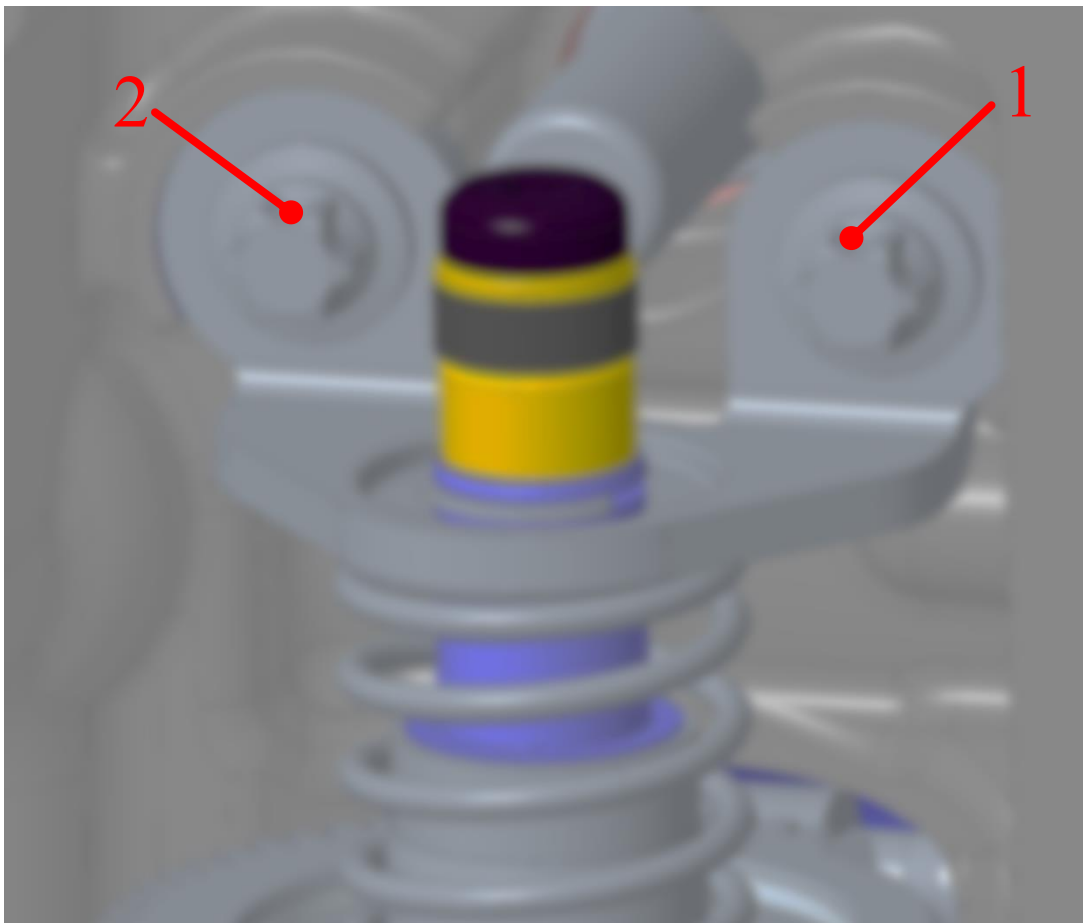
1. Bevezetés	1
2. A rendszer statikai elemzése	2
2.1 A fogaskerék és rotortengely kapcsolatának vizsgálata	3
2.1.1 A támasztóerők meghatározása	6
2.2 A kilingskerék és a kilincs közötti erőátadás	8
2.3 A kilincs és a reteszelő tengely kapcsolata	9
2.4 A perselyekre ható erők	10
2.5 A vizsgált csavarok erőhatásai	11
3. A csavarerők számítása	13
3.1 VDI 2230	14
3.2 Az előfeszítés értéke és a hozzátartozó lehúzási nyomaték meghatározása manuális módon	15
3.3 A csavarkötésben ébredő erők meghatározása a SchrauBer 3.0 segítségével	17
3.3.1 Információ	18
3.3.2 A csavar geometriai adatai	18
3.3.3 A csavar szilárdsági osztálya	20
3.3.4 A kötés típusa és tulajdonságai	20
3.3.5 Az összekapcsolt elemek	21
3.3.6 A külső terhelő erők	22
3.3.7 Az összeszerelési paraméterek	22
3.4 Eredmények	23
Összefoglalás	27
Irodalomjegyzék	28

1. Bevezetés

A dolgozatom témája egy automata sebességváltóban lévő csavarkötés külső és belső terheléseinek meghatározása. Ahhoz, hogy megtudjam határozni ezeket a terheléseket, el kell végeznem a váltó releváns elemeinek statikai vizsgálatát, így megkapom a csavarkötésre ható külső erőket. Majd ebből kiindulva meghatározom a belső erők értékeit a ZF által biztosított szabványok és program segítségével. Ezeknek az értékeknek a tudatában meg tudom határozni a csavar optimális lehúzási nyomatékát annak érdekében, hogy ellenőrizhessem, a vizsgált csavarkötésben ébredő feszültségek a megengedett értékeken belül vannak-e.

2. A rendszer statikai elemzése

A statikai vizsgálat során a célom a megadott csavarokra (1.ábra) ható külső erők meghatározása volt, ennek érdekében pedig a rendszer egy egyszerűsített modelljét kellett alapul vennem. Mivel a vizsgálat nem a hajtómű egészére terjedt ki, ezért a nem releváns részek a modellből el lettek távolítva. Elsősorban az elkülönített rendszer működésének elemzésével foglalkoztam, az egyes elemek hajtásviszonyainak meghatározásával és a fellépő erők definiálásával. Az erők meghatározásakor súrlódás nélküli esetet feltételeztem, a számítások egyszerűsítése érdekében, így a biztonság irányába eltérve.



1.ábra: a vizsgált csavarok

A vizsgálat és a működés szempontjából releváns elemek, a kihajtó tengely, rotortengely, kilingskerék, kilincs, vészhelyzeti aktuátor és a reteszelő tengely. A rotortengely rögzítése a kilinccsel történik, a kilingskeréken keresztül. A kilincset pedig a reteszelő tengely rögzíti. A reteszelő tengely működtetését egy elektromos motor által vezérelt csigahajtás és a szintén elektromosan vezérelt vészhelyzeti aktuátor végzi. A csigakerék speciálisan kialakított profiljának köszönhetően elfordulása során a profillal érintkező vészhelyzeti aktuátor csapágyazott tengelye megemeli a reteszelő tengelyt a rúgóerő ellenében, ekkor oldódik a reteszelés. Zárás során a csigakerék ellentétes irányba fordul el. Az áramellátás megszűnése esetén a vészhelyzeti aktuátor tengelye visszatér eredeti pozíciójába, ennek következtében az állandó rúgó-előfeszítés automatikusan zárja a reteszelést.

2.1 A fogaskerék és rotortengely kapcsolatának vizsgálata

A rendszer elemzését a két fogazott elemnek a kapcsolatával kezdtem (2. ábra), mivel kiindulási adatként a kihajtó tengelyre ható fékező nyomaték állt rendelkezésemre. A fogazott elemek geometriai tulajdonságainak ismeretében meghatároztam a fellépő tangenciális erőket.

$$F_{t1} = \frac{M_1}{d_1/2} = \frac{1000 \text{ Nm}}{0,099 \text{ m}} \approx 10101 \text{ N}$$

$$F_{t2} = -F_{t1}$$

F_{t1} – a fogaskerékre ható tangenciális erő

$M_1 = 1000 \text{ Nm}$ – a kihajtó tengelyre ható fékező nyomaték

$d_1 = 198 \text{ mm}$ – az fogaskerék osztóköreinek átmérője

F_{t2} – a rotortengelyre ható tangenciális erő

A 2.1. ábra alapján a tangenciális erők meghatározása után a kapcsoló szög és a foghajlás szögének az ismeretében az axiális és a radiális erők kiszámítását végeztem el. [3]

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 10101 \text{ N} * \tan 13^\circ \approx 2332 \text{ N}$$

$$F_{a2} = -F_{a1}$$

F_{a1} – a fogaskerékre ható axiális erő

β – foghajlás szög = 13°

F_{a2} – a rotortengelyre ható axiális erő

$$F_{r1} = F_{t1} * \tan \alpha_t = 10101 \text{ N} * \tan 22,5 = 4184 \text{ N}$$

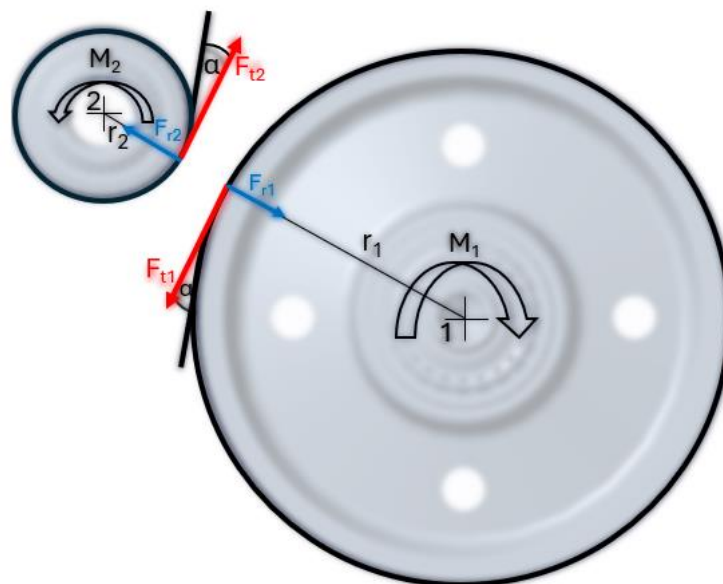
$$F_{r2} = -F_{r1}$$

F_{r1} – a fogaskerékre ható radiális erő

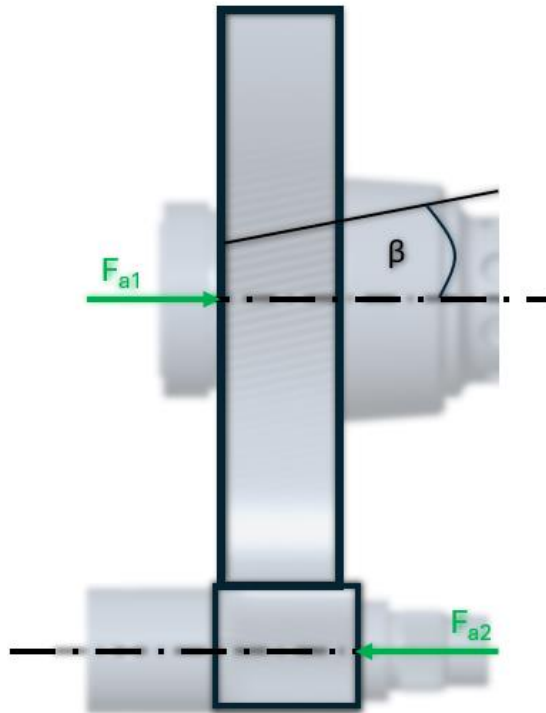
α_t : homlok – alapprofilszög = $\tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \approx 22,5^\circ$

α_n : normál – alapprofilszög = 22°

F_{r2} – a rotortengelyre ható radiális erő



2.ábra: a fogazott elemeken fellépő radiális és tangenciális erők



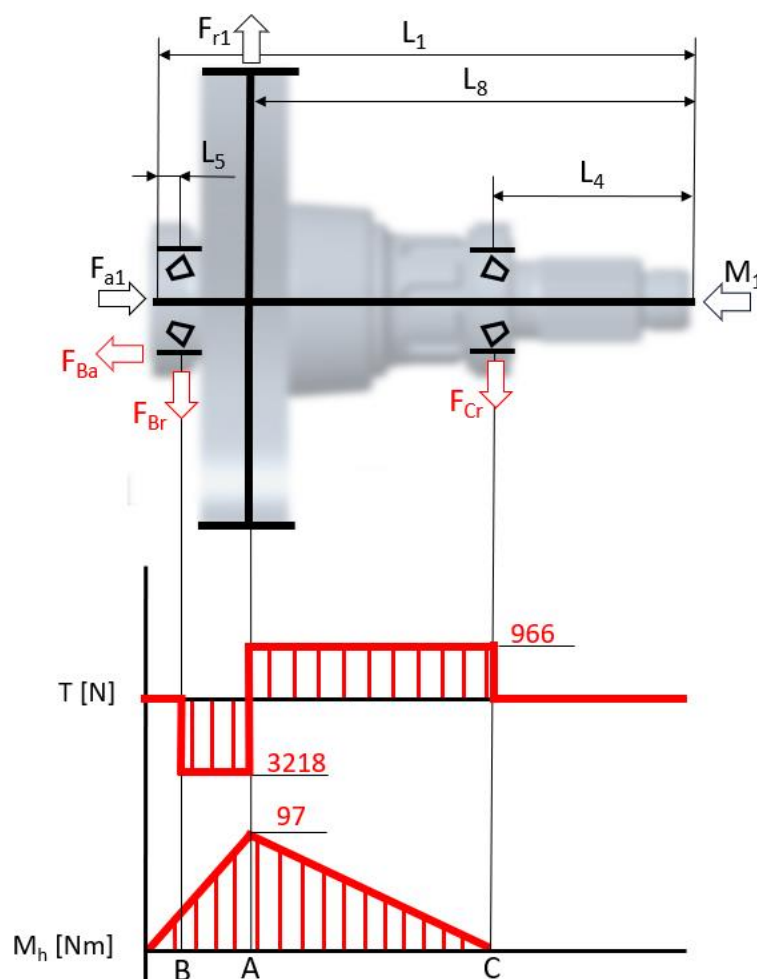
2.1.ábra: a tengelyekre ható axiális erők

Végül pedig meghatároztam a rotortengelyre ható forgatónyomatékot.

$$M_2 = F_{t2} * \left(\frac{d_2}{2}\right) = 10101 \text{ N} * 0,025 \text{ m} \approx 253 \text{ Nm}$$

2.1.1 A támasztóerők meghatározása

A radiális és axiális erők tudatában meghatároztam a tengelyek csapágyain megjelenő támasztó erőket statikai egyensúlyi egyenletek segítségével.



3.ábra: 1-es számú tengely erőviszonyai

$$F_{Ba} = -F_{a1}$$

$$F_{Br} = \frac{F_{r1} * (L_8 - L_4)}{L_1 - L_4 - L_5} = \frac{4184 \text{ N} * 0,1 \text{ m}}{0,13 \text{ m}} \approx 3218 \text{ N}$$

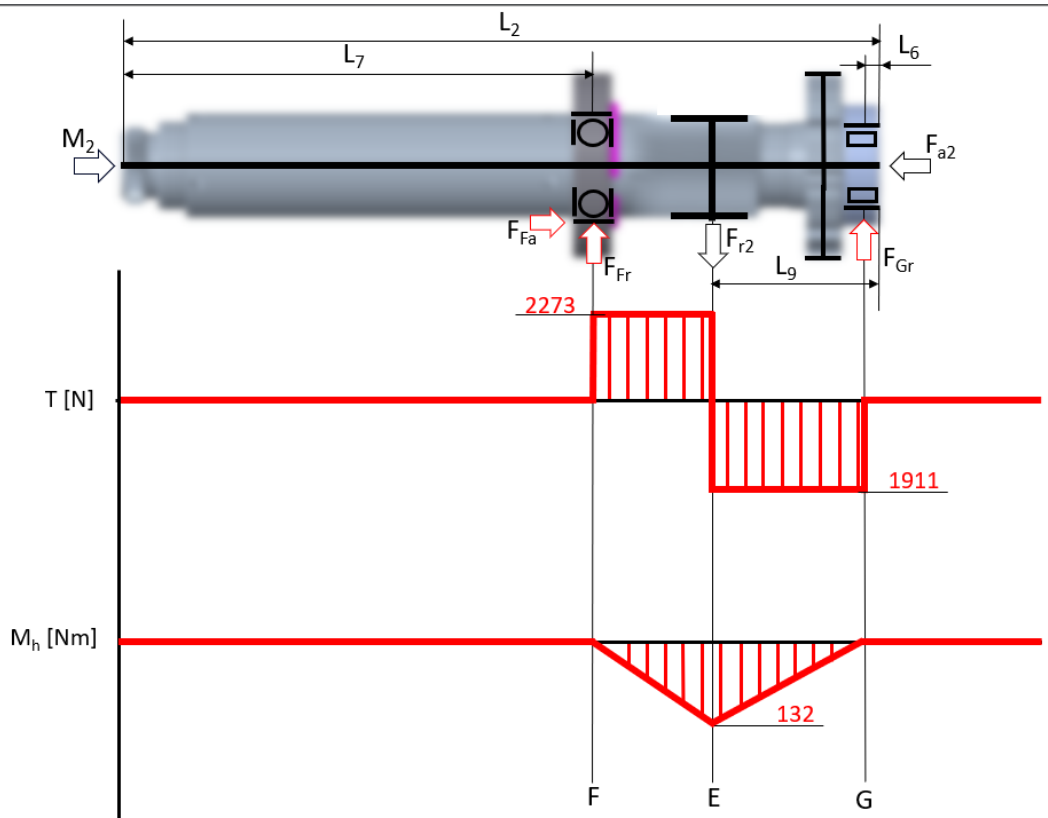
$$F_{Cr} = \frac{F_{r1} * (L_1 - L_8 - L_5)}{L_1 - L_4 - L_5} = \frac{4184 \text{ N} * 0,03 \text{ m}}{0,13 \text{ m}} \approx 966 \text{ N}$$

$$L_1 = 218 \text{ mm}$$

$$L_4 = 180 \text{ mm}$$

$$L_5 = 8 \text{ mm}$$

$$L_8 = 180 \text{ mm}$$



3.1.ábra: 2-es számú tengely erőviszonyai

$$F_{Fa} = -F_{a2}$$

$$F_{Fr} = \frac{F_{r2} * (L_9 - L_6)}{L_2 - L_7 - L_6} = \frac{4184 \text{ N} * 0,069 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} \approx 2273 \text{ N}$$

$$F_{Gr} = \frac{F_{r2} * (L_2 - L_7 - L_9)}{L_2 - L_7 - L_6} = \frac{4184 \text{ N} * 0,058 \text{ m}}{0,127 \text{ m}} \approx 1911 \text{ N}$$

$$L_2 = 356 \text{ mm}$$

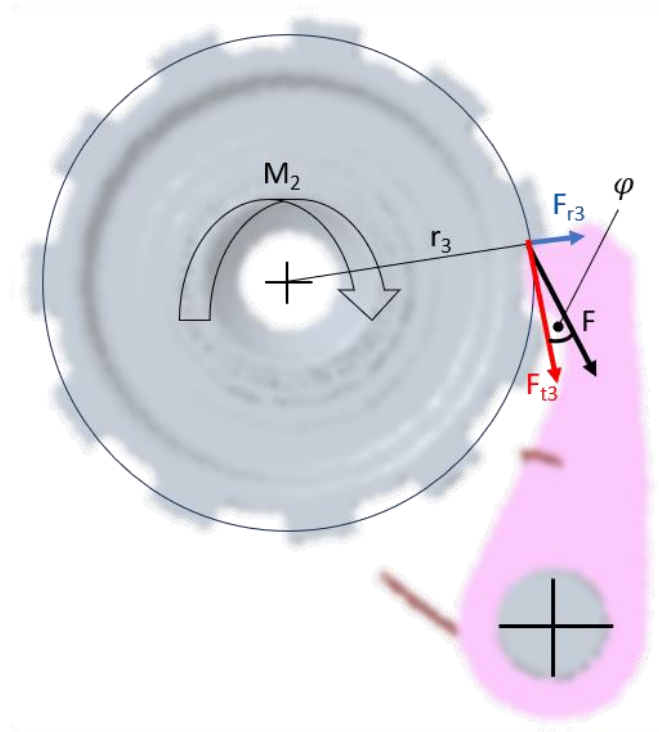
$$L_6 = 8 \text{ mm}$$

$$L_7 = 221 \text{ mm}$$

$$L_9 = 77 \text{ mm}$$

2.2 A kilingskerék és a kilincs közötti erőátadás

Ahhoz, hogy megtudjam határozni a kilincs és a kilingskerék közötti erőátadás mértékét (4. ábra), a rotortengelyre ható forgatónyomaték segítségével kiszámítottam a kilingskeréken fellépő tangenciális erő nagyságát.



4.ábra: a kilingskerék és a kilincs közötti erőviszony

$$F_{t3} = \frac{M_2}{r_3} = \frac{253 \text{ Nm}}{0,045 \text{ m}} \approx 5622 \text{ N}$$

$r_3 = 45 \text{ mm}$ – a kilingskerék osztókörének sugara

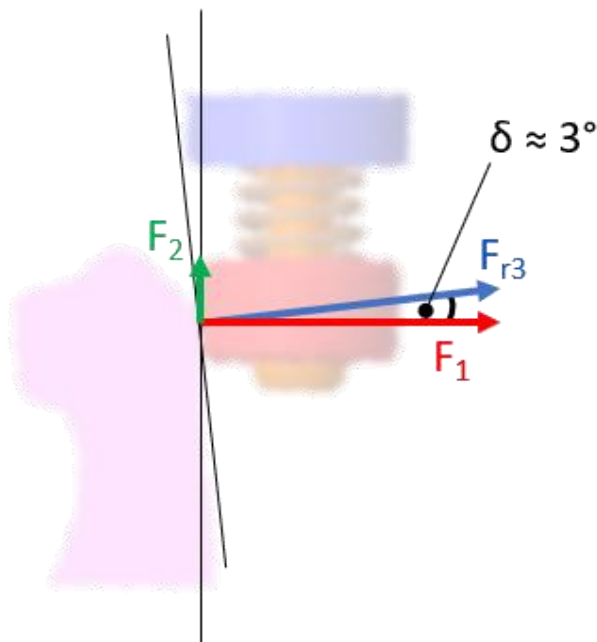
Következő lépésként meg kellett határoznom az eredő erő másik komponensét is, ehhez pedig szükségem volt a tangenciális- és az eredő erő által bezárt szögre. Ezt a szöget a 3D modellben történő mérés segítségével állapítottam meg.

$$F_{r3} = F_{t3} * \tan \varphi = 5622 \text{ N} * \tan 14^\circ = 1402 \text{ N}$$

$\varphi = 14^\circ$ – az eredő (F) és a tangenciális erő (F_{t3}) közötti szögeltérés

2.3 A kilincs és a reteszelő tengely kapcsolata

A két felület érintkezéséből adódóan itt is komponensekre bomlik az eredő erő, de az eltérés minimális mivel a bezárt szög is kis mértékű. Mivel a reteszelő tengelyre ható erők közül az F_2 értéke csekély és nem releváns a számítás szempontjából, ezért azt a továbbiakban nem vettem figyelembe. (5. ábra)



5.ábra: a kilincs és reteszelő tengely kapcsolata

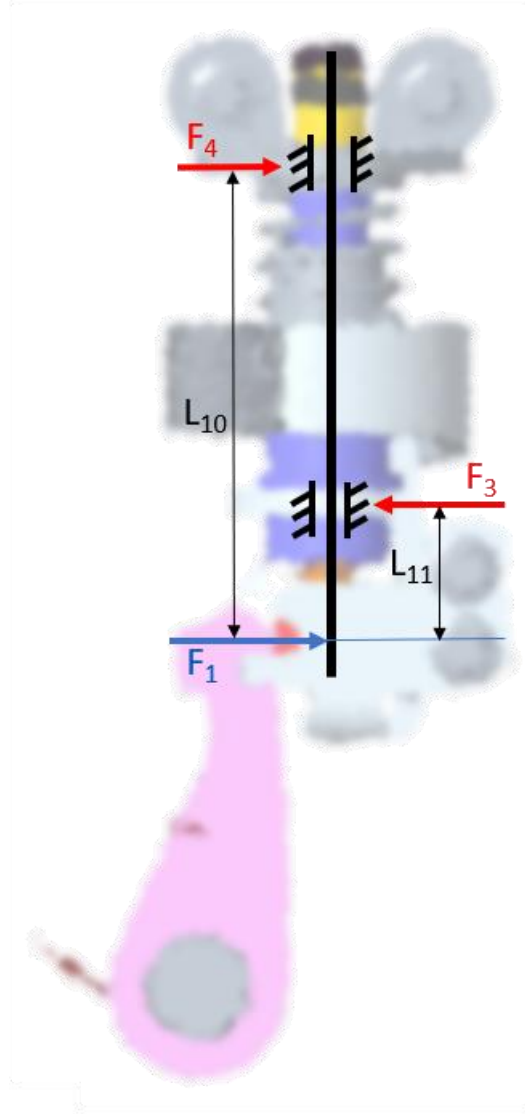
$$F_1 = F_{r3} * \cos \delta = 1402 \text{ N} * \cos 3^\circ \approx 1400 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{r3} * \sin \delta = 1402 \text{ N} * \sin 3^\circ \approx 73 \text{ N}$$

$\delta = 3^\circ$ – az F_{r3} és az F_1 közötti szögeltérés

2.4 A perselyekre ható erők

A perselyek rögzítik a reteszt a házhoz és biztosítják az axiális elmozdulást. A reteszen átadódó erőt ezek a perselyek veszik fel. Következő lépésként meghatároztam az egyes elemekben ébredő támasztó erőket egy egyszerűsített modell alapján. (6. ábra)



6.ábra: a tartó lemezekben ébredő támasztó erők

$$F_3 = \frac{F_1 * L_{10}}{(L_{10} - L_{11})} = \frac{1400 \text{ N} * 0,091 \text{ m}}{0,064 \text{ m}} = 1991 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{F_1 * L_{11}}{(L_{10} - L_{11})} = \frac{1400 \text{ N} * 0,027 \text{ m}}{0,064 \text{ m}} = 591 \text{ N}$$

$$L_{10} = 91 \text{ mm}$$

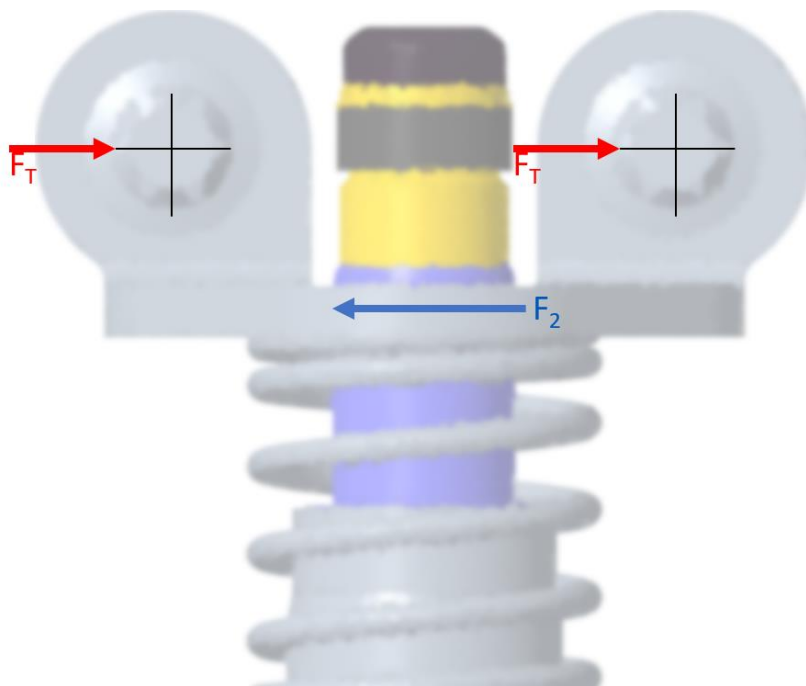
$$L_{11} = 27 \text{ mm}$$

2.5 A vizsgált csavarok erőhatásai

A felső perselyen keresztül a retesz erőt fejt ki a csavarokra, ez az erő egyrészt nyíró igénybevételnek teszi ki a csavarokat, másrészt hajlítónyomatékot fejt ki a perselyre, aminek következtében pedig axiális terhelés is éri a két csavart. A geometriai méretek és a perselyre ható erő tudatában meghatároztam a csavarokra ható támasztóerőket.

$$F_T = \frac{F_2}{2} = \frac{591 \text{ N}}{2} \approx 296 \text{ N}$$

Mivel a persely szimmetrikus a nyíróerő a két csavar esetében megegyezik. (7. ábra)



7.ábra: a csavarokra ható nyíróerők

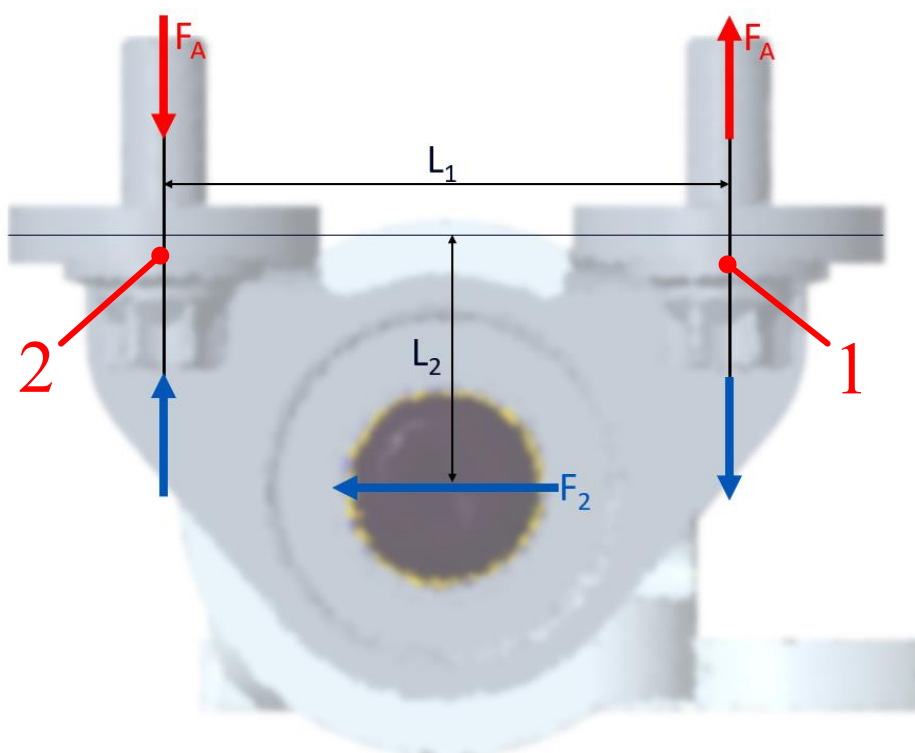
$$F_2 = \frac{F_2 * L_2}{L_1} = \frac{591 \text{ N} * 0,018 \text{ m}}{0,04 \text{ m}} \approx 266 \text{ N}$$

$$L_1 = 40 \text{ mm}$$

$$L_2 = 18 \text{ mm}$$

Szintén megegyezik az erők nagysága a szimmetriából kifolyólag, viszont irányuk ellentétes.

A számítás eredményeként megkaptam a csavarra ható külső erőket, amiből kifolyólag megtudtam határozni a csavarkötésben ébredő erők nagyságát. A csavarerők meghatározásakor az 1-es számú (7.1.ábra) csavart vettem figyelembe, mivel ott még egy további húzó igénybevétel terheli a csavart a hajlítónyomatékból kifolyólag.



7.1.ábra: a hajlítónyomatékból származó axiális erők

3. A csavarerők számítása

Ahhoz, hogy a csavarkötés elviselje az őt érő terheléseket és ne lazuljon meg, vagy ne érje károsodás meg kell határoznunk a csavar optimális előfeszítését és a hozzá tartozó lehúzási nyomatékot. Ehhez a német VDI-2230-as szabványt [1] használtam, mely fokozott igénybevételű csavarkötések esetében fellépő terhelések szisztematikus számolására alkalmas.

A számítás során különböző paraméterekre volt szükségem, mint pl.: a csavar geometriai tulajdonságai, különböző felületek között fellépő súrlódási együtthatók, az összekapcsolt elemek anyagai stb. ezen paraméterek egy része adott volt, egy részét pedig a szabvány által javasolt becsléssel állapítottam meg. Mivel a számítás során különböző eseteket is vizsgálnom kellett, - mint pl., hogy különböző hőmérsékleten, hogyan változnak a csavarkötésben ébredő erők, ezért a számítást ZF Hungária Kft. által használatos „SchrauBer 3.0” programmal végeztem, mely a már korábban említett VDI 2230-as szabvány alapján végzi a számításokat.

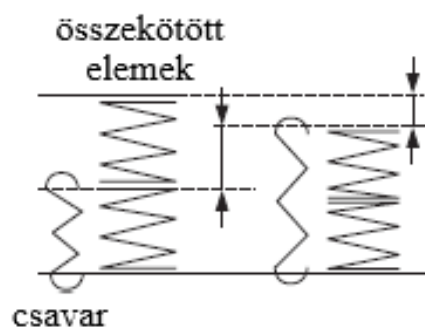
A számítások egy részét manuálisan is elvégeztem, annak érdekében, hogy össze tudjam hasonlítani mekkora az eltérés a program által számolt és a manuálisan számolt eredmények között. Azért léphet fel eltérés, mert a program a számítása során több tényezőt vesz figyelembe, a manuális számítással szemben így pontosabb eredménnyel szolgál.

Az elvégzett számítások eredményeként megkapjuk az optimális előfeszítés értékét, a hozzátartozó lehúzási nyomaték értékét, a csavarkötésben ébredő erők nagyságát, különböző biztonsági tényezőket és egy rugalmassági diagramot. A megkapott értékek alapján, pedig megtudjuk állapítani, hogy a választott csavar képes-e elviselni a ráható terheléseket azon feltételek mellett, amelyeket megszabtunk és hogy mekkora „tartalék” áll még rendelkezésünkre, azaz, hogy a meglévő terhelésen felül mekkora terhelést képes még elviselni a csavarkötés károsodás nélkül.

3.1 VDI 2230

A VDI 2230-as szabvány [1] több mint 40 éve van használatban az iparban, egy szisztematikus módszer, mely lépésenként vezet végig a csavarkötés terheléseinek meghatározásában, annak érdekében, hogy megbízható eredményekkel szolgáljon, amelyeket a gyakorlatban is fel tudunk használni. Az idő előre haladtával folyamatosan fejlesztik és kiegészítik, hogy naprakész legyen.

A szabvány nagy szilárdságú (8.8-12.9) acél csavarokra vonatkozik 60°-os szelvény szöggel, M4-es mérettől egészen M39-ig. A csavarkötések alap terheléseinek vizsgálatához a rugó modellt alkalmazza (8. ábra), melyben a csavart egy húzórugó, az összekötött elemeket pedig nyomórugók szimbolizálják a hozzájuk tartozó rugalmassági tényezővel. Két féle terhelést tud kezelni Ezek a statikus és a dinamikus terhelések, a dinamikus terhelésen belül pedig több csoportot különböztet meg.



8.ábra: csavarkötés rugómodellje

Amellett, hogy a szabvány tartalmazza a számításokhoz szükséges képleteket, több tapasztalati értékkel is szolgál melyeket az iparból vett át, az egyes értékek meghatározásához és megbecsléséhez. Összességében a szabvány a megfelelő paraméterekkel pontos számítási értékekkel szolgál számunkra, viszont kritikus esetekben véges elemes módszer alkalmazása ajánlott.

3.2 Az előfeszítés értéke és a hozzátartozó lehúzási nyomaték meghatározása manuális módon

A folyáshatárhoz tartozó előfeszítési erő 90%-os kihasználási tényezővel

$$\begin{aligned}
 F_{M0,2} &= \frac{A_s * R_{p0,2min} * v}{\sqrt{1 + 3\left[\frac{3}{2} * \frac{d_2}{d_0} * \left(\frac{P}{\pi * d_2} + 1,115 * \mu_{Gmin}\right)\right]^2}} \\
 &= \frac{20,12 \text{ mm}^2 * 940 \text{ MPa}}{\sqrt{1 + 3\left[\frac{3}{2} * \frac{5,35 \text{ mm}}{5,0615 \text{ mm}} * \left(\frac{1 \text{ mm}}{\pi * 5,35 \text{ mm}} + 1,115 * 0,12\right)\right]^2}} \\
 &\approx 14952 \text{ N [4]}
 \end{aligned}$$

A_s – feszültségi keresztmetszet

d_2 – menet középátmérő

$d_0 = \frac{(d_2 + d_a)}{2}$ – a csavar legkisebb, releváns keresztmetszeti átmérője

P – menetemelkedés

$R_{p0,2min}$ – folyáshatár

v – kihasználási tényező

μ_{Gmin} – a menetek közötti súrlódási együttható min. értéke

Az előfeszítési erőhöz tartozó lehúzási nyomaték

$$\begin{aligned}
 M_{A\text{Tab}} &= \frac{F_{M0,2} * (0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_{Gmin} + \frac{D_{Km}}{2} * \mu_{Kmin})}{1 + M_{Atol}} \\
 &= \frac{14952 \text{ N} * (0,16 * 1 \text{ mm} + 0,58 * 5,35 \text{ mm} * 0,12 + 4,75 * 0,12)}{(1 + 0,1) * 1000} \\
 &\approx 15 \text{ Nm [4]}
 \end{aligned}$$

μ_{Kmin} – a csavarfej és a felfekvő felület közötti súrlódási együttható min. értéke

$D_{Km} = \frac{(D_{Ki} + d_w)}{2}$ – a súrlódási nyomatékhoz tartozó effektív átmérő (csavarfejnél)

$D_{Ki} = \max(d_a, d_h)$ – a csavarfej érintkező felületének belső átmérője

$M_{A\,tol+}$ – a nyomaték tűrésének felső határa

Az előfeszítési erő minimális értéke a számolt nyomaték mellett

$$\begin{aligned} F_{M\,Tab\,min} &= \frac{M_{A\,Tab}}{(0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_{G\,max} + \frac{D_{Km}}{2} * \mu_{K\,max})} \\ &= \frac{15\,Nm}{(0,16 * 1\,mm + 0,58 * 5,35\,mm * 0,2 + 4,75\,mm * 0,2)} \\ &= 8658\,N\,[4] \end{aligned}$$

$\mu_{G\,max}$ – a menetek közötti súrlódási együttható max. értéke

$\mu_{K\,max}$ – a csavarfej és a felfekvő felület közötti súrlódási együttható max. értéke

Az előfeszítési erő maximális értéke a számolt nyomaték mellett

$$\begin{aligned} F_{M\,Tab\,max} &= \frac{M_{A\,Tab}}{(0,16 * P + 0,58 * d_2 * \mu_{G\,min} + \frac{D_{Km}}{2} * \mu_{K\,min})} \\ &= \frac{15\,Nm}{(0,16 * 1\,mm + 0,58 * 5,35\,mm * 0,12 + 4,75\,mm * 0,12)} \\ &\approx 13593\,N\,[4] \end{aligned}$$

Az előfeszítési erő minimális értéke

$$F_{Mmin} = F_{M\,Tab\,min} * (1 - M_{A\,tol-}) = 8658\,N * (1 - 0,1) \approx 7793\,N\,[4]$$

Az előfeszítési erő maximális értéke

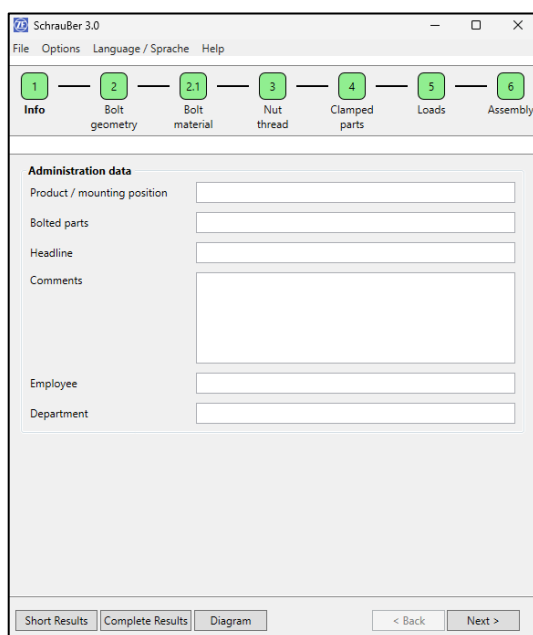
$$F_{Mmax} = F_{M\,Tab\,max} * (1 + M_{A\,tol+}) = 13593\,N * (1 + 0,1) \approx 14952\,N\,[4]$$

3.3 A csavarkötésben ébredő erők meghatározása a SchrauBer 3.0 segítségével

A Schrauber 3.0 egy, a ZF által használt program, mely egy adott csavarkötés terheléseinek meghatározására alkalmas. A számításokat a VDI 2230-as szabvány [1] alapján végzi, a felhasználó által megadott paraméterek alapján. A Schrauber 3.0 program kezelőfelületét a 9. ábra szemlélteti.

A számításhoz szükséges paramétereket fejezetekbe rendezi, ezek pl. a csavar geometriai adatai, az összekötött elemek, terhelések stb. A felhasználó munkájának megkönnyítése érdekében az egyes paraméterek kiválasztása során előre meghatározott opciókkal rendelkezik a program, amelyek közé tartozhatnak a ZF által használt alapanyagok paraméterei, vagy általános szabványok adatai pl. a csavar kiválasztásánál. Szükség esetén egyéni paraméterekkel történő számításra is lehetőséget ad a program.

A számítás eredményeként megkapjuk a csavarkötésben fellépő erők nagyságát, a megadott paraméterek függvényében és változásukat a különböző üzemállapotokban. Emellett a program készít számunkra egy rugalmassági diagramot is, melyen nyomon tudjuk követni a geometriai méretek változását a csavarkötésben ébredő erők függvényében.



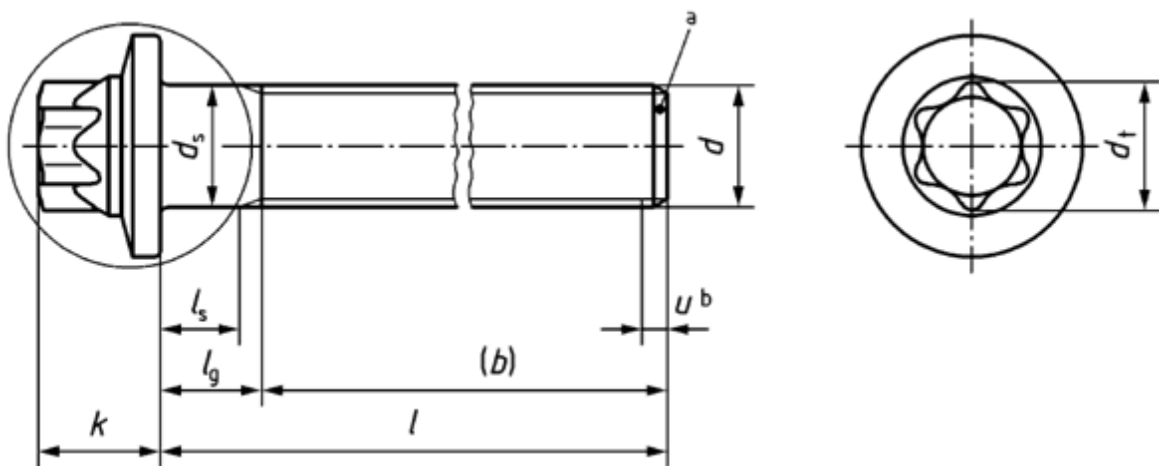
9.ábra: a SchrauBer 3.0 kezelőfelülete

3.3.1 Információ

Első lépésként a program lehetőséget kínál arra, hogy pár adminisztrációs adatot rögzítsünk a számolás mellé, ilyenek pl. a termék neve, az alkalmazott azonosítója, a vállalat belüli részleg neve, és további megjegyzések amennyiben szükségesek.

3.3.2 A csavar geometriai adatai

Ebben a szakaszban a csavar geometriáját kellett definiálnom, A program felkínált számomra előre meghatározott opciókat különböző szabványok alapján, de mivel az én esetemben használt csavar nem szerepelt az opciók között, nekem kellett megkeresnem bizonyos paramétereit. Ebben a DIN-34801-es [2] szabvány volt segítségemre, amely a külső torx fejű csavarok geometriai méreteit határozza meg. (10. ábra) A kiválasztott csavarméret után a menet paramétereit adták a DIN 13-as szabványnak megfelelően. A jelen esetben használt csavar normál menettel rendelkezett, mérete M6x16 mm, menetemelkedése pedig 1 mm. A számításhoz szükséges további paraméterek a csavarfej- és a csavarszár geometriai méreteire vonatkoztak. (10.1. ábra)



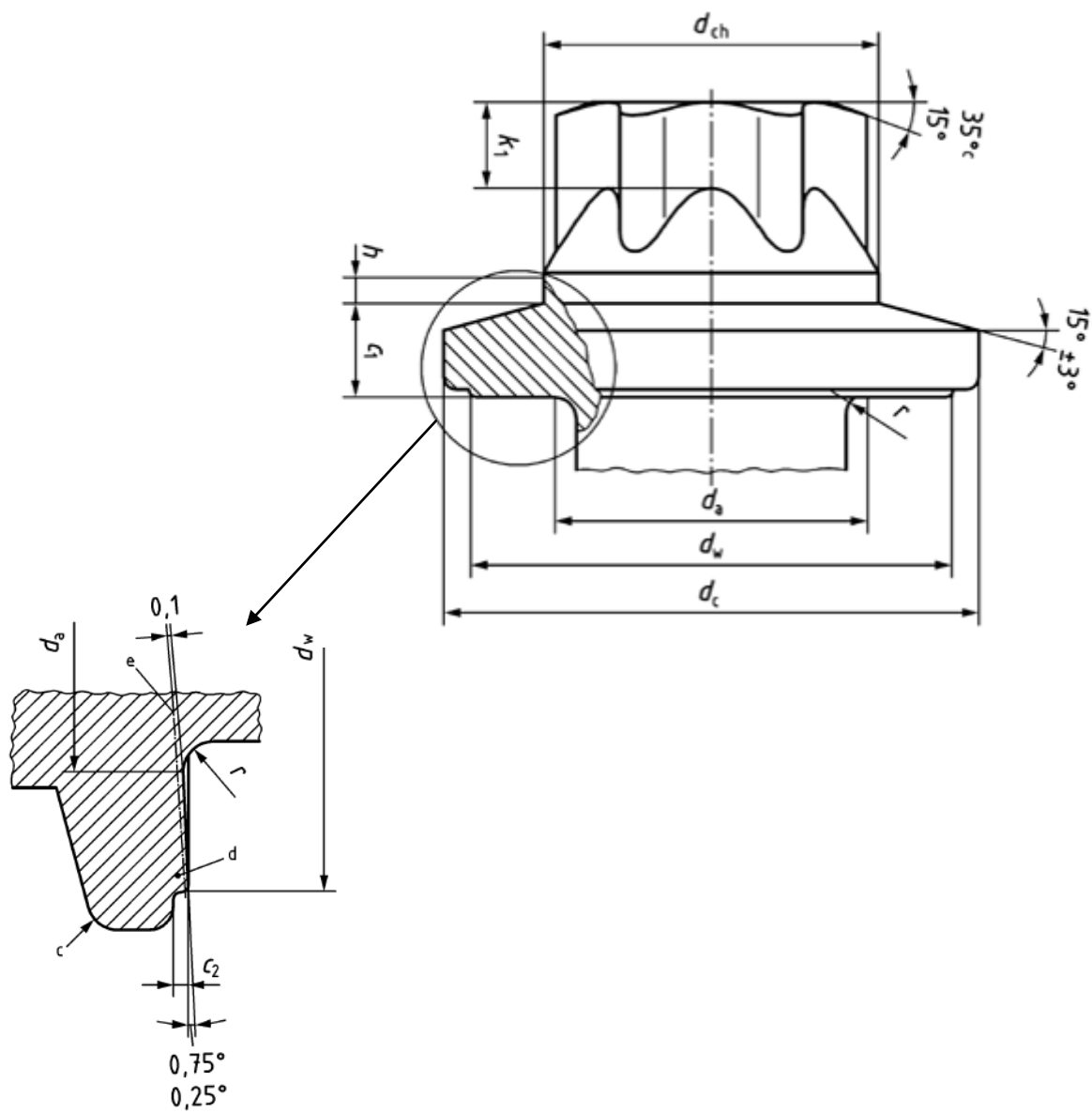
10.ábra: a csavar geometriai adatai

$l = 16 \text{ mm}$ – névleges hossz

$l_s = 1 \text{ mm}$ – a menet nélküli szár hossz

$l_g = 2 \text{ mm}$ – az utolsó teljes menet és a csavarfej felfekvő felülete közötti távolság

$d_s \approx 6 \text{ mm}$ – a menet nélküli szár átmérője



10.1.ábra: a csavarfej geometriai adatai

$d_a = 6,8 \text{ mm}$ – belső átmérő

$d_w = 12,2 \text{ mm}$ – külső átmérő

3.3.3 A csavar szilárdsági osztálya

Jelen esetben a csavar szilárdsági osztálya 10.9-es, melynek paramétereit az ISO 898-1:2013 rögzíti. A csavar szakítószilárdsága 1040 MPa, folyáshatára pedig 940 MPa. A szilárdsági osztály kiválasztása után a program a többi tényezőt megadja számunkra.

$$E_s = 210000 \left[\frac{N}{mm^2} \right] - \text{rugalmassági modulus}$$

$$\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} - \text{hőtágulási együttható}$$

$$f_{G_S} = 0,6 - \text{megengedett felületi nyomás / szakítószilárdság}$$

$$f_{B_S} = 0,6 - \text{megengedett nyírószilárdság / szakítószilárdság}$$

Emellett a csavar rugalmasságát is automatikusan számolja, de manuális módon is megadható.

3.3.4 A kötés típusa és tulajdonságai

Két féle kötés típus közül választhatunk a programon belül, az egyik a keresztülmenő csavaranyával végződő, a másik pedig a menetes zsákfuratban végződő kötési mód. Az én esetemben a csavar az utóbbi kötés típussal van rögzítve. A megfelelő típus kiválasztása után ki kell választanunk az anyagot, amelyben a zsákfurat elhelyezkedik, ez jelen esetben öntött alumínium. A program, ahogyan az előző esetben, itt is automatikusan kitölti az egyes paramétereket, egy-két kivétellel.

$$E = 74000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$R_m = 240 \text{ MPa} - \text{szakítószilárdság}$$

$$f_{G_M} = 1,21$$

$$f_{B_M} = 0,52$$

$$f_{m_d} = 3 - \text{szükséges mélység / átmérő arány}$$

$$DA_{MG} = 15 \text{ mm} - \text{külső helyettesítő átmérő (tapasztalati érték } \approx 2,5d \text{)}$$

$$IG_{tol} = 2 \text{ mm} - \text{az összes tűrés és a befejezetlen menetek hosszának összege}$$

3.3.5 Az összekapcsolt elemek

Ebben a szakaszban meg kell adnunk hány elemet köt a csavar a házhoz, Az én esetemben ez egy elem, a felső persely. A továbbiakban a „beágyazódás” mértékének meghatározása érdekében meg kellett adnom a persely felületi egyenetlenségének magasságát is.

Mivel az érintkező testek nem teljesen simák, ezért a csavar meghúzásakor lokális érintkezési felületek alakulnak ki, melyek jelentősen kisebbek, mint az elméleti érintkező felület. Ennek következtében ezeken a lokális pontokon a feszültség meghaladja a folyáspontot és maradó alakváltozás következik be, a felület profilja simább lesz, emiatt pedig csökken az előfeszítési erő. Ez a beágyazódás jelensége.

A persely rugalmasságát és anyagának tulajdonságait, amely ebben az esetben egyezik a ház anyagával, a program automatikusan definiálta. Az egyetlen paraméter csoport adatai, amelyeket nekem kellett meghatároznom a persely geometriai méreteire vonatkoztak.

$R_z = 25 \mu m$ – egyenetlenség magasság

$$E = 74000 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\alpha = 2,2 * 10^{-5}$$

$$R_m = 240 MPa$$

$$R_{p\ 0,2} = 140 MPa$$

$$f_G = 1,21$$

$$f_B = 0,52$$

$$h = 4 mm$$
 – a persely magassága

$$d_h = 6,5 mm$$
 – a perselyben lévő furat átmérője

$$DA = 15 mm$$
 – külső helyettesítő átmérő a perselynél (tapasztalati érték $\approx 2,5d$)

3.3.6 A külső terhelő erők

A külső terhelő erők meghatározásához kezdésként a terhelő erő jellegét kell kiválasztanunk, ami lehet dinamikus vagy statikus. Az én esetemben ez egy statikus terhelelés volt. Következő lépésként meg kell adnom az axiális- és a nyíróerő nagyságát, és azt a hőfok tartományt, amelyben a hajtóműnek üzemelnie kell. Mivel a ZF váltókat világszerte alkalmazzák, így ez a tartomány $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ -tól $+65\text{ }^{\circ}\text{C}$ terjed. A programnak még szüksége van az érintkező felületek közötti súrlódási együtthatóra, az erőátadó felületek számára és az erő bevezetési tényezőre.

$F_A = 296\text{ N}$ – axiális irányú erő

$F_Q = 266\text{ N}$ – nyíróerő

$\mu_{TR} = 0,1$ – érintkező felületek közötti súrlódási együttható

$qF = 1$ – erőátadó felületek száma

$n = 0,2$ – erőbevezetési tényező (becsült érték a VDI 2230-1:2015, 2.táblázat alapján)

3.3.7 Az összeszerelési paraméterek

Végezetül az összeszerelés jellegét és paramétereit kell definiálnunk a program számára, mivel nagy befolyással van a csavarkötésben ébredő erők hatására. Első lépésben a menetek közötti majd a csavarfej és a felfekvő felület közötti súrlódási együttható tartományát kellett meghatároznom. Ennek a meghatározása a ZF által biztosított tapasztalati adatok alapján történt. A továbbiakban a meghúzási nyomaték szórásának mértékét és a kihasználtsági tényező értéket kellett megadnom. A meghúzási csúcs-nyomaték szórásának elfogadott értéke $\pm 10\%$ az itt alkalmazott meghúzási módszer esetén (ZFN 148-1:2015, 3.táblázat). Végül a lehúzási tényezőt és az összeszerelési hőmérsékletet kellett definiálnom.

$\mu_G = 0,12 - 0,2$ menetek közötti súrlódási együttható tartománya

$\mu_K = 0,12 - 0,2$ a csavarfej és a felfekvő felület közötti súr. együttható tartománya

$v = 90\%$ – kihasználtsági tényező

$\alpha A = 1,4$ – *lehúzási tényező* (becsült érték a VDI 2230-1:2015, A8 táblázat alapján)

$T_{Mont} = 20^{\circ}C$ – *összeszerelési hőmérséklet*

3.4 Eredmények

A SchrauBer 3.0 eredményeit egy összefoglaló dokumentumban kapjuk meg. (11. ábra) Ebben megtalálhatók az általunk rögzített adatok, majd a számítás eredményei és részeredményei különböző üzemállapotokban, a biztonsági tényezők és végül a rugalmassági diagramok. Az eredmények közül azokat az értékeket emeltem ki, amelyek egyértelműen mutatják a csavarkötésben ébredő erőket.

A program által optimálisnak ítélt lehúzási nyomaték **15 Nm**, a továbbiakban az ehhez az értékhez tartozó eredményeket mutatom be.



11.ábra: az előfeszítési erő értéke különböző üzemállapotokban

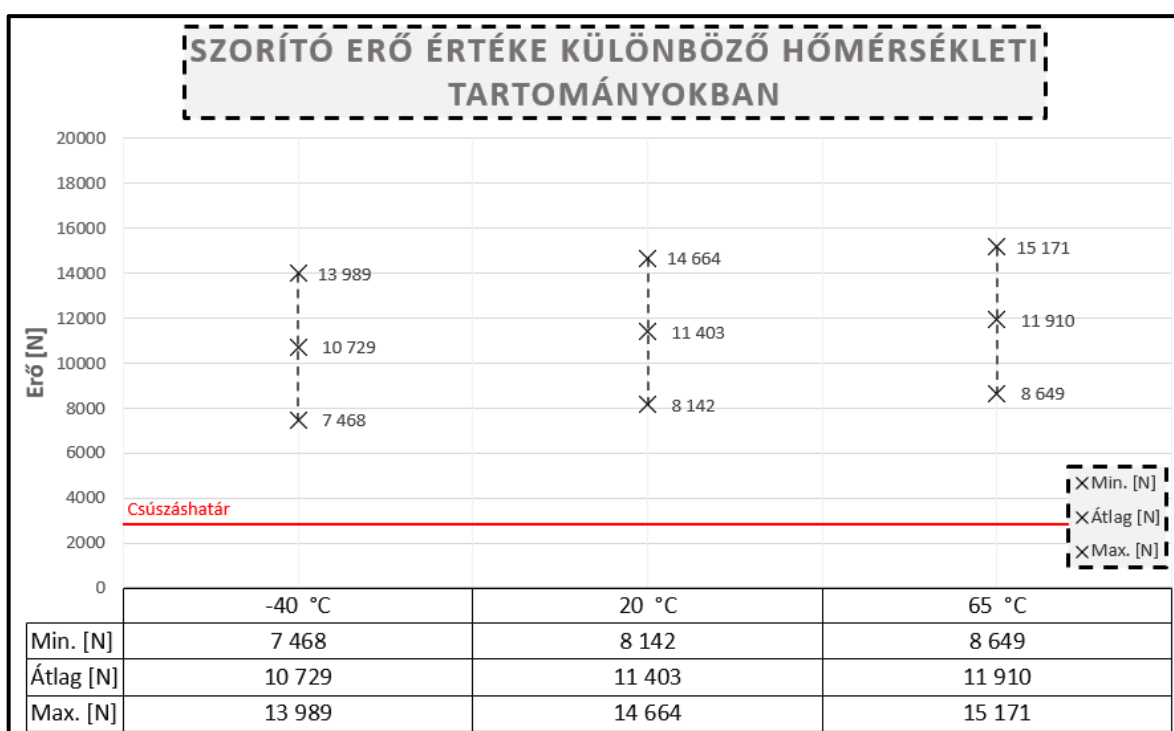
A 11. ábra alapján megállapítható, hogy a csavarra ható maximális terhelés lehetséges értéke **15467 N**.

Az előfeszítési erő manuálisan meghatározott értékeit az 1. táblázatban foglaltam össze.

1.táblázat: az előfeszítési erő manuálisan meghatározott értékei

Előfeszítési erő [N]	Manuális érték	Automatikus érték
Min. érték	7793	8438
Max. érték	14952	14960

A jelentősebb eltérés a min. értékek között lép fel, amelynek értéke kb. ~ %8.



12.ábra: a szorítóerő értéke különböző üzemállapotokban

A 12. ábra szemlélteti a szorítóerő értékeit, melyek közül leolvasható, hogy a csavarkötésben ébredő összeszorító erő minimális értéke **7468 N**.

Annak érdekében, hogy lássuk mekkora terhelést képes még pluszban elviselni a csavarkötés, a program biztonsági tényezőket számít az adott terhelések függvényében, ezen tényezők értéket mutatom be a továbbiakban.

2.táblázat: a folyáshatár kihasználtsági tényezője

A folyáshatár kihasználtsága	$S_F = 1,15$ [-]
Folyáshatár	$R_{p0,2} = 940$ [MPa]
Húzófeszültség	$\sigma_Z = 768,7$ [MPa]
Csavaró feszültség	$\tau = 321,9$ [MPa]
Redukált feszültség	$\sigma_{redB} = 817,7$ [MPa]

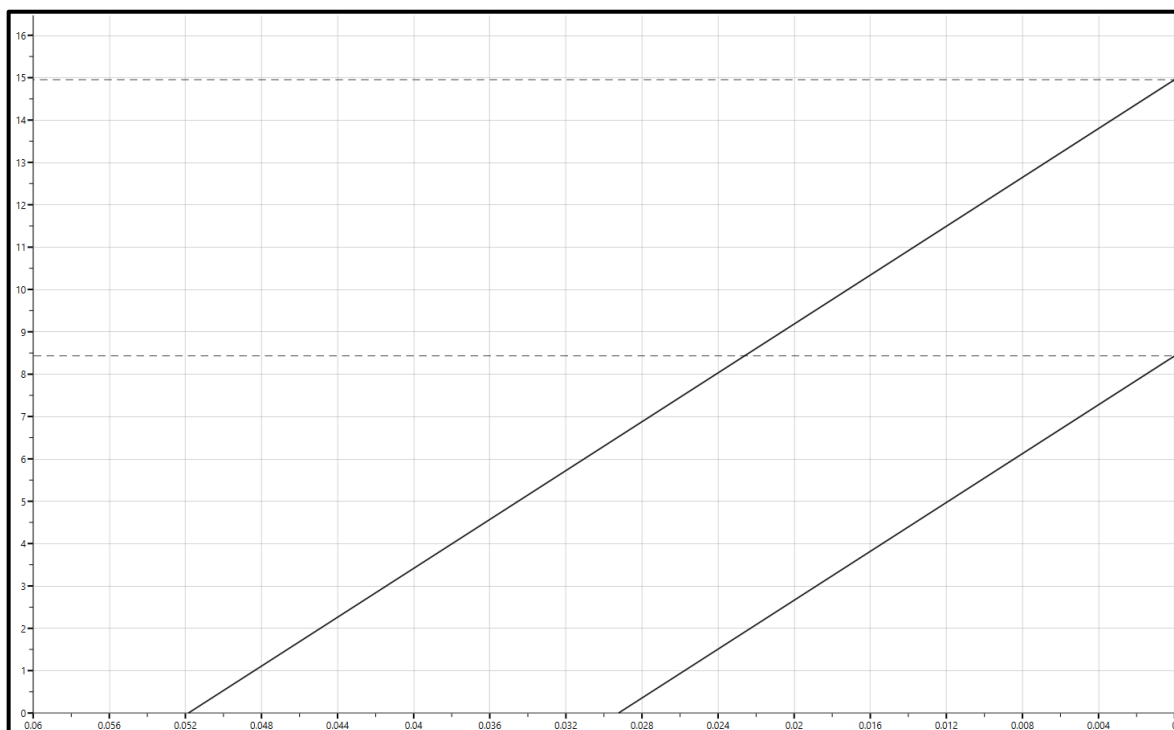
2.1.táblázat: az érintkező felületek közötti csúszás biztonsági tényezője

Az érintkező felületek csúszása	$S_G = 2,81$ [-]
Összeszorító erő min. értéke	7468 [N]
Szükséges összeszorító erő	2660 [N]

2.2.táblázat: a csavarfej és az érintkező felület közötti nyomás biztonsági tényezője

A csavarfej felületi nyomása	$S_{pKk} = 1,51$ [-]
Felületi nyomás	191,9 [MPa]
Megengedett felületi nyomás	290,4 [MPa]

A 13. ábra a rugalmassági diagramot ismerteti. A rugalmassági diagram vertikális tengelyén az előfeszítés mértéke szerepel, a horizontális tengelyen pedig az összekötött elemek kontrakciója. Látható, hogy a terhelés növekedésével az összekötött elemek kontrakciója egyre nő. A diagramm a maximális és a minimális előfeszítés esetét szemlélteti.



13.ábra: rugalmassági diagram

A számítások alapján a csavarkötés megfelelő biztosításához szükséges lehúzási nyomaték 15 Nm, ennél a nyomatéknál fellépő maximális előfeszítési erő értéke 15467 N, a minimális összeszorító erő értéke pedig 7468 N. Ahogyan a diagramokból is látszik ezek az értékek a határon belül vannak, a különböző extrém terhelések esetén is. A biztonsági tényezők értékeiből pedig azt láthatjuk, hogy a csavarkötés még plusz terhelés elviselésére is képes lenne.

Összefoglalás

A csavarkötésben ébredő erők meghatározásához első sorban elvégeztem a hajtómű releváns részeinek statikai vizsgálatát, mely során komponensekre bontottam az egyes elemeket és meghatároztam az egyes komponensek erőviszonyait. Ennek eredményeképpen megkaptam a vizsgált csavarokra ható külső erők jellegét és értékét.

Ezeknek az erőknek a tudatában, a csavarkötésben ébredő belső erők meghatározásával folytattam tovább, melyhez a VDI 2230-as szabványt használtam fel és a ZF által biztosított SchrauBer 3.0 programot. Egyes elemek értékét manuális módon is kiszámítottam, annak érdekében, hogy össze tudjam hasonlítani az automatikusan kapott értékekkel. Ezt követően a program számításához szükséges paramétereket határoztam meg, melyek értékeit szabványokból és a cég által biztosított adatokból vettem át. A számítás eredményeképp megkaptam a belső erők értékét különböző üzemállapotokban, a lehúzási nyomatékot és az egyes biztonsági tényezőket. A biztonsági tényezők megmutatták számomra, hogy mekkora tartalékkal rendelkezik a csavarkötés, azaz mekkora terhelést képes még pluszban elviselni károsodás nélkül.

Összességében a számítások eredményeképpen megkaptam a fellépő erőhatásokat, melyek függvényében megtudtam határozni a szerelésnél alkalmazandó paramétereket és az egyes elemekben ébredő feszültségeket, melyek a megengedett értékeken belül voltak.

Irodalomjegyzék

- [1] VDI 2230 Systematic calculation of highly stressed bolted joints (2015)
- [2] DIN 34801 Bolts and screws with external hexalobular driving feature with large flange (2021)
- [3] Dr. Terplán Zénó GÉPELEMEK IV., TANKÖNYVKIADÓ, BUDAPEST, 1976
- [4] ZFN 148 Tightening Torques and Assembly Preloads for Screws and Nuts (2015)

Eredetiség nyilatkozat

"Alulírott Bonta Norbert, a Miskolci Egyetem Gépészmérnöki és Informatikai Karának hallgatója büntetőjogi és fegyelmi felelősségem tudatában kijelentem és aláírással igazolom, hogy ezt a dolgozatot saját magam készítettem, a benne leírt vizsgálatokat – ha ezt külön nem jelzem – magam végeztem el, és az ismertett eredményeket magam értem el. Adatokat, információkat csak az irodalomjegyzékben felsorolt forrásokból használtam fel. Minden olyan részt, melyet szó szerint, vagy azonos értelemben, de átfogalmazva más forrásból átvettem, egyértelműen, a forrás megadásával megjelöltem.

Miskolc, 2024. 11. 02.

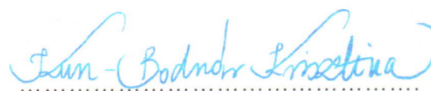
Bonta Norbert

a hallgató aláírása

A konzulens nyilatkozata

Alulírott, Kun-Bodnár Krisztina a Miskolci Egyetem Gyártástudományi Intézetének oktatója a Csavar meghúzási nyomaték meghatározása című TDK dolgozatot beadásra alkalmasnak ítélem.

Miskolc, 2024. november 5.



a konzulens aláírása