

HIDROPLASZTIKUS SZORÍTÓEGYSÉG MECHANIKAI VIZSGÁLATA

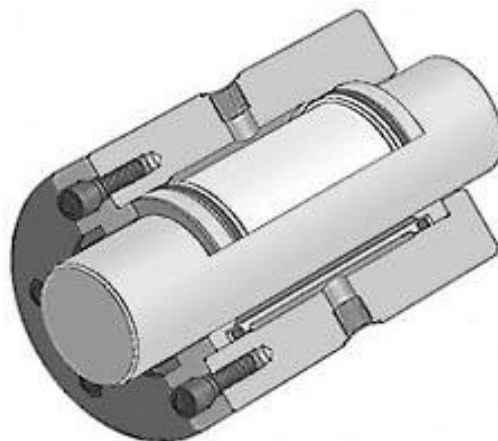
MECHANICAL ANALYSIS OF A HYDROPLASTIC CLAMPING DEVICE

Dr. Szilágyi Attila, Dr. Takács György**, Dr. Barna Balázs***, Demeter Péter*****

ABSTRACT

This article is the brief summary of the mechanical backgrounds of a hydroplastic clamping device. This device might be an option for clamping the continuous indexed rotary tables at certain positions.

Some analytical and numerical methods of mechanics are applied in order to investigate and calculate the clamping capability of such devices.



1. ábra. Hidroplasztikus szorítóegység [1]

1. BEVEZETÉS

Az utóbbi években a komplex szerszámgép-részegységek között fontos szerepet töltenek be a körasztalok, melyekkel szemben – a dinamikusan terjedő szimultán többtengelyes megmunkálások miatt – egyre fokozódó elvárások vannak.

A statikus merevség mellett egy körasztal további lényeges jellemzője a megmunkálás során, a forgácsolási folyamatból származó forgató nyomatékkal szembeni ellenállás. Ezt valamilyen – erő- vagy alakzáró elven működő – beépített fékberendezéssel biztosítják. Diszkrét osztású körasztalok esetén erre szolgál a Hirth-fogazat, folytonos körasztalok esetén lehetőségként merül fel a hidroplasztikus szorítóegység működése.

Cikkünkben egy ilyen szorítóegység működésének mechanikai hátterét mutatjuk be röviden, először a mechanika analitikus, majd numerikus eszközeit felhasználva.

2. A SZORÍTÓEGYSÉG MŰKÖDÉSI ELVE

A körasztal rögzítését hidroplasztikus elvi szorítóegység alkalmazásával kívánjuk elvégezni. Ennek működési elvét az 1. ábra alapján érthetjük meg.

* PhD, Egyetemi adjunktus, ME, Szerszámgépek Tanszéke

** PhD, egyetemi docens, ME, Szerszámgépek Tanszéke

*** Tanszéki mérnök, ME, Szerszámgépek Tanszéke

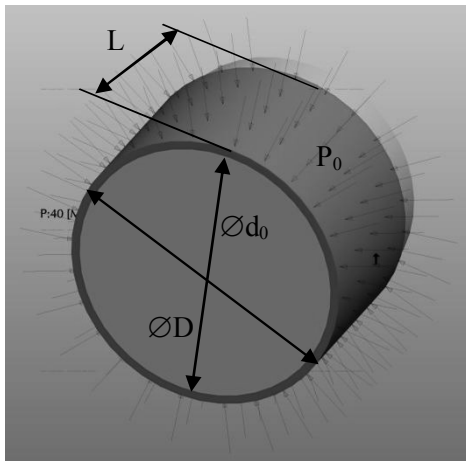
**** Egyetemi adjunktus, ME, Szerszámgépek Tanszéke

A szorítóegység egy házból és egy abban elhelyezett kompozit (fém+műanyag) hüvelyből áll. Az egységet a hüvelyen keresztül illesztik a rögzíteni kívánt tengelyre, majd a házelemen keresztül nagy nyomású hidraulikával kapcsolják össze. A hüvely külső palástfelületére (fehér felület) ható hidraulikus nyomás következtében az ráfeszül a tengelyre, arra nyomóerőt gyakorolva – az ennek következtében fellépő nyugvó súrlódási erő miatt – bizonyos határig megakadályozza a tengely forgató nyomaték hatására bekövetkező esetleges elfordulását. Olyan szorító berendezés kiválasztása a cél, amely adott hidraulikai nyomás mellett egy előírt maximális forgatónyomaték mellett is képes rögzíteni a körasztalt.

A továbbiakban először elméleti, majd pedig numerikus – végelelemes – analízis alkalmazásával vizsgáljuk a szorítóegység megfelelő működését.

3. ELMÉLETI VIZSGÁLAT

Ekkor a szorító egységet egy nulla fedésű, játégmentesen illesztett cső-tengely kapcsolatnak tételezzük fel (2. ábra), és a számítások során, első közelítésben eltekintünk a vékonyfalú cső rugalmasságától.



2. ábra. Az elméleti modell

Terhelés tehát csak a csőelem külső palástján ébred. Ez homogén, radiális irányú nyomó terhelés, nagysága $p_0 = 400 \text{ bar} = 40 \text{ MPa}$. A geometriai méretek a fenti ábráról olvashatók le: a cső külső átmérője $D = 66 \text{ mm}$, belső átmérője és a tengely átmérője $d_0 = 60 \text{ mm}$, az érintkezési hossz pedig $L = 40 \text{ mm}$. Mivel a cső falvastagsága jóval kisebb, mint annak átmérője, ezért feltételezzük, hogy az érintkező felületek között a nyomáseloszlás szintén radiális irányú és homogén, nagysága pedig megegyezik p_0 -al. Feltételezzük továbbá, hogy az érintkező felületekkel jellemző nyugalmi súrlódási együttható $\mu_0 = 0,1$. Ezt, valamint a 2. ábra jelöléseit figyelembe véve, az érintkező felületek mentén ébredő megoszló nyugvó súrlódási terhelés

$$dM = \frac{d}{2} dF_s$$

elemi nyomatékot kompenzál, ahol

$$dF_s = \mu_0 p_0 dA.$$

A dA elemi felület

$$dA = \left(\frac{d_0}{2} L \right) d\phi$$

alakú, ahol $d\phi$ az elemi középponti szög. Ennek megfelelően írható, hogy

$$dM = \mu_0 p_0 L \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 d\phi,$$

amelyből a maximális szorító nyomatékra

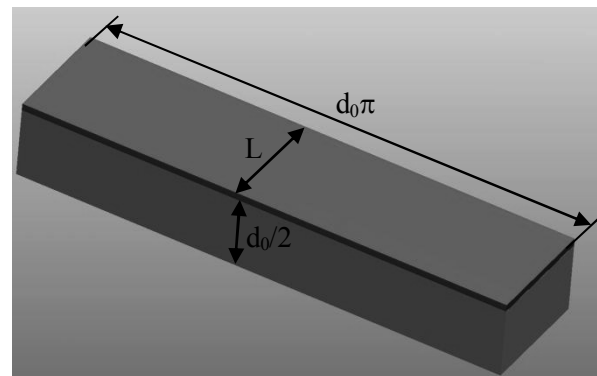
$$M_{max} = \int_0^{M_{max}} dM = 2\pi\mu_0 p_0 L \left(\frac{d_0}{2} \right)^2$$

adódik. Adataink alapján a maximális szorító nyomatékra $M_{max} = 900 \text{ Nm}$ értéket kapunk, vagyis ekkora megmunkálási csavaró nyomaték megcsúszás nélküli elviselésére alkalmas az általunk alkalmazni kívánt szorító egység.

Hangsúlyozzuk, hogy mind ez csak abban az esetben igaz, ha az érintkező felületek között fellépő nyomás homogén, és az érintkező felületek anyagai ideálisan merevek. A valóságban az érintkező anyagok rugalmasak, és ennek következtében a felületek közötti nyomáseloszlás sem egyenletes. Ezért a továbbiakban numerikus eszközökkel is megvizsgáljuk a fenti elméleti modellt.

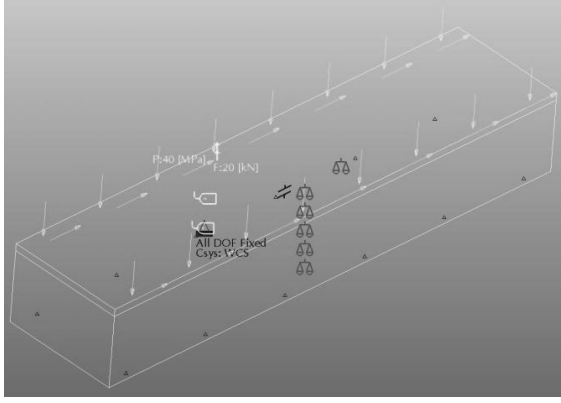
4. NUMERIKUS ANALÍZIS

Numerikus vizsgálat segítségével a fenti modell valósághibb viselkedését tárjuk fel. A számítási idő lecsökkentése végett a fent alkalmazott forgásszimmetrikus modell kiterített változatát vizsgáljuk (3. ábra).



3. ábra. Az egyszerűsített végeselemes geometriai modell

Az ábrán barna színű lemez a kiterített csőpalást, amely ráfekszik a kiterített tengelyt szimbolizáló szürke hasábra. A kiterítésből adódó méreteket is feltüntettük. A fenti modell alapján létrehozott mechanikai modellt a 4. ábra mutatja.



4. ábra. A mechanikai modell

A fenti ábrán megfigyelhető a modellen alkalmazott terhelés. A lemezre merőlegesen hat a hidraulikai nyomás, értéke $p = 400 \text{ bar} = 40 \text{ MPa}$, amely az érintkező felületek közötti súrlódási erőt biztosítja. A valóságos tengelyre ható megmunkálási nyomatékokot – mivel a tengely kiterített – egy, a lemezre ható erőterhelés alakjában vettük figyelembe. Ennek értékét

$$F_t = \frac{2M_t}{d_0}$$

lapjára ható nyomaték, amelyet a szorítóegységnek kell elviselnie, d_0 pedig továbbra is a tengelyátmérő.

A fenti ábrán ez a terhelés a lemez síkjában, azzal párhuzamosan lett elhelyezve. A numerikus számítások során több nyomaték esetében is elvégezzük a szimulációt, melyek eredményeként kapjuk az érintkező felület tapadási és megcsúszási zónáit. Előzetes számításaink szerint megcsúszás $M_t = 900 \text{ Nm}$, azaz esetünkben

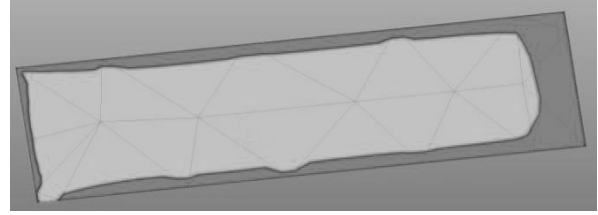
$$F_t = \frac{2M_t}{d_0} = \frac{2 \cdot 900000 \text{ Nmm}}{60 \text{ mm}} = 30000 \text{ N} = 30 \text{ kN}$$

terhelésnél következik be. Kényszerként teljes megfogást alkalmaztunk, amely a hasáb alsó felületére hat. Az alábbi táblázat tartalmazza az egyes terhelő nyomatékokat és az azoknak megfelelő terhelő erőt.

Terhelő nyomaték [Nm]	Terhelő erő [kN]
600	20
870	29
900	30
960	32
1050	35
1200	40

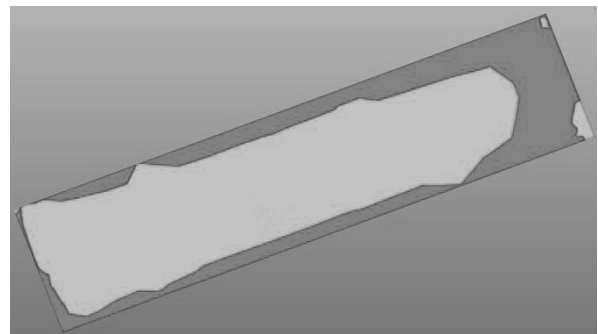
1. táblázat. A nyomatékok és terhelő erők megfeleltetése a végeleemes modellhez

Az egyes terhelésekhez tartozó színiskálás diagramok az alábbi ábrákon láthatók. Az 5. ábra – 10. ábra az érintkező felületet jelenítik meg, amelyen sötét tónussal a megcsúszási, világos tónussal pedig a tapadási zónákat ábrázoljuk.



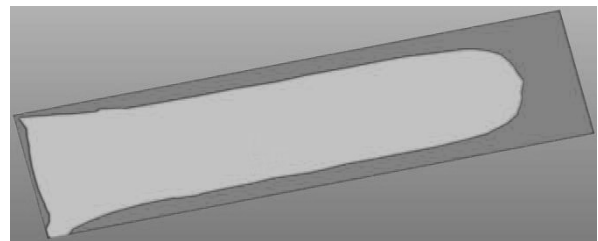
5. ábra. Az érintkező felületek

$F_t = 20 \text{ kN}$ ($M_t = 600 \text{ Nm}$) terhelés esetén



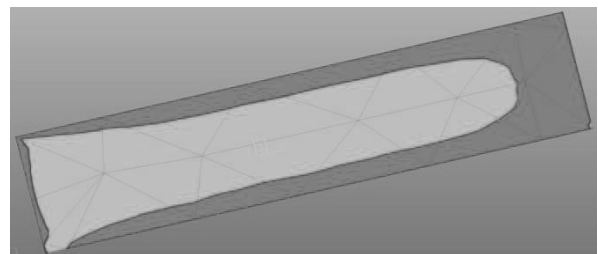
6. ábra. Az érintkező felületek

$F_t = 29 \text{ kN}$ ($M_t = 870 \text{ Nm}$) terhelés esetén



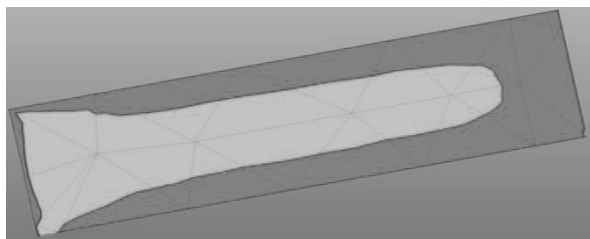
7. ábra. Az érintkező felületek

$F_t = 30 \text{ kN}$ ($M_t = 900 \text{ Nm}$) terhelés esetén

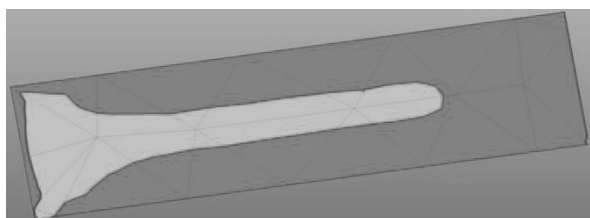


8. ábra. Az érintkező felületek

$F_t = 32 \text{ kN}$ ($M_t = 960 \text{ Nm}$) terhelés esetén



9. ábra. Az érintkező felületek $F_t = 35\text{ kN}$ ($M_t = 1050\text{ Nm}$) terhelés esetén

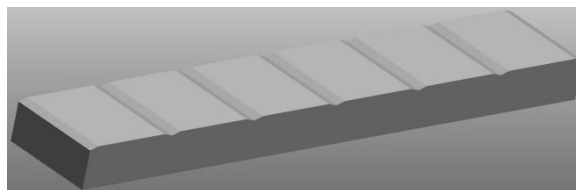


10. ábra. Az érintkező felületek $F_t = 40\text{ kN}$ ($M_t = 1200\text{ Nm}$) terhelés esetén

Az ábrák a tapasztalattal megegyező trendet jelenítik meg, azaz változatlan nyomóerő és növekvő terhelő erők mellett a megcsúszás valószínűsége is növekszi. Megfigyelhető, hogy az $F_t = 20...30\text{ kN}$ ($M_t = 600...900\text{ Nm}$) tartományon a tapadási zóna területe közel azonos értékű, és jóval meghaladja a pirossal jelölt csúszási zóna területét. Nagyobb terhelések esetén – $F_t = 32...40\text{ kN}$ ($M_t = 960...1200\text{ Nm}$) – a megcsúszási zóna területe jelentős mértékben növekszik, ami arra utal, hogy ebben a terhelési intervallumban az érintkező felületek között létrejövő megoszló súrlódási erőrendszer már nem képes ellenállni a körasztal lapon fellépő nyomatéknak, nagy valószínűséggel ekkora terhelések mellett a tengely palástfelülete megcsúszik a szorító egység érintkező felületéhez képest.

A továbbiakban megvizsgáljuk, hogy sima felszínű helyett bordázott tengelypalástot alkalmazva, hogyan módosul a szorítóegység működése. A bordázott tengely kiterített modellje az alábbi ábrán látható (11. ábra). A bordázott felszíntől azt várjuk, hogy erőzárás mellett alakzárás is fellép, így a szorítóegység ugyanakkora hidraulikus nyomás mellett nagyobb terhelő nyomatéknak is képes ellenállni. A terhelések, a megfogási kényszer, és az érintkező felületek súrlódási együtthatója megegyezik az előző modellnél alkalmazott jellemzőkkel. A továbbiakban bemutatásra kerülő, végeeselemes számítással kapott 12. ábra szintén az érintkező felület tapadási (világos) és megcsúszási (sötét) zónáit jeleníti meg, az előző modellnél is al-

kalmazott terhelések egyike $F_t = 20\text{ kN}$ ($M_t = 600\text{ Nm}$) mellett.



11. ábra. A bordázott tengely kiterített modellje



12. ábra. Az érintkező felületek $F_t = 20\text{ kN}$ ($M_t = 600\text{ Nm}$) terhelés esetén

Látható, hogy a ritkán bordázott felület nyomatéktartó képessége már $M_t = 600\text{ Nm}$ -es terhelő nyomaték esetén is kérdéses. Az ábrákból az is kitűnik, hogy a sűrűn bordázott felülethez képest megnöveli a szorítóegység nyomatéktartó képességét, azonban még ez az érték is elmarad a sima érintkező felületeknél meghatározott $M_t = 900\text{ Nm}$ -es értéktől, így a konstrukcióba sima tengelyfelületre javasolt beépíteni a hidropasztikus szorítóegységet.

ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben egy folytonos osztású körasztal esetén alkalmazható hidropasztikus szorítóegység szorítóképeségének vizsgálatát végeztük el. Analitikus eszközökkel határoztuk meg azt a határ nyomatékot, amelynél a szorítás még elégséges. Az analitikus eredményeket numerikus (VEM) módszerrel ellenőriztük, az eredmények jó közelítéssel alátámasztják egymást.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Jelen publikáció a TÁMOP 4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.

IRODALOM

[1] <http://www.kostyrka.com/engineering.html>