

A MEGMUNKÁLÁSI PONTOSSÁG HATÁSA A KAPCSOLÓSZÖGRE GOLYÓSORSÓKNÁL

EFFECT OF THE MACHINING ACCURACY ON THE CONTACT ANGLE OF BALLSCREWS

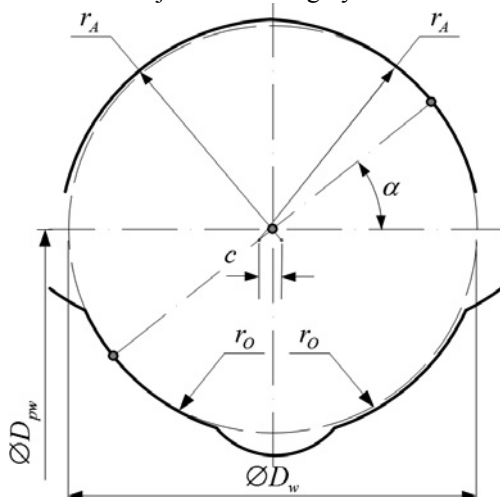
Hegedűs György*, Takács György**, Patkó Gyula***

ABSTRACT

This paper presents the determination of contact angle and the effects of the manufacturing accuracy on ball screws. The contact angle is determined by a mathematical model, minimum and maximum values are computed according to the tolerances of components on different ball screw sizes. The computed results are displayed in Tables.

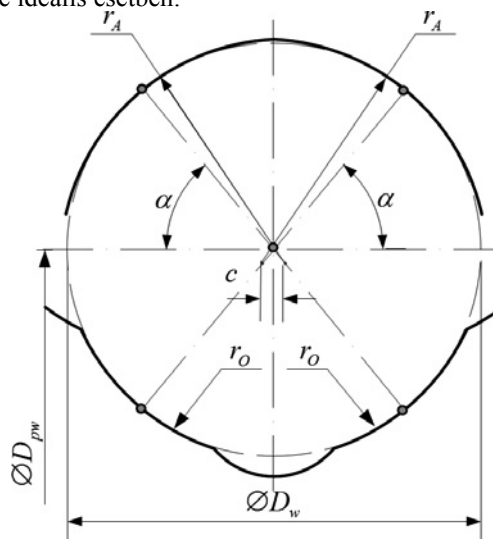
1. BEVEZETÉS

Kinematikai kapcsolódó felületpárokknál a származtatott szerszámprofil teljes tartományon vett pontosságának rendkívül nagy jelentősége van, mellyel számos tanulmány foglalkozott [1], [2], [3], [4], [5]. A golyósorsóknál a golyó-orsó és a golyó-anya a megfelelő kapcsolódó elemek. A kapcsolódás során fontos jelentősége van az α kapcsolószögnek melynek értelmezését a 2. ábra mutatja előfeszített golyósorsónál.



1. ábra. A kontaktpontok értelmezése

Tételezzük fel, hogy a három alkatrész a kapcsolódás során teljesen merev testként viselkedik, a rájuk ható erők okozta deformációktól, valamint a súrlódástól eltekintünk. Ezekkel a feltételezésekkel – ideális esetben – az ábrán látható, hogy a golyó csak a kontaktpontokban érintkezik az anya és az orsó menetfelületével, a többi felületelem a kapcsolódásban nem vesz részt. Hagyományos furatköszörűgépeken történő megmunkáláskor – ahol az R_{pr} és c paramétereket kell meghatározni a szerszámprofil körívhez – a pontosabb megmunkálási végeredmény érdekében célszerű a kontaktpontokhoz meghatározni az érintőkörívet, ami majd megegyezik a szerszámprofillal, számjegyevezéssel gépeken az ismertetett előnyök miatt erre nincs szükség. Precíziós orsóknál az előfeszítésnek, ezáltal a holtjáték megszüntetésének, a hézagtalanításnak nagy jelentősége van. Az előfeszítés hatására kialakuló kontaktpontok a 2. ábra szerint értelmezhetőek, ami az előfeszítési módtól függően két ponton (pl. két golyósanya között alkalmazott előfeszítő szerkezet, menet eltolás), illetve négy ponton (pl. nagyobb méretű golyó választása 2. ábra) történő érintkezést tesz lehetővé ideális esetben.



2. ábra. Golyósorsó előfeszítése túlméretes golyóval

* egyetemi adjunktus, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

** PhD, egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

*** PhD, egyetemi tanár, Miskolci Egyetem, Szerszámgépek Tanszéke

Az előfeszítés nélküli orsóknál az üzem közben fellépő vonóerő hatására hasonlóan létrejönnek a fent vázolt kontaktpontok ideális esetben.

alakra tovább egyszerűsíthető. Belátható, hogy a 3. ábrának megfelelően az

$$|\boldsymbol{\rho}_1| = \left| \frac{D_w}{2} - r_A \right|$$

feltételnek kell teljesülnie és ebben az esetben az érintési pont meghatározása a

$$\mathbf{P}_{tA} = \mathbf{O}_G + \frac{\frac{D_w}{2}}{\frac{D_w}{2} - r_A} \cdot \boldsymbol{\rho}_1 \quad (7)$$

képlettel lehetséges. Hasonló módon felírhatók a fenti összefüggések az orsóprofil és a golyó érintési pontjára. Legyen

$$\boldsymbol{\rho}_2 = \mathbf{O}_O - \mathbf{O}_G = (x_{\rho_2}, z_{\rho_2})$$

az orsó profilközéppontja és a golyó középpontja helyvektorainak különbsége, valamint

$$\boldsymbol{\rho}_2^\perp = (z_{\rho_2}, -x_{\rho_2})$$

merőleges vektor. Ekkor

$$|\boldsymbol{\rho}_2|^\perp = |\boldsymbol{\rho}_2^\perp| = |\mathbf{O}_O - \mathbf{O}_G|^\perp \text{ és } \boldsymbol{\rho}_2 \cdot \boldsymbol{\rho}_2^\perp = 0.$$

Az érintőpont a

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{tO} &= \mathbf{O}_G + s \cdot \boldsymbol{\rho}_2 + t \cdot \boldsymbol{\rho}_2^\perp = \\ &= \mathbf{O}_O + (s-1) \cdot \boldsymbol{\rho}_2 + t \cdot \boldsymbol{\rho}_2^\perp \end{aligned} \quad (8)$$

alakban határozható meg. Behelyettesítve a

$$\mathbf{P}_{tO} = \mathbf{O}_G + s \cdot \boldsymbol{\rho}_2 + t \cdot \boldsymbol{\rho}_2^\perp$$

kifejezést a golyót helyettesítő kör

$$|\mathbf{P}_{tO} - \mathbf{O}_G|^2 = \left(\frac{D_w}{2} \right)^2$$

egyenletébe és felhasználva a fenti összefüggéseket a

$$(s^2 + t^2) \cdot |\boldsymbol{\rho}_2|^2 = \left(\frac{D_w}{2} \right)^2 \quad (9)$$

egyenletet kapjuk. Hasonlóan az orsóprofilra a

$$\mathbf{P}_{tO} = \mathbf{O}_O + (s-1) \cdot \boldsymbol{\rho}_2 + t \cdot \boldsymbol{\rho}_2^\perp$$

kifejezést behelyettesítve a körív

$$|\mathbf{P}_{tO} - \mathbf{O}_O|^2 = r_o^2$$

egyenletébe és a fenti összefüggéseket felhasználva a

$$\left((s-1)^2 + t^2 \right) \cdot |\boldsymbol{\rho}_2|^2 = r_o^2 \quad (10)$$

egyenletre jutunk. A (9) és (10) egyenleteket egymásból kivonva és s -et kifejezve az

$$s = \frac{1}{2} \left(\frac{\left(\frac{D_w}{2} \right)^2 - r_o^2}{|\boldsymbol{\rho}_2|^2} + 1 \right) \quad (11)$$

képletet kapjuk. A (11) képletet behelyettesítve a (9) egyenletbe és t^2 -re megoldva a

$$\begin{aligned} t^2 &= \frac{\left(\frac{D_w}{2} \right)^2}{|\boldsymbol{\rho}_2|^2} - s^2 = \\ &= \frac{-\left(|\boldsymbol{\rho}_2|^2 - \left(\frac{D_w}{2} + r_o \right)^2 \right) \cdot \left(|\boldsymbol{\rho}_2|^2 - \left(\frac{D_w}{2} - r_o \right)^2 \right)}{4 \cdot |\boldsymbol{\rho}_2|^2} \end{aligned} \quad (12)$$

egyenletet kapjuk. A (12) egyenletből látható, hogy csak akkor van létező megoldás, ha az egyenlet jobb oldala nem negatív, vagyis a nevezőre a

$$\left(|\boldsymbol{\rho}_2|^2 - \left(\frac{D_w}{2} + r_o \right)^2 \right) \cdot \left(|\boldsymbol{\rho}_2|^2 - \left(\frac{D_w}{2} - r_o \right)^2 \right) \leq 0 \quad (13)$$

feltételnek kell teljesülnie, mely az

$$\left| \frac{D_w}{2} - r_o \right| \leq |\boldsymbol{\rho}_2| \leq \left| \frac{D_w}{2} + r_o \right|$$

alakra tovább egyszerűsíthető. Belátható, hogy a 3. ábrának megfelelően az

$$|\boldsymbol{\rho}_2| = \left| \frac{D_w}{2} - r_o \right|$$

feltételnek kell teljesülnie és ebben az esetben az érintési pont meghatározása a

$$\mathbf{P}_{tO} = \mathbf{O}_G + \frac{\frac{D_w}{2}}{\frac{D_w}{2} - r_o} \cdot \boldsymbol{\rho}_2 \quad (14)$$

képlettel lehetséges. Az előfeszítés során az egyensúlyi helyzet beálltakor a golyó \mathbf{O}_G középpontja a radiális játék figyelembevételével meghatározható. Egy célszerűen rögzített koordinátánál a (7) és (14) által meghatározott egyenletrendszer megoldva az ismeretlen \mathbf{P}_{tA} , \mathbf{P}_{tO} helyvektorok kiszámíthatók. Az α előfeszített állapotban érvényes kapcsolószög iránykoszinusza:

$$\cos \alpha = \frac{\mathbf{P}_{tA} - \mathbf{P}_{tO}}{|\mathbf{P}_{tA}| \cdot |\mathbf{P}_{tO}|} \quad (15)$$

3. A KAPCSOLÓSZÖGEK ÉRTÉKEI

Ebben a fejezetben az 1. táblázat soraiban található 32x25, 40x20, 40x30, 50x30 méretű golyósanyákra határozzuk meg a kapcsolószögek értékeit az előző fejezetben meghatározott matematikai összefüggések alapján.

	α [°]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	R_{pr} [mm]	c [mm]	D_w [mm]
1.	44,883	32,7 _{-0,1} ⁰	32,71 _{-0,1} ⁰	2,68 ₀ ^{+0,01}	0,25 ₀ ^{+0,01}	5
2.	46,035	41,7 _{-0,1} ⁰	41,69 _{-0,1} ⁰	3,77 ₀ ^{+0,01}	0,28 ₀ ^{+0,01}	7,144
3.	44,242	39,4 _{-0,1} ⁰	39,47 _{-0,1} ⁰	3,38 ₀ ^{+0,01}	0,255 ₀ ^{+0,01}	6,35
4.	42,245	51,6 _{-0,1} ⁰	51,69 _{-0,1} ⁰	4,22 ₀ ^{+0,02}	0,264 ₀ ^{+0,02}	8

1. táblázat. Különböző golyósanyák kapcsolószögei

Az üzemi (előfeszítetlen golyósorsónál), valamint az előfeszítésnél kialakuló kapcsolószögnek azért van jelentősége, mert ha a származtatás során a meghatározandó szerszámprofil egy közelítő körívvel szeretnénk leírni, akkor célszerű a görbét úgy előállítani, hogy az approximációs körív a kapcsolópontban simuljon a legkisebb eltéréssel. A gyártáskor előírt bizonyos méretek tűréshatáron belüli eltérése a kontaktpont helyzetét és a kapcsolószög értékét szintén befolyásolja, ezért az approximációs körív tulajdonságait ezen a tartományon is érdemes vizsgálni. A (15) egyenlet alapján a kapcsolószög α_{\min} és α_{\max} értékét a P_{tA} és P_{tO} pontok helyzete határozza meg. Ezek figyelembevételével

$$\alpha_{\min} = \begin{cases} R_{pr} - AH \\ D_2 + FH \\ D_1 - AH \end{cases}, \quad \alpha_{\max} = \begin{cases} R_{pr} + FH \\ D_2 - AH \\ D_1 + FH \end{cases}$$

feltételek teljesülése szolgáltatja a tartomány két szélső értékét. A kapott kapcsolószögek α_{\min} értékeit a 2. táblázat, α_{\max} értékeit a 2. táblázat. Kapcsolószögek minimális értékei a tűrések figyelembevételével

tartalmazza.

	α_{\min} [°]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	R_{pr} [mm]	c [mm]	D_w [mm]
1.	34,525	32,6	32,71	2,68	0,25	5
2.	36,406	41,6	41,69	3,77	0,28	7,144
3.	35,151	39,3	39,47	3,38	0,255	6,35
4.	35,739	51,5	51,69	4,22	1,264	8

2. táblázat. Kapcsolószögek minimális értékei a tűrések figyelembevételével

	α_{\max} [°]	D_1 [mm]	D_2 [mm]	R_{pr} [mm]	c [mm]	D_w [mm]
1.	60,637	32,7	32,61	2,69	0,25	5
2.	60,667	41,7	41,59	3,78	0,28	7,144
3.	57,147	39,4	39,37	3,39	0,255	6,35
4.	57,734	51,6	51,59	4,24	0,264	8

3. táblázat. Kapcsolószögek maximális értékei a tűrések figyelembevételével

ban található értékeknek elméleti jelentőségük van, mert az ilyen geometriai méretekkel szerelt golyósorsók – az eredeti golyómérettel azonos átmérőjű golyókkal szerelve – négyponton előfeszített (túlhatározott, golyókkal előfeszített orsók lennének), ahol a kapcsolószögek értékeit más módon kell meghatározni. A gyakorlatban a szerelés során az adott méretű anya-orsó párhoz a beépített golyókat méret szerint válogatják, ezért a golyókkal történő előfeszítés csak indokolt esetben lehetséges.

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Jelen cikkünkben a megmunkálási pontosság hatását vizsgáltuk a kapcsolószög golyósorsóknál. A kapcsolószög meghatározását a matematikai modell alapján végeztük. A kapcsolószögek értékeinek számításait a minimális és maximális értékek szerint végeztük el a megmunkálásra előírt tűrésmezők alapján.

5. KÖSZÖNETNYÍLVÁNÍTÁS

A bemutatott kutatómunka 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.

6. IRODALOM

- [1] BERCSEY, T.: Globoid csiga és sík fogfelületű hengeres kerék kapcsolódási viszonyainak vizsgálata, *Egyetemi doktori értekezés, Budapest, 1971*
- [2] DUDÁS, I.: Csavarfelületek gyártásának elmélete, *Akadémiai doktori disszertáció, Miskolc, 1991*
- [3] DUDÁS L.: Kapcsolódó felületpárok gyártásgeometriai feladatainak megoldása az elérés modell alapján, *Kandidátusi értekezés, Budapest, TMB, 1991, 144p.*
- [4] DUDÁS L.: New way for the innovation of gear types, *Engineering the Future, Chapt. 6. Sciyo, Croatia, 2010, ISBN 978-953-307-210-4 pp.111-140*
- [5] LITVIN, F. L.: Gear geometry and applied theory, *Englewood Cliffs, Prentice Hall, NJ., 1994*