

HIDROSZTATIKUS FŐORSÓ CSAPÁGYAZÁSÁNAK VIZSGÁLATÁRA ALKALMAS MÉRŐBERENDEZÉS TERVEZÉSE

Tóth Sándor Gergő

PhD hallgató, Miskolci Egyetem, Szerszámgépeszeti és Informatikai Intézet, Szerszámgépek Intézeti Tanszék
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, e-mail: toth.sandorgergo@uni-miskolc.hu

Takács György

egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Szerszámgépeszeti és Informatikai Intézet, Szerszámgépek Intézeti Tanszék
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros e-mail: takacs.gyorgy@uni-miskolc.hu

Absztrakt

Az alábbi cikkben egy NC esztergából származó főorsó hidrosztatikus csapágyazásának átfogó vizsgálatát biztosító tesztberendezés tervezési folyamata kerül ismertetésre. A cikkben bemutatott mérőberendezés alkalmas lesz a gyári csapágyazás túlhajtásához, amellyel vizsgálhatóvá válnak azok az átmeneti folyamatok, amelyekkel jobban megérthetjük a hidrosztatikus csapágyak határfordulatszám feletti viselkedését.

Kulcsszavak: hidrosztatikus csapágy, határfordulatszám, csapágy túlhajtás, mérőberendezés

Abstract

This paper deals with the design process of the test rig for a comprehensive test of the hydrostatic bearings, which belong to a NC lathe. The measuring device presented in this article will be suitable for overdriving the factory bearings, which will make it possible to study the transient processes, so we can better understand the effects of hydrostatic bearings operating above the speed limit.

Keywords: hydrostatic bearing, limit speed, overdriving, measuring device

1. Bevezetés

Hidrosztatikus csapágyakkal történő kísérleti vizsgálatokkal ugyan találkozhatunk a szakirodalomban [1-3], viszont ezek legtöbbször a csapágy egy állandósult, stabil állapotát – általában alacsony fordulatszámon – vizsgálják. Kevesebb figyelem jut azokra a kutatásokra, melyek a hidrosztatikus csapágyak fordulatszám korlátjával kapcsolatos problémák feltárását veszik előtérbe. Pedig a határfordulatszám problémája nagy mértékben korlátozza a hidrosztatikus csapágyazás alkalmazásának területét. A hidrosztatikus csapágyakra jellemző határfordulatszámát két különböző irányból lehet értelmezni: dinamikai és áramlási oldalról. A dinamikai oldalról egyrészt egy olyan átmeneti sebesség határozható meg, amely annak az állapotnak a kezdetét írja le, amikor a központi tengely a hidrosztatikus csapágy házára „felkúszik” és az ék hatásból származó hidrodinamikus felhajtóerő megjelenik. Az átmeneti sebesség leírására használható Stansfield képlete [4], amely a következő:

$$N_{\text{átmeneti}} = \frac{31}{(1 + \xi)\phi^2 E_a (1 - E_a)} \cdot \frac{p_1 h_{r(\text{át})}^2}{d_b^2 \eta} \quad (1)$$

Az egyenletben lévő paraméterek jelentéseit az 1. táblázat ismerteti. Jól látható, hogy habár a paraméterek túlnyomó része a tervezéskor, illetve munkafolyadék kiválasztásakor adottak, azonban az átlagos résméret ($h_{r(átl)}$) meghatározásához csak empirikus úton adható egy kezdeti bemenő paraméter vagy terheletlen állapotban mérhető résméretet vesszük alapul. Mivel a résméret négyzetes hatványként szerepel az egyenletben, ennél fogva az egyenletből kapott fordulatszám leginkább egy közeli becslésre alkalmazható. Az átlagos résméret ezen felül a radiális merevség nagyságát is jelentősen befolyásolja, így ennek a paraméternek a pontos megválasztása egy kritikus pont a csapágytervezésnél. A túlhajtás ebben az esetben még nem jelenti a hidrosztatikus csapágy tönkremenetelét, viszont abban az esetben, amikor a csapágyon belüli bolygómozgás körfrekvenciája már eléri a csapágy sajátfrekvenciájának felét, akkor rezonancia jelenik meg, amely a hidrosztatikus csapágy besülését okozza [5].

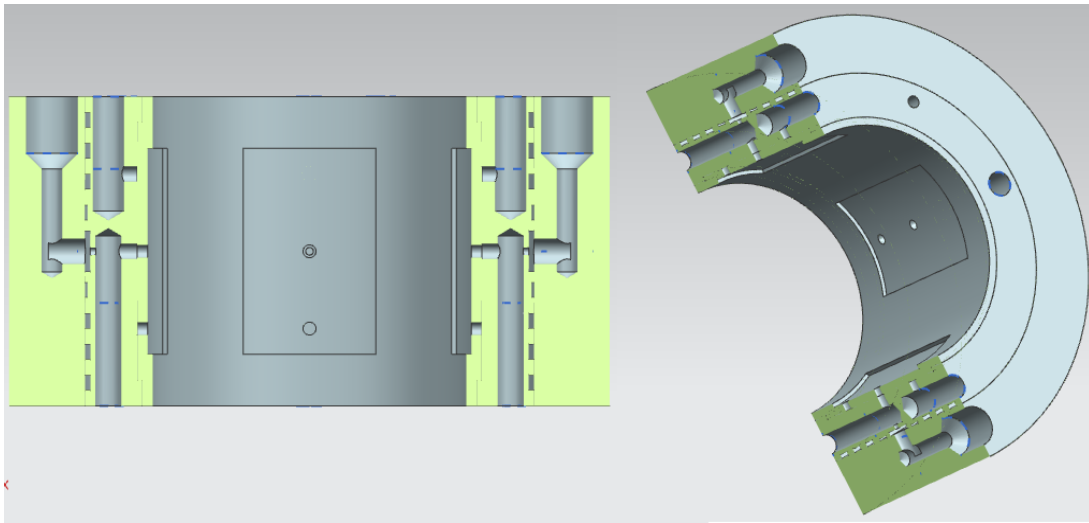
Ha áramlási oldalról közelítjük meg a határ fordulatszámot úgy kell megválasztani, hogy az áramlás lamináris maradjon. Rowe [6] tapasztalati képletével számolható egy olyan határérték, amelyen túl a Taylor örvényáramok már megjelennek (*paraméterek jelentéseit az 1. táblázat tartalmazza*):

$$N_t = \frac{41,1 \sqrt{\frac{d_b}{2h_0}}}{D\pi h_0 \frac{\rho}{\eta}}. \quad (2)$$

2. A mérőberendezés célja és kialakítása

Az alábbi képleteket feltárva gyakorlati alkalmazási példa a hidrosztatikus csapágyak túlhajtására a szakirodalomban nem igazán lelhető fel, ezért az alábbi képletek alkalmazhatóságának vizsgálatához egy mérőberendezés felállítása mellett döntöttünk. A mérőberendezés alapját egy üzemen kívül lévő Ultraturn Csepel NC eszterga szolgáltatja. Az alábbi eszterga a holland Hembrug Szerszámgépgyár licenszben gyártott gépe volt, amely vállalat kifejezetten ultraprecíziós pontosságú megmunkálásra specializálódott. Az eszterga megjavítása sajnos nem gazdaságos az elavult vezérlése miatt, azonban az előzetes felmérések során szerkezetileg működőképes, így a hidrosztatikus csapágyazása is jó alapot szolgál majd a tesztberendezéshez. A tervezési folyamat alatt egy MSc-s gépészmérnök hallgató is be lett vonva. A műszaki dokumentáció hiányossága miatt az alkatrészek modellezéséhez a főorsót részegységekre bontottuk.

Az öntött csapágyház jelenlegi kialakítása előnyös, ugyanis több mérőkivezetési ponttal is rendelkezik. A mellső csapágy radiális-axiális kombinált, a hátsó radiális, amelynek szerelése és mérése optimális a mérések elvégzéséhez. A főorsó mozgatásához az eredeti szervomotor helyett a tanszéken található Siemens 1LA7106-2AA10 típusú, frekvenciaváltós motor került kiválasztásra, amellyel fokozatmentesen biztosítható a fordulatszám növelése a mérés alatt.



1. ábra. Hátsó radiális hidrosztatikus csapágy CAD modellje

3. Túlhajtáshoz szükséges ellenőrzések ismertetése

A mérőberendezés tervezéséhez először ellenőrizni kellett, hogy a hidrosztatikus csapágyak a túlajtást el tudják-e viselni, ami a hidrosztatikus csapágyazások tervezésénél alkalmazott képletekkel került elvégzésre. A számítások végeredményeit az 1. táblázat tartalmazza. Az új motor miatt, illetve a túlajtáshoz szükséges fordulatszám biztosításához új szíjattételt kellett számítani. Ennek fényében $n=4350$ 1/min maximális fordulatszámot lehet majd elérni a berendezéssel, amely lefedi a (1) egyenletből számítható sebességtartományt.

1. táblázat. A hátsó hidrosztatikus radiális csapágyra elvégzett ellenőrző számítások eredményei

Hátsó csapágy			
Paraméter	Jelölés [mértékegység]	Számított/ Bemeneti Érték	Mért érték
csapágyátmérő	D [mm]	60	
csapágyhossz	L [mm]	60	
L/D viszonyszám	$\frac{L}{D}$	1	
zsebek száma	z	4	
axiális kifolyási hossz	l_a [mm]	10	
kifolyási/csapágy hossz	$\frac{l_a}{L}$	0,17	
effektív csapágyhossz	L_e [mm]	50	
axiális kifolyási szélesség	b_a [mm]	94,2	95
radiális kifolyási szélesség	b_u [mm]	100	
csapágyjáték	h_0 [mm]	0,04	

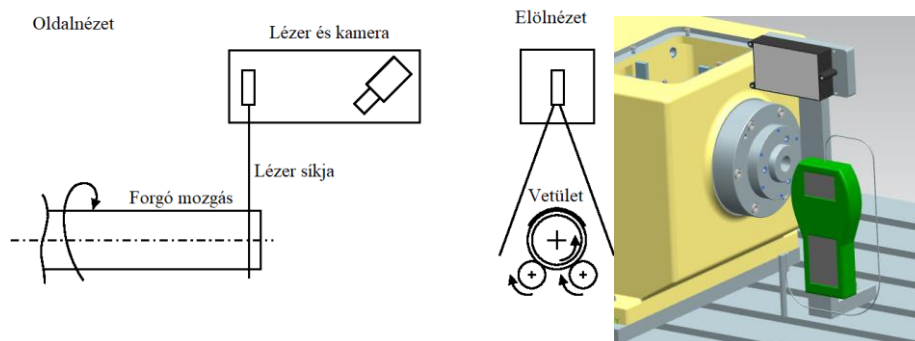
Hátó csapágy			
Paraméter	Jelölés [mértékegység]	Számított/ Bemeneti Érték	Mért érték
elméleti nyomásviszony	β_0	0,5	
radiális kifolyási hossz	l_u [m]	0,02	0,021
hidr. ellenállási hányados	ξ	1	
szivattyúnyomás	p_p [MPa]	6	
nyomásesés a fojtáson	Δp [MPa]	0,5	
zsebhen nyomás	p_t [MPa]	2,75	
számított nyomásviszony	β	0,46	
kapilláris cső belső sugár	r_k [mm]	0,4	
kapilláris cső belső hossz	L_k [mm]	198,4	200
olaj kinematikai viszkozitás	ν [cSt]	15	
olaj dinamikai viszkozitás	η [$\frac{Ns}{m^2}$]	0,01	
olaj térfogatáram	Q [$\frac{m^3}{s}$]	$4,23 \cdot 10^{-5}$	
szivattyú hatásfok	ε_p	0,85	
szivattyúteljesítmény	N_p [W]	298,39	
csapágyház súrlódó felület	F_r [$\frac{m^2}{s}$]	0,007	
kerületi sebesség	v [$\frac{m}{s}$]	13,51	
súrlódási erő teljesítmény	N_R [W]	425,47	
teljes teljesítmény veszteség	N_L [W]	723,86	
teljesítmény hányados	i	1,43	
olaj sűrűség	ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	872	
olaj fajlagos hőkapacitása	c_w [$\frac{J}{K}$]	191,93	
hőmérséklet emelkedés	ΔT [°C]	10,23	
hőmérséklet	T [°C]	35,23	
statikus merevség	C [$\frac{N}{\mu m}$]	342,88	
minimum kapilláris hossz	L_{kmin} [m]	0,02	
zsebhossz	L_p [m]	0,04	
felületarány	φ	1,27	
hosszarány	E_a	0,67	
átmeneti határfordulatszám	$N_{\text{átm}}$ [$\frac{1}{min}$]	4020	

4. A berendezés mérőrendszerei

A hidrosztatikus csapágyakra jellemző összetett folyamatok miatt több paraméter egyidejű vizsgálata szükséges. A beszerezhető és jelenlévő mérőműszerek figyelembevételével az alábbi paraméterek mérhetőségével számolhatunk:

1. hidrosztatikus főorsó fordulatszáma,
2. hidrosztatikus nyomókamrákban a munkafolyadék nyomása
3. hidrosztatikus főorsó excentricitása,
4. nyomókamrába áramló munkafolyadék térfogatárama,
5. beömlő és kiömlő olaj hőmérséklete.

A fordulatszám méréséhez X-Viber mérőeszköz lett kiválasztva. Az X-Viber 15000 mérési adatot képes tárolni és 30-12000 l/min tartományban tudja mérni a főorsónk fordulatszámát. A mérés elvégzéséhez el kell helyezni egy jelölést a tengelyen, a tengely forgása alatt a mérőeszköz azt fogja figyelni, hogy milyen gyakorisággal halad el a kamera által figyelt ponton az adott jelölés.



2. ábra. A lézeres háromszögelés működési elve és a mérőpadon elhelyezett szenzorok

A tengely excentricitása optoNCDT 2220 lézeres elmozdulásmérő szenzorokkal mérhető, amely lézeres háromszögelés elvén működik. Működési elve a 2. ábrán látható. Ennél a módszernél a lézer egy sík formájában világítja meg a felületet. A kamera rögzíti, ahogy a tengely mozog a lézer vetületét figyelve. Egy vízszintesen található ponton egy érintőt helyez az ellipszis alakú vetület megfelelő pontjára és a szenzor azt figyeli, hogy ez az érintő milyen mértékben fordul el, amit a 2. ábra jobb oldali képén láthatunk elhelyezve a mérőberendezésen. A mérőszensorok szigorúan a vasmagon vannak rögzítve konzolokkal, hogy ne befolyásolják a hajtásból származó vibrációk a mérést.

A nyomókamrákban a munkafolyadék nyomásváltozásának ellenőrzésével a hidrodinamikus felhajtóerő megjelenését lehet detektálni. Az eredeti NC eszterga főorsóházának kialakítása előnyös, ugyanis az egyes nyomókamrákból kapilláris vezetékeken keresztül mérőpontok vannak kivezetve. A mérőpontokhoz nyomástávadók köthetőek. A munkafolyadék hőmérsékletváltozását a csapágyhoz legközelebb eső vezetékszakaszon, illetve a kimenő oldalon az olajelvezető csatornánál hőmérő szonda elhelyezésével ellenőrizhető.



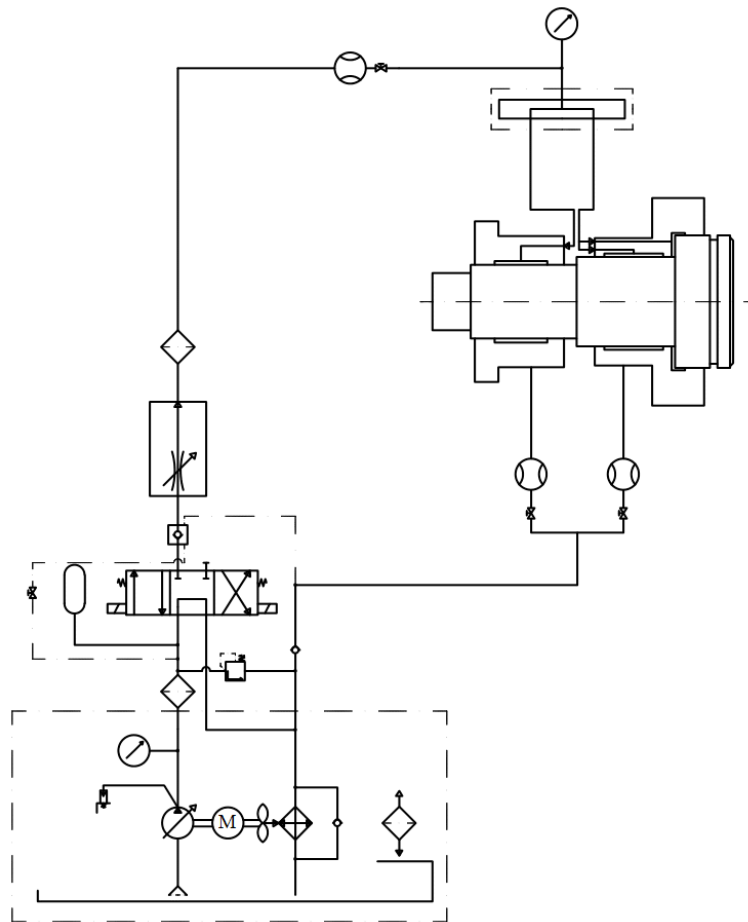
3. ábra. Nyomókamra mérési pontjainak kivezetése a csapágyház oldalához kapilláris vezetékek segítségével

5. A mérőberendezés hidraulikus terve

A mérőberendezés kialakításának egyik sarkalatos pontja a hidraulikus rendszerének áttervezése. Az eredeti hidraulikus rendszer a tartály szivárgása, illetve hűtőkörének hibája miatt nem alkalmazható. A tápegység korábban nemcsak a főorsó, hanem az x és y szánok hidrosztatikus vezetékének ellátását is biztosította. Ennélfogva a mérőberendezéséhez egy új hidraulikus körfolyam kerül megtervezésre, amelyet a 4. ábra ismertet. Az új tápegység beépített hűtőkörrel rendelkezik, valamint a fajlagos munkatérfogata szabályozható. Az üzemi nyomás optimális beállításához a különböző vezetékek, szűrők és szabályzóelemek (útváltó szelepek, térfogatállandósító szelep és kapilláris vezetékek) rendszeresítése számításra kerültek. A tápegység és útváltó szelep közé elhelyezett hidraulikus akkumulátor a tápegységből érkező nyomáshullámokat csillapítja. A térfogatállandósító szeleppel be tudjuk pontosan állítani a nyomókamrákat ellátó elosztótömbbe érkező munkafolyadék térfogatáramát. A kimenő térfogatáram az olajjelvezető vezetéken mérhető, amelyet a kilépési ponthoz a legközelebb kell elhelyezni. A kimenő munkafolyadék a tápegység hűtőkörén keresztül érkezik vissza a tartályba.

6. Összefoglalás

A hidrosztatikus csapágyak túlhajtásához szükséges mérőpad felállításához először az NC esztergában található eredeti csapágyak túlhajtásának lehetősége került ellenőrzésre. Ennek számításokkal történő igazolása után a meglévő alkatrészek segítségével egy vasmagra elhelyezett új mérőberendezés felállítása kezdődött el. A számítások segítségével méretezésre került az új hajtómotorhoz a főorsó hajtása is. A hidraulikus kapcsolási kör összeállításával a hidrosztatikus nyomókamrák ellátása túlhajtás alatt is biztosítható. A mérőberendezéssel vizsgálhatóvá válik a túlhajtásnál fellépő excentricitás, nyomókamra nyomásváltozások, valamint a munkafolyadék hőmérsékletnövekedése.



4. ábra. A mérőberendezés hidraulikus kapcsolási rajza

7. 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.

Külön köszönet illeti Kőrössy Norbert MSc-s gépészmérnök, CAD/CAM szakirányos hallgatót a mérőberendezés tervezéséhez szükséges számításokban és CAD modellezésben végzett munkájáért.

Irodalom

- [1] Chen, C., Yang, J., Han, D., Tang, C.: *Research on speed's influence on hydrostatic bearing's stiffness*, Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 4, 2014, pp. 113-118.
- [2] Etsion, G., Halperin, V., Brizmer, Y., Kligerma: *Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings*, Tribology Letters, Vol. 17, No. 2, August 2004, pp. 295–300
<https://doi.org/10.1023/B:TRIL.0000032467.88800.59>

- [3] Bouyer, J., Fillon, M.: *Experimental measurement of the friction torque on hydrodynamic plain journal bearings during start-up*, Tribology International Volume 44, Issues 7–8, July 2011, pp. 772-781 <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.01.008>
- [4] Stansfield, F. M.: *Hydrostatic bearing for machine tools and similar applications*. The Machinery, 1970, ISBN: 0853332061
- [5] Bassani, R., Piccigallo, B.: *Hydrostatic lubrication 1st Edition*, Elsevier Science, 1992, ISBN: 9780444884985
- [6] Rowe, W. B.: *Hydrostatic, aerostatic and hybrid bearing design, 1st Edition*, Butterworth-Heinemann, 2012, ISBN: 9780123969941
<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-396994-1.00001-2>