

KÚPOS HIDROSZTATIKUS CSAPÁGYAK VIZSGÁLATA

EXAMINATION OF CONICAL HYDROSTATIC BEARINGS

Tóth Sándor Gergő, PhD hallgató, toth.sandorgergo@uni-miskolc.hu, Tóth Dániel, tanársegéd, toth.daniel@uni-miskolc.hu, Dr. Takács György, egyetemi docens, takacs.gyorgy@uni-miskolc.hu, Dr. Szilágyi Attila, egyetemi docens, szilagyi.attila@uni-miskolc.hu

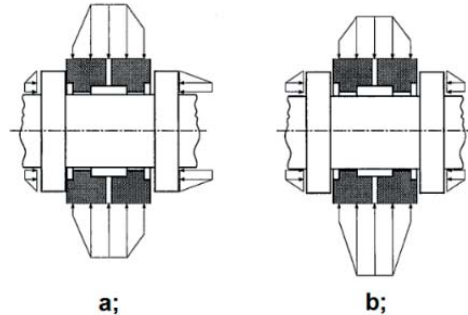
ABSTRACT

This paper is aimed to analyze the conical hydrostatic journal bearings. A conical bearing design algorithm has been created from the basic geometric parameters and equations. Based on several researches, recommendations of conical hydrostatic bearing design, bearing optimization- and application possibilities are gathered.

1. BEVEZETÉS

A hidrosztatikus csapágyakkal napjainkban számos kutatás foglalkozik, mivel kiemelkedő teljesítményi jellemzőkkel rendelkeznek. Hidrosztatikus radiális (*hordozó*) és axiális (*támasztó*) csapágyak alkalmazásával a súrlódás minimalizálható, emellett kiváló merevséggel és jó csillapítási képességgel rendelkeznek, illetve egyenletesebb és pontosabb relatív mozgás érhető el velük [1]. Hidrosztatikus csapágyak esetében a csapágy és tengely felületek egy nagynyomású folyadékfilm réteggel kerülnek szétválasztásra. A filmréteg nyomását és keringtetését külső forrás (*szivattyú*) biztosítja áramszabályozó elemeken keresztül pl. kapilláris vezetékkel, fojtással vagy áramállandósító szeleppel. Az általános olajkenésű hidrosztatikus radiális csapágyak legalább négy nyomókamrával rendelkeznek, amelyeket külön-külön kell szabályozni [1]. A radiális hidrosztatikus csapágyak mellé azonban a legtöbb esetben szükség van axiális irányú megtámasztás beépítésére is. A tengelyen egy perem kerül kialakításra, amelyeket gyűrűpapucsos axiális hidrosztatikus csapágyak támasztják meg (*kombinált hidrosztatikus csapágyak*) [2]. Mivel a nyomókamra felülete axiális csapágyak esetében nagyobb, mint radiális csapágyaknál, így nagyobb térfogatáramot kell biztosítani. A Yates csapágy kialakításnál (**Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) a beáramló olajnak a hagyományos radiális hidrosztatikus csapágyból az axiális csapágyon keresztül kell áthaladnia. Ezzel a konstrukcióval a radiális

csapágyak axiális terhelhetősége számottevően javítható, viszont a radiális irányú maximális terhelhetősége elmarad a hagyományos kivitelétől [2].

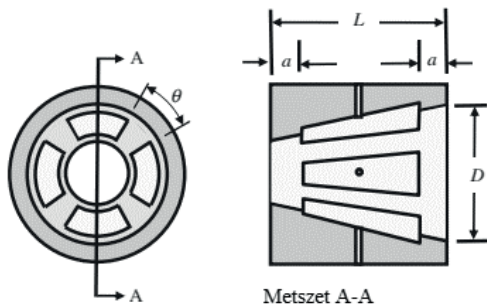


1. ábra. Yates kombinált hidrosztatikus csapágy kialakítása és nyomásprofiljai axiális (a) és radiális (b) terhelés esetén [2]

Axiális és radiális erők felvételére alkalmazhatóak kúpos hidrosztatikus csapágyak is. A kúpos hidrosztatikus csapágyak kialakítása számos előnnyel jár. A kombinált hidrosztatikus csapágyakhoz viszonyítva jelentősen csökken a beépítési méret, illetve a csapágyház egységessége a merevséget javítja. Az egyik csapágy elhagyásával, sokkal gazdaságosabbá válik az üzemeltetés is, mivel a rendszernek kevesebb lesz a folyadékszüksége. Az összeállításon belül a csapágyház mérete szabályozható. A kúpos hidrosztatikus csapágyak hátrányai a gyárthatóságuknál jelentkeznek, ugyanis a csapágyfelszíneknek és az összeállításoknak szigorúbb tűréseknek kell megfelelnie, mint a hagyományos kialakítású hidrosztatikus csapágyaknál [3]. Kúpos hidrosztatikus csapágyakban a kenőközeg lehet folyadék (pl. olaj, víz) vagy gáz (pl. sűrített levegő) a terhelőerőtől függően. Iparban leginkább a szerszámgyártás alkalmazza ezeket a megoldásokat. Kis terhelésű, de nagysebességű köszörűk és fúrók főorsóinak csapágyazását lehet ezekkel megvalósítani [2].

2. KÚPOS HIDROSZTATIKUS CSAPÁGYAK TERVEZÉSE

Kúpos hidrosztatikus csapágyaknál nyomókamrás és sima csapágyfelületű konstrukciókat lehet megkülönböztetni. Sima felületű hidrosztatikus csapágyakat hidrosztatikus, aerosztatikus és hibrid (*hidrosztatikus és hidrodinamikus*) kenési móddal is működethető(e)k. Hátrányuk a jelentős súrlódási ellenállás. Nyomókamrás kivitel csak hidrosztatikus kenésnél alkalmazható, ugyanis aerosztatikus csapágyaknál pneumatikus ütéshez (*légkalapács jelenséghez*) vezethet [3]. Minden egyes kamrához különálló áramlás-szabályozó elemet kell alkalmazni. A 2. ábra egy általános négy nyomókamrás kúpos hidrosztatikus csapágy kialakítása látható.



2. ábra. Négy nyomókamrás kúpos hidrosztatikus csapágy [3]

2.1 Csapágyelrendezés

A csapágy minden egyes támasztópapucsja aktív az axiális és radiális irányú terhelésekkel szemben, ezen erők összessége okozza a különböző irányú tengelykitéréseket. A csapágyak egybeépítését és egymáshoz közeli elhelyezését kerülni kell [1]. A toló irányú terhelésre a tengely axiálisan elmozdul, így az egyik kúp effektív mérete csökken. A radiális elmozdulás minden egyes filmréteg vastagságát csökkenti azonos mennyiséggel. Azonban a maximális radiális irányú elmozdulás esetén a terhelés eloszlás nem lesz azonos, a kisebb hézagú kúpcsapágy túlságosan, míg a nagyhézagú kúpcsapágy kevésbé lesz megterhelve. A jelenség kis terhelések esetében kevésbé számottevő, viszont a csapágméret-, illetve a kenőfilm réteg nyomásának növelésével kismértékben javítható [3]. Célszerű a csapágyakat egymástól minél távolabb elhelyezni. A konstrukciós megfontolás előnye, hogy kisméretű elmozdulás is elégséges ahhoz, hogy a nagyobb hézagú csapágy nagyobb terhelést hordozzon, ezáltal javítva a maximális terhelhetőséget és merevséget is [4].

Kúpos hidrosztatikus csapágy esetén az O elrendezést célszerű leginkább alkalmazni, ugyanis ekkor érhető el a legnagyobb teherbírási képesség. Mivel a főorsókat leginkább az egyik végpontjában terhelik, így megengedhető a csapágyterület radiális irányú vetületének csökkentése. Ezzel minimalizálható a súrlódási terület, ami javítja a rendszer hatásfokát, illetve könnyebb szerelhetőséget biztosít [3].

2.2 Geometriai méretek

A 2. ábrán bemutatott kúpcsapágy konfiguráció fontosabb paraméterei a következők:

D Csapágyátmérő (*a csapágy csonkakúp alapkörének átmérője*),

L- Axiális csapágyhossz,

a Axiális kiömlési hossz,

b Csapágy kamrák közötti szélesség szélessége, a csapágyhossz mentén változik az értéke,

α A csapágy félkúpszöge,

θ Belső kamrákat elválasztó felszínek által közbezárt szög,

h_0 A csapágyfelszín normálisán mért kenőközeg filmréteg vastagsága.

A kiömlési és csapágyhossz axiális irányú vetületi értékei, a valódi hossz megkapható a vetületi értékek $\sec\alpha$ -val való szorzatából.

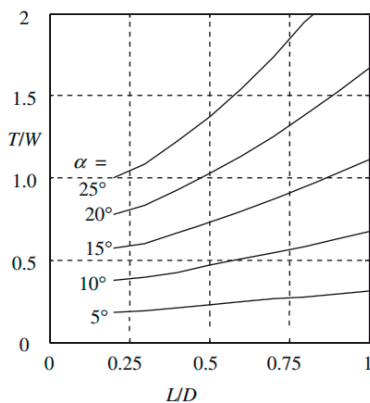
2.3 Méretezési sajátosságok

Méretezéshez először meg kell határozni a hidrosztatikus csapágy megengedett legnagyobb elmozdulását, illetve minimális kenőfilm (h_{min}) réteg vastagságát:

$$h_{min} = (1 - \varepsilon_r) \cdot \bar{h}_a \cdot h_0, \quad (1)$$

ahol ε_r a radiális irányú excentricitási viszonyszám, a radiális irányban mérhető résmérethez vonatkoztatva, \bar{h}_a pedig a terhelt és terheletlen állapotban mért axiális résméret aránya. Ha axiális és radiális terhelések egyformán számottevők, akkor kisebb elmozdulásokkal kell számolni, ugyanis a legkisebb résméret is csökken. Ebben az esetben a legkisebb résméretnek a h_0 érték 35%-át lehet venni [4]. Általános radiális hidrosztatikus csapágyaknál a nyomásviszonyt (β) kapilláris szabályozásnál 0,5-re érdemes választani [1], kúpos hidrosztatikus csapágyaknál viszont az axiális elmozdulás megtámasztása miatt érdemes ezt 0,4-es értékre venni [3]. Az áramlás nagysága az egyes csapágyvégpontok felé sem lesz állandó, mivel a csapágy nagyobb átmérőjű végpontjában nagyobb lesz az

áramlás, ezért a szabályzóelemeket úgy kell megtervezni, hogy a beáramlás mindkét irányban egyenletes történjen. A csapágy terhelhetősége több tényezőtől is függ. Ha a radiális erő a főterhelés, akkor a csapágy méretéből származtatott viszonyszámot (L/D) 1-nél kisebb értékre kell venni [4]. A csapágyhossz függ a csapágy félkúpszögétől is, így minél nagyobb α értékre kell törekedni. Axiális főterhelés esetén a csapágyhosszt növelni kell, azonban több csapágyas rendszereknél az L/D viszonyszámot 1 körüli értékre kell venni, a maximális α értéke pedig 25° - 30° [4]. A kiömlési hossz és csapágyhossz viszonyaránya (a/L) szintén tervezési paraméterként kell kezelni, a kiömlési hossz növelése a terhelhetőség csökkenésével jár. Kísérleti eredmények alapján több csapágyas rendszereknél kiindulásnak ezt a paramétert 0,25-re érdemes felvenni [3]. Nyomókamrák számának változtatása a maximális terhelhetőséget kevésbé befolyásolja [5]. A nyomókamrák és terhelési viszonyszámok függvényében tervezési diagramok szerkeszthetők (3. ábra) [3-5].

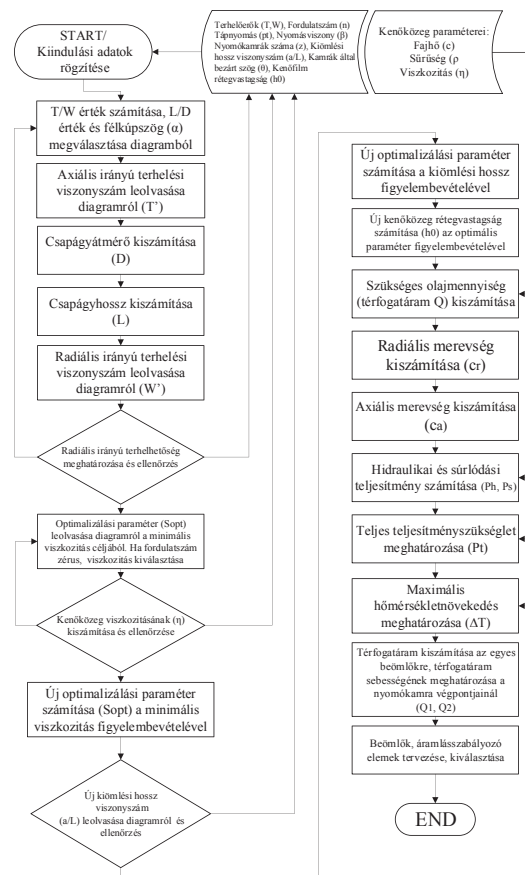


3. ábra. Négy nyomókamrás hidrosztatikus L/D értékének meghatározása a terhelések viszonyából (T = axiális terhelés, W = radiális terhelés) [3]

Nagysebességű működtetés esetén a minimális energiafogyasztás akkor valósul meg, ha a súrlódási és hidraulikus teljesítmény megegyezik. Az optimális érték $1 < \bar{P} < 3$ között van, ahol \bar{P} a súrlódási és hidraulikus teljesítmény hányadosa. Ennek a feltételnek a teljesítése számos paramétertől függ (*pl. folyadék dinamikus viszkozitásától (η), tápanyomás értékétől (p_t), fordulatszám nagyságától (n) és kenőréteg vastagságától (h_0)), ezért ezeket a tényezőket együttesen egy optimalizálási paraméterben (S_{opt}) célszerű figyelembe venni [3]:*

$$S_{opt} = \frac{\eta \cdot N}{p_t} \cdot \left(\frac{D}{2h_0} \right)^2 \quad (2)$$

Alapértéke $\bar{P} = 1$ értékre értendő és tervezési diagram készíthető belőle, amellyel meghatározható az optimális kiömlési hossz is. Nagysebességű működtetés esetén számolni kell a termodinamikai és inercia hatásokkal. A csapágy párna mozgásából származó olaj kenőközeg hőmérséklet növekedése a teherbíró képességet jelentősen rontja, viszont a térfogatáram növekedésével jár [6]. A terhelhetőséget nagysebességű működtetésénél a nyomókamra méretei is befolyásolhatják [6].



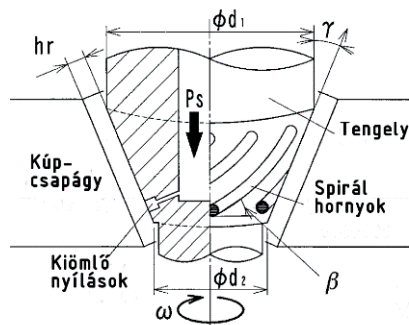
4. ábra. Kúpos hidrosztatikus csapágyak méretezési algoritmus

Egy hidrosztatikus csapágyak méretezéseinek főbb lépései (*terhelhetőség, merevség, térfogatáram, összteljesítmény-szükséglet kiszámítása, szabályzóelemek elemek kiválasztása*), valamint a kúpos hidrosztatikus csapágyak tervezési sajátosságai alapján egy méretezési algoritmus határozható meg (4. ábra). A számítás menetében három ellenőrzési pont található. A terhelhetőség számításához tetszőleges L/D és α értéket kell kiválasztani tervezési diagramból. Ha

az ellenőrzés után nem felel meg, akkor új értékeket kell leolvasni a terhelések viszonylatában, vagy a kiindulási paramétereket kell módosítani. Előfordulhat, hogy a megfelelő kenőközeg viszkozitása túl alacsony vagy túl magas értéket vesz fel. Ebben az esetben minimális viszkozitási értéket kell meghatározni (η_{min}), vagy konvencionális viszkozitású kenőközeggel kell tovább számolni. A kiömlési hosszánál ellenőrizni kell, hogy a terheletlen állapotbeli résméret (h_0) legalább 50-szerese legyen [3]. Ha nem felel meg a kritériumnak, ezzel az ajánlással kell továbbszámolni. Az optimalizálási paramétert (S_{opt}) több pontban is újra kell számolni a viszkozitás és kiömlési hossz figyelembevételével. A térfogatáram (Q) kiszámításánál ellenőrizni kell, hogy a nyomókamrában a kenőközeg közel azonos sebességgel áramoljon a csapágy végpontjai felé.

3. TOVÁBBFEJLESZTÉSI LEHETŐSÉGEK

Hidrostatikus csapágyak működtetésének számos előnye ellenére a nagysebességű üzemeltetése nem ajánlatos, ugyanis a fellépő turbulens áramlás kiegyensúlyozatlansághoz vezet.



5. ábra. Kúpos hidrosztatikus csapágy spirálhornyokkal [8]

Szémos olyan kutatás zajlik, amelyben a nagysebességű működés stabilitását igyekeznek javítani. L. J. Nypan gördülő csapágyazás mellé kúpos hidrosztatikus csapágygyűrűket épített be. A lamináris és turbulens áramlási körülmények alatt vizsgált rendszerrel a súrlódási nyomaték csökkenthető [7]. S. Yoshimoto vízzel működtetett hidrosztatikus kúp csapágyak maximális fordulatszámát vizsgálta. A nagysebességű működtetés stabilitása a forgó tengely kúpfelületén bemunkált spirális hornyok segítségével javítható [8]. A nagynyomású folyadékot a tengelyen keresztül vezetik át hornykiömlő pontjába (5. ábra). A horny szélessége, szöge és mélysége jelentősen befolyásolja a

stabilitást, ezen felül optimummal is rendelkeznek. A konstrukcióval akár $120\,000$ [1/min] maximális fordulatszám is elérhető 10 [μm] csapágyhézag mellett [8].

4. ÖSSZEFOGLALÁS

Axiális és radiális terhelést felvevő hidrosztatikus csapágyrendszerek ismertetése után, kúpos hidrosztatikai csapágyazás elrendezésének és kialakításának sajátosságai kerültek összefoglalásra. Hidrosztatikus csapágyak méretezéséből a kúpos csapágyak speciális kritériumaival bővítve egy méretezési algoritmus fektethettünk le. Nagysebességű működtetésnél a stabilitás speciális hibrid beépítéssel és spirál hornyos kialakítással javítható.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A cikkben ismertetett kutató munka az EFOP-3.6.1-16-00011 jelű „Fiatalodó és Megújuló Egyetem – Innovatív Tudásváros – a Miskolci Egyetem intelligens szakosodást szolgáló intézményi fejlesztése” projekt részeként – a Széchenyi 2020 keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

6. IRODALOM

- [1] F. M. Stansfield: Hydrostatic Bearings, Machinery Publishing Co., London, 1970.
- [2] R. Bassani, B. Piccigallo: Hydrostatic Lubrication, Elsevier Academic Press, London, 1992.
- [3] W.B. Rowe Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, Butterworth-Heinemann Publication co Elsevier, London, 2012.
- [4] S.C.Sharma: Performance Analysis of multirecess capillary compensated hydrostatic journal bearing, Tribology International vol .44, pp. 617-626, 2011.
- [5] T. J. Prabhu: Analysis of Multirecess Conical Hydrostatic Thrust Bearing Under Rotation, Wear vol. 89 pp. 29-40, 1982.
- [6] E. Salem: Thermal and Inertia Effects in Externally Pressurized Conical Thrust bearing, Flow, Turbulence and Combustion vol. 34, pp. 341-366, 1978.
- [7] L.Y. Nypan: Optimization of Conical Hydrostatic Bearing for Minimum Friction, Journal of Lubrication Technology vol. 94 pp. 136-142, 1972.
- [8] S. Yoshimoto: Stability of Water-Lubricated Hydrostatic, Conical Bearing With Spiral Grooves for High-Speed Spindles, Journal of Tribology vol.124, pp. 398-405, 2002