

SÚRLÓDÓ FELÜLETPÁROK BIZTONSÁGOS ELVÁLASZTÁSÁNAK ELLENŐRZÉSE NAGY ALAKVÁLTOZÁSOK ESETÉN

CHECKING THE SAFE SEPARATION OF FRICTIONAL PAIRS OF SURFACES AT OCCASSIONALLY LARGE DEFORMATIONS

Németh Géza MSc,
adjunktus
Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

Dr. Péter József PhD,
egyetemi docens

Dr. Fáy Árpád CSc,
ny. egyetemi docens

Bereczkei Sándor MSc
erőművezető-helyettes
Tiszavíz Vízerőmű Kft., Tiszalök

ABSTRACT Many of journal bearings and of traction drives are applied in the heavy industry. The authors would demonstrate some problems in their engineering practice where an accidentally large deflection or displacement of shaft may cause the scuffing of the contact surfaces, and they give solutions to avoid the troubles. They also present the role of the proper lubricants to avoid, when possible, the contact of metal parts or if it is not possible, to decrease the wear. The paper has got great many point of view of history of technology.

1. BEVEZETÉS

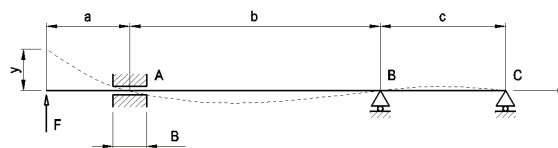
Hidrodinamikus hordozócsapágyak gyakoriak az építőanyag iparban és az energetikai iparban egyaránt. A címben vázolt ellenőrzést kifejezetten a vízerőgépek [1] és a cementipari forgókemencék egy-egy véletlenszerű túlterhelési esete kapcsán szeretnénk bemutatni. Igyekszünk egységes munkamódszert alkalmazni mindegyik mérnöki feladatnál. Vázzuk a berendezés működésének a feladat szempontjából lényeges részét, megemlítjük a lehetséges vagy ténylegesen bekövetkezett nagymértékű alakváltozás vagy elmozdulás okát és mértékét. Ellenőrizzük, hogy az alakváltozás biztonságosan a rugalmas tartományon belül marad-e. Vázzuk a nagymértékű alakváltozás vagy elmozdulás következményét a csapágyakra vagy a berendezés működésére. Javaslatot teszünk részben irodalmi példák alapján a következmények mérséklésére, illetve bemutatjuk a hasonló célú új berendezések műszaki megoldásait.

2. KAPLAN TURBINA FŐCSAPÁGYA

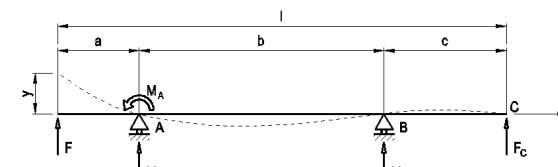
2.1. *Idegen tárgy beekelődése miatti tengelylehajlás.* A függőleges tengelyű turbina lapátjai és a járókerék közé időnként idegen tárgy ékelődik be. A beekelődés ténye érzékelhető a turbina teljesítménycsökkenéséből és a főcsapágy hőmérsékletének emelkedéséből. A tengely alakváltozása nagymértékű, a járókerék síkjában ~ 2 mm, de a rugalmas tartományon belül marad. A járókerék és a főcsapágy között helyezkedik el a főcsapágyat védő tömítési rendszer, mely egy réstömítésből, egy ötkamrás axiális labirintból és egy alaktartó gyűrűstömítésből áll. Az eredeti állapotban a réstömítés és a labirint egyaránt 0,5 mm sugárirányú elmozdulást enged meg az egytengelyű helyzethez képest. A főcsapágy védelmét a tömítési rendszer első eleme, a réstömítés mechanikai szempontból is bizonyos mértékig elláthatja. Nagy víznyeléseknél a réstömítés vízellátása bizonytalanná vált [2], ezért az esetleges tengelylehajlás miatti besúrlódás a réstömítés hőmérsékletének nagymértékű emelkedését okozta. A férfém bélés a kényszerfutást ugyan bírja, de erősen károsodott, ráadásul a keletkező gőz a főcsapágy olaját kondenzvízként elszennyezte. Felmerült egy megoldási javaslat, mely a réstömítés külső vízellátását feleslegessé tehetné. Növeljük meg a résvastagságot a réstömítésben, és hasonlóképpen a labirint hézagot is növeljük meg, hogy elkerüljük e két tömítés elemeinek károsodását egy esetleges

tengelylehajlaskor. A tengely alakváltozását tehát már csak a főcsapágy és a generátor alatt és felett elhelyezett csapágyak korlátoznák. Ezek a csapágyak hidrodinamikusan hordozócsapágyak, résméretük, hőmérsékletük ismert. A beállított sarus talpcsapágyak a tengely alakváltozását korlátozó hatását elhanyagoljuk. Így modelleztük a tengelyt, hogy választ kapjunk a kérdésre: a tengely szögelfordulása nem károsítja-e a csapágybélést.

2.2. *A tengely terhelése az alakváltozás ismeretében.* Az 1. ábra mutatja a modell fő jellemzőit, melyből a generátor feletti, várhatóan kis terhelésű, C jelű támaszt elhagyjuk az alakváltozási korlátozás egyidejű előírásával. Ezt mutatja a 2. ábra.



1. ábra Turbinatengely modellezése



2. ábra Modell a számításhoz

A modell alapján a számítás az (1) lineáris egyenletrendszerre vezet, melyben jó közelítéssel állandó keresztmetszetet feltételeztünk. A hosszmeretek és az anyagjellemző és a keresztmetszeti jellemző egyaránt ismert. A járókerék síkjában a tengelylehajlás ismert, a főcsapágy helyén a tengely szögelfordulását a főcsapágy résmérete ugyancsak ismert mértékben korlátozza.

$$6IE \begin{bmatrix} y \\ y_C \\ \varphi_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2a^2(a+b) & abc & -2ab \\ abc & 2c^2(b+c) & -bc \\ -2ab & -bc & 2b \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F \\ F_C \\ M_A \end{bmatrix} \quad (1)$$

Tömörebb felírásban

$$6IE \underline{y} = \underline{A} \cdot \underline{F} \quad (2)$$

melyből a szükséges ellenőrzéseket elvégezve a tengely két végén ható erőre és reakciónyomatéokra a megoldást inverz matrix módszerrel kapjuk.

$$\underline{F} = 6IE \cdot \underline{A}^{-1} \cdot \underline{y} \quad (3)$$

Az F , F_C és M_A ismeretlen igénybevételeket tehát (3)-ból, az Y_A és Y_B reakcióerőket pedig statikai egyenletekből nyerjük.

$$F = \frac{3IE}{a^3} (y + a\varphi_A)$$

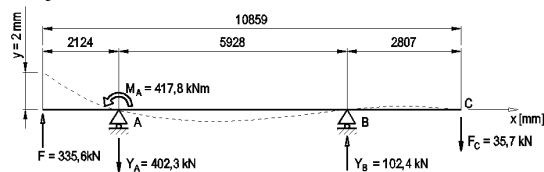
$$F_C = \frac{6IE}{c^2(3b+4c)} (2y_C + c\varphi_A)$$

$$M_A = 3IE \left[\frac{1}{a^2} y + \frac{2}{c(3b+4c)} y_c + \left(\frac{1}{a} + \frac{4}{b} \frac{b+c}{3b+4c} \right) \varphi_A \right]$$

$$Y_A = \frac{-(a+b)F + cF_c + M_A}{b}$$

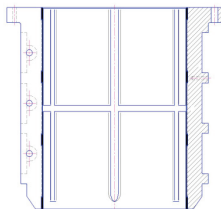
$$Y_B = \frac{aF - (b+c)F_c - M_A}{b} \quad (4)$$

A főcsapágy üzemi játéka nagymértékben függ a csapágy üzemi hőmérsékletétől. A számunkra érdekes A pontbeli nyomatékterhelés a becült 10°C-os téli-nyári üzemi hőmérséklet különbség miatt nyáron másfélszeres értékű. A 3. ábra a téli üzemnek megfelelő terheléseket és reakciókat mutatja.



3. ábra A tengely terhelése üzemzavar kezdetén, télen

2.3. *A főcsapágy terhelése.* A csapágyra ható erő önmagában még nem volna nagy, azonban a tengely nagymértékű rugalmas alakváltozása okozta élterhelés bizonytalanná teszi a működését. A felső élen 750 kN, az alsó élen 410 kN jelentkezik az üzemzavar kezdetén. A féhérfém bélésű csapágyak jó bejáratási tulajdonsággal rendelkeznek, elviselik a kisebb tengely lehajlásokat, de az itt fellépő alakváltozás már igen nagy mértékű. A tapasztalat is azt mutatta, hogy a csapágybélés a felső peremnél sérült. Ez pedig abból is adódhatott, hogy bár lényegesen kisebb a 4. ábrán látható persely felső peremének élterhelése, de környezetében a hat hosszanti kenőanyag-vezető hornyok miatt nem tud megfelelő hidrodinamikusan kenőfilm kialakulni. A majd kétszeres élterhelés azért nem okozza az alsó él környezetének károsodását, mert ott kielégítőek a kenési viszonyok.



4. ábra A főcsapágy féhérfém bélésű perselye

A kialakuló csapágyhőmérsékletet az energia egyensúlyból könnyen levezethetjük, és az (5) összefüggéshez jutunk, melyben a peremeken ható erőket ismerjük, a súrlódási tényezőket pedig a kialakuló kenési állapotok ismeretében becsülhetjük. A képletben a környezet hűtő hatását és a kenőolaj által elvitt hőt egyaránt számításba vesszük.

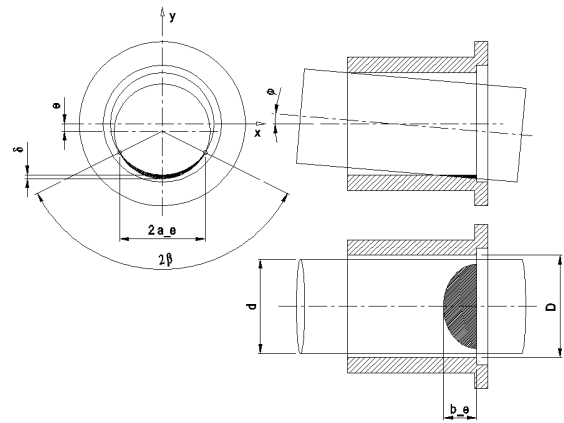
$$\vartheta_{ii} = \frac{(\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \frac{d}{2} \omega}{\alpha d \pi b + c \rho q} + \vartheta_0 \quad (5)$$

Az élterhelést az irodalomban jól ismert módon, az 5. ábra szerint modellezzük. A felső él környezetében kimutatható 20 mm széles elváltozás, továbbá a tengely elfordulási szög ismeretében a pillanatnyi ellipszis vetületű érintkezési tartományt számszerűsíthetjük. Az élterhelés ismeretében a fajlagos csapágyterhelés értéke számítható, mely meghaladja a féhérfém bélésanyag folyáshatárát.

2.4. *Következtetések.* A réstömítés nagymértékű károsodása vagy segédcsapágy funkciójának kiiktatása olyan mértékű tengely alakváltozást enged meg a főcsapágy környezetében, mely a főcsapágy károsodását okozhatja.

2.5. *A féhérfém bélés technikatörténeti vonatkozásai.* Stribeck kísérleteinek nagyszerűségét elemzi egy

technikátörténeti tanulmány [3]. Ír többek között a nagy B/d viszonyú féhérfém bélésanyagú csapágyak bejáratásának tapasztalatairól.



5. ábra Az élterhelés modellezése

Ezek a csapágyak könnyen bejáratathatók voltak, bármi különleges bejáratási eljárás nélkül. A különböző keménységű (és összetételű) féhérfém bélésanyagoknak a folyáshatára valamivel 20 MPa fölött volt. A kísérletek során a fajlagos csapágyterhelés ezeknél a széles csapágyaknál általában 2,5 MPa alatt volt, és csak kivételesen érte el az 5 MPa-t. Az ilyen nagy nyomást állandó terhelésként úgy érte el a kísérletek során, hogy miután elvégezte a teljes szélességű csapágyakkal a kísérleteit, felére csökkentette azok szélességét. Úgy találta, hogy a keskeny csapágyak ugyanolyan jól működtek mint a szélesek a nagy sebességek esetén, az alacsony sebességtartományban pedig jobban működnek, mint a szélesek. Vékony kenőolaj vastagság esetén a széles csapágynál az élterhelési problémák jelentkeztek. Stribeck a csapágyának a kenőanyag vezető hornyokkal ellátott részét terhelte, így érte el azt, hogy az olajhártya vastagsága kisebb volt, mintha a terheletlen részen lettek volna az olajvezető hornyok.

Talán észrevehető, mennyire jól leírja az előbbi évszázados kísérlet a turbina főcsapágy gondjait. A csapágybélés azonos, a főcsapágy nagyobb szélességi viszonyú, mint Stribeck megfelezt csapágya. A fajlagos csapágyterhelés nagy, gondok vannak az élterheléssel és a csapágy a terhelését a kenőanyag vezető hornyokkal megszakított oldalon is kapja (mert a terhelés iránya a tengellyel együtt forog), és ezért ott lecsökken a kenőanyag hártya vastagsága (megszökik az olaj, nem tud kialakulni a kellő vastagságú, a terhelést hordozni képes stabil nagynyomású olajfilm).

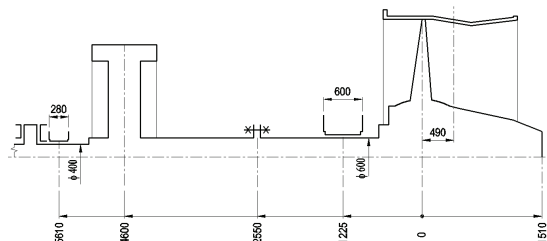
2.6. *Újabb műszaki megoldások.* Bár ennél a turbinacsapágynál nem jöhet szóba, mégis megemlítjük, hogy mindazonon a helyeken, ahol nagymértékű tengelylehajlásra lehet számítani: hajó propeller tengely csapágyai, vízturbina megvezető csapágy, stb., sikeresen alkalmazzák a vízkenésű hidrodinamikusan siklócsapágy perselyeket, melyek a féhérfémeknél jóval alkalmasabbak az élterhelés veszélyének kitett csapágyazási helyeken a kialakuló élnyomás csökkentésére. A műanyag csapágyra és a tengelyt korróziótól védő műanyag bevonatra egyaránt 10 év élettartamot becsülnek.

3. CSŐTURBINA FŐCSAPÁGYA

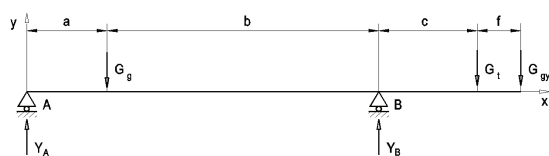
3.1. *Járókerékház szerelése miatt megnövekedett terhelés okozta tengelylehajlás.* A vízszintes tengelyű turbina járókerékházának tervezett cseréje megnöveli a tengely terhelését, ezen keresztül a tengely lehajlását és a főcsapágy terhelését. Előidézheti a csapágy élterhelését, és kérdésessé teheti, hogy a hidrosztatikus ráségités szivattyúi el tudják-e

emelni a tengelyt a csapágyperselytől, hogy a tengely átfordítása ne okozza a persely sérülését.

3.2. *A tengelyben ébredő feszültségek és az alakváltozások.* A tengelyt a járókerékhez a 6. ábra szemlélteti. A talpcsapágyaknak a radiális alakváltozásokat befolyásoló szerepét elhanyagoljuk, ezért nem is ábrázoljuk. A 7. ábra szerinti méretek és terhelések ismeretében a csapágyak terhelése, a tengelyben kialakuló feszültségek és a tengely alakváltozása számítható.



6. ábra A turbinatengely és csapágyai a járókerékkel növelt súlyterheléssel



7. ábra A tengely statikai modellje

A számításokból kiderült, hogy bár a tisztán hajlításból eredő legnagyobb feszültség kétszerese lesz az eredeti (járókerék nélküli) terhelésből származó hajlítófeszültségnek, de még így sem éri el a legnagyobb üzemi redukált feszültség kétharmadát. A csapágyak közül a generátor csapágy terhelése csökken, ezért ezzel a továbbiakban nem foglalkozunk, a B jelű főcsapágyé természetesen erősen megnő. A főcsapágy helyén a tengely szögelfordulása az eredeti terheléshez képest háromszoros, de még így sem okozza a csapágy élterhelését. Még 40°C-os csapágyhőmérsékleten is mértéke, $0,35 \cdot 10^{-3}$ rad bőven alatta marad az üzemi játék által megengedett $0,66 \cdot 10^{-3}$ radiánnak.

3.3. *A csapágy terhelhetősége.* A főcsapágy terhelhetőségét nem csak az élterhelés veszélye szempontjából kell vizsgálnunk, hanem a hidrosztatikus emelés szempontjából is. A külső szivattyúval táplált emelőt üzemszerűen arra használják, hogy álló helyzetben, vagy a hidrodinamikusan kenőhártya kialakulásához elégtelen fordulatszám esetén biztonságosan eltávolítsa a tengelyt a fehérém bélésű perselytől. A számításokból kiderült, hogy a főcsapágy képes tartani a 67%-kalmegnövekedett terhelést, mert az olajfilm teherbírása annál jóval nagyobb. A nyomókamráknak (olajzsebeknek) a teljes tengelycsap vetülethez viszonyított aránya azonban olyan kicsi, hogy bizonytalanná válik a növelt terhelésű tengely megemlése. A számításokat az [5] és [6] irodalmak alapján végeztük el.

3.4. *Következtetések.* Az olajzsebek emelési képességének bizonytalansága miatt a tengely emelését hidraulikus emelővel kell segíteni, a járókerékhez kötött, cserélendő alsó turbinagyűrű finom emelésével. Ha a tengely megemelkedett, akkor a turbinacsapágyban a lecsökkenő olajnyomás (5,38 MPa) ellenére a kenőolaj hártá már tartani tudja a megnövekedett terhet a rásegítő olajemelő nélkül is, hiszen (az olajfilm) teherbírása az előírt 0,2 mm résméret mellett ($\epsilon = 0,33$ relative excentricitásnál) megközelítőleg 810kN, és ez megfelelő biztonsági tartalékokat jelent az ismert, 487kN terheléshez.

3.5. *Tapasztalatok.* A szerelés során kiderült, hogy a növelt terhelésű tengelyt a 24MPa nyomású szivattyúval táplált

olajzsebek meg tudták volna emelni külső rásegítés nélkül is. Az emelés során az olajnyomás 13MPa-ig emelkedett, majd visszaesett 6-7 MPa nyomásra. Ez igen hasznos információ, hiszen a számítások nem nélkülözhetik bizonyos tapasztalati konstansok használatát. Az eredetileg figyelembe vett emelési paraméter 3-as értéke helyett a ténylegesen kialakuló emelési nyomás alapján $K_{em}=1,3$ értékkel számolhatunk. Így az olajzsebek emelési képessége a 8. ábra adataival, [5] szerint

$$F = \frac{P_{em} D n \sqrt{A_{zs}}}{K_{em}} = \frac{24 \text{ MPa} \cdot 600 \text{ mm} \cdot 2 \cdot \sqrt{1514 \text{ mm}^2}}{1,3} = 862 \text{ kN}$$

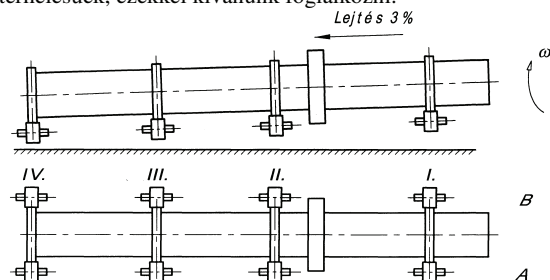
Ez azt jelenti, hogy összehasonlítva a növelt 487kN-os csapágyterheléssel, 85%-os ráhagyás engedhető meg az emelési nyomásra, ami a biztonságos emelést tesz lehetővé, az irodalomban ajánlott 50-100% ráhagyás figyelembe vételével.

	Turbina csapágy
Az emelési nyomás P_{em} , [MPa]	24
Tengelycsap átmérője D , [mm]	600
Egy olajzseb felülete A_{zs} , [mm ²]	1514
Olajzsebek száma n [-]	2
Legkisebb résméret, h_0 [mm]	0,2
Tengelyátmérő, d [mm]	600 h7
Persely átmérő, D [mm]	600,6 H7
Legkisebb játék, J [mm]	0,6
Relatív játék, $\psi = J/d$ [-]	0,001
Relatív excentricitás $\epsilon = 1 - \frac{2 \cdot h_0}{d \cdot \psi}$ [-]	0,33

8. ábra A főcsapágy adatai

4. FORGÓKEMENCE TÁMASZTÓGÖRGŐ CSAPÁGY

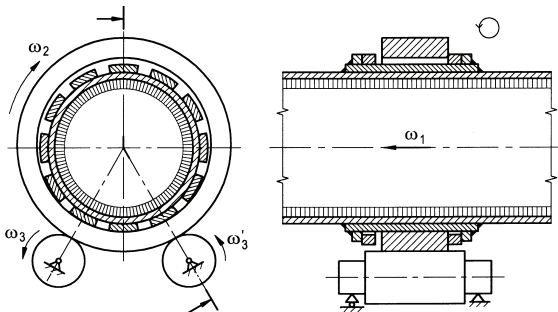
4.1. *A forgókemence működése.* A 9. ábra két képpel mutat be egy 100 m hosszú, 4,6 m átmérőjű klinker kemencét. Lejtése 3 %, megtámasztását a római számokkal jelölt négy görgőállomás végzi. A csökemencét a II. számú görgőállomás fölött, a megerősített köpenyre csavarozott fogaskoszorún keresztül hajtják, üzemi fordulatszáma ~1,4/perc. A II. és III. számú görgőállomások a legnagyobb terhelésűek, ezekkel kívánunk foglalkozni.



9. ábra A csökemence elől- és felülnézete

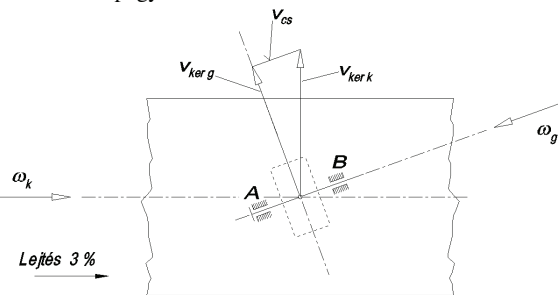
Az üzemeltetés körülményei mostohák. A szabadtéri, poros környezetben működő kemence köpenyének hőmérséklete magas, a vizsgálandó helyeken 230 ... 360°C között változik. A 10. ábrán látható, hogy a futókerék a kemence köpenyére hegesztett alátét lemezekon gördül, belső kapcsolódású dörzskeréként, a kissé, ~50 mm-rel szélesebb támasztógörgővel pedig külső kapcsolódású dörzskerékpárt alkot. A támasztógörgők ~60°-os középponti szögel vannak elhelyezve a futógyűrűhöz képest. A II. számú görgőállomáson, a két kapcsolatban a súlyterhelésből egyenként akár 5000 kN támaszerő is adódhat, ha a

legkedvezőtlenebb esetet, az áramló közeg boltozódását is figyelembe vesszük. A dörzshajtás elemeinek axiális helyzete a kemence hőtágulása következtében változik. Ezt a problémát némiképpen orvosolja a szélesebb támasztógörgő, ugyanakkor az üzemi hőmérsékletnek megfelelő legvalószínűbb axiális helyzetben a támasztógörgő felületének lépcsős vagy homorú kopása csak a kemence „axiális járatásával” kerülhető el. A 11. ábrán bemutatott elv szerint a kemence tengelyéhez képest ferdén elállított görgők okozzák a futókeréknek, és rajta keresztül a kemencének a lejtéssel ellentétes irányú axiális mozgását. A legnagyobb súlyterhet viselő II. és III. görgőállomás görgőinek ferde elállítása más szempontból is előnyös. Ezáltal nem az alsó határoló görgőnek kell viselnie a teljes axiális terhelést az üzemi egészében.



10. ábra A II. számú görgőállomás

4.2 Radiális csapágyak kenélméleti vizsgálata. Forgókemence meghibásodása kapcsán a radiális csapágyak kenélméleti vizsgálata vált szükségessé [7]. A támasztógörgők csapágyait terhelő erők számszerű értékeinek meghatározásához a görgőállomásra ható súlyterhelést és a támasztógörgő ferde beállításából következően a futógyűrű és a támasztógörgő érintkezési felületén fellépő csúszási súrlódási erőt kell figyelembe venni. A támasztógörgő ferde beállításánál – az érintkező felületi pontok sebességábrája szerint (11. ábra) – a felületek relatív csúszási sebessége irányában csúszási súrlódási erő keletkezik. A fajlagos csapágyterhelés 6,27 MPa, a terhelési szám (Sommerfeld szám) 620 volt a kérdéses csapágynál.



11. ábra A támasztógörgő ferde állításának következménye

A VOGELPOHL [6] által meghatározott $(1-\epsilon)\phi$ jellemzőszám értéke 1,1, amelyből a legkisebb résméret 2,13 μm . A számított legkisebb résméret értéke alapján megállapítható, hogy a támasztógörgők radiális csapágyai vegyesúrlódási állapotban működnek. Az alkalmazott erősen adalékolt kenőolajra hárul a feladat, hogy az érintkező érdességi csúcsok felületén erősen kötődő határréteget képezzen, megakadályozva az érdességi csúcsok túlmelegedését, összehégedését azaz a felületek berágódását. A folyadéksúrlódási állapottal jellemzett kenés e helyen az adott fajlagos terhelés és üzemi fordulatszám mellett nem érhető el, ezért az ún. határréteg kenéssel és jó

hűtéssel kell biztosítani egy elfogadható kopási élettartamú üzemet.

4.3. A görgőállítás veszélye. A kemencét a köpenyre helyezett futókeréken keresztül támasztják a görgők, melyeket két-két merev perselyes hidrodinamikus hordozócsapágy támaszt. A görgők ferde helyzetbe állítását hidraulikus hengerekkel végzik, majd a kívánt helyzetet finom métermenetes kapcsolattal rögzítik. A nem eléggé kíméletes állítás a csapágyak meghibásodásához vezethet. A tengely nagymértékű elállítása életterhelést okoz. A nagy fajlagos csapágyterhelés miatt a tengellyel érintkező csapágypersely anyaga (szemben a turbinák csapágyaival) alumínium ötvözet, mely merevsége, rosszabb bejáródási tulajdonságai miatt hajlamosabb a berágódásra. Ráadásul a technológiai folyamat sem engedi meg, hogy a hiba észlelésekor azonnal leállítsák a berendezést.

4.4 Megoldás az újabb berendezéseknél. Az újabb klinkerkemencék görgőit baálló görgőcsapágyakkal támasztják, elkerülve ezzel a figyelmen kívül hagyott görgőállítás okozta csapágy tönkremenetelt.

5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

„A cikkben ismertetett kutató munka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 projekt eredményeire alapozva a TÁMOP-4.1.1.C-12/1/KONV-2012-0002 jelű projekt részeként – az Új Széchenyi Terv keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósult meg.”

6. IRODALOM

- [1] Ötvös P., Tiszavíz Vízerőmű Kft., (Tanulmány a tiszalöki és kiskörei vízerőmű 1956-2010 közötti történetéről) 31p., 2010.
- [2] Lakatos K., A Tiszalöki Vízerőmű 1. blokkjának turbina főcsapágy részvízterében észlelt meghibásodások okáról, javításáról, egy jövőbeni hasonló eset megelőzéséről, Szakértői tanulmány, Kézirat, Miskolc, 2011. március 31. 19p.
- [3] Jacobson, B., The Stribeck memorial lecture, Tribology International 36, p781-789, 2003.
- [4] Szota György, Siklócsapágyak tervezése, Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1974., 258 p. (p115-125).
- [5] Elwell, R.C., Hydrostatic Lubrication in E. R. Booser (ed), CRC Handbook of Lubrication, Vol. II., CRC Press, New York, 1983, 661p.,(p116-120.)
- [6] Vogelpohl, G., Betriebssichere Gleitlager – Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb, Springer-Verlag, Berlin, etc., 1958. p.90-91.
- [7] Szota Gy., Németh G., HCM Rt. II. Klinkerkemence II. futógyűrű – futógörgő állomása meghibásodásának vizsgálata (hidrodinamikus siklócsapágy vizsgálata), Kutatási zárójelentés a HCM Rt. megbízása alapján, Témaszám 4990468, Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke, Miskolc, 1999. április 30., 19p.

ELHUNYT PROF. DR. KULCSÁR BÉLA EGYETEMI TANÁR ÚR

Az elhunyt professzor örök nyugalomra helyezése előtt a BME Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kara és az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottsága részéről Prof. Dr. Zobory István egyetemi tanár tartott búcsúbeszédet



Tisztelt gyászoló család, tisztelt gyászoló barátok!

A végső búcsú perceiben, egy *kiváló ember és szakember, egy igaz barát* végső távozása okozta **szomorúság és megrendülés** lelki állapotában szeretném tolmácsolni a Műegyetem, a Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar munkatársai, a volt tanítványok és barátok együttérzését Kulcsár Béla professzor úr, Karunk volt dékánja, kollégánk és szeretett kedves barátunk ravatalánál.

Nehéz beletörődnünk, hogy eltávozott körünkől és a sok éves együttes munkánk megváltoztathatatlanul a végéhez ért...

Emlékezetünkben mindig jelen marad, mint az anyagmozgató gépek és a logisztikai folyamatok kiváló tanára. Nem felejtjük professzorként végzett kiemelkedő oktató és nevelő munkáját, a tanszékvezetőként végzett sikeres tanszékfejlesztési tevékenységét.

Emlékezni fogunk az Építőgépek, Anyagmozgató gépek és Üzemi Logisztika tanszékvezető professzoraként, valamint a Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar kari vezetésében több poszton megvalósult kiváló és eredményes munkájára.

Karunk tudományos dékánhelyetteseként sokoldalú tevékenységet folytatott, amelyben kiemelkedő súllyal szerepelt a posztgraduális képzés irányítása, a Doktori Iskolák kialakítása és a Tudományos Diákkörök segítése. Az Országos Tudományos Diákköri Konferenciák szervezésében is mindig nagy örömmel vette ki részét.

Vezetői talentuma a Karunkon két ciklusban, hét évén keresztül folytatott dékáni működésében teljesedett ki. Az oktatásfejlesztés, a járműmérnöki és a logisztikai mérnöki alapképzések tanterveinek kialakítása és bevezetése, a Karunkon folyó három szakos mesterképzés megvalósítása dicséri kiváló irányító- és szervező munkáját.

Kulcsár Béla professzor úr korábbi életútjának lényeges állomásán a Kecskeméti Gépipari és Automatizálási Műszaki Főiskola főigazgatójaként szerzett sokoldalú vezetői tapasztalata alapján dékánként biztos kézzel vezette Karunk hajóját, amelynek során mindig előtérbe állította a magas színvonalú mérnökképzés és az eredményes tudományos kutatás érdekeit. Nagy figyelmet fordított arra, hogy a pillanatnyi hatásoknak ne engedjen a szűkös gazdasági helyzetben, és a közlekedés valamint a járműipar hosszútávú nemzeti érdekeit tartsa szem előtt!

Ez a szemlélete tette lehetővé, hogy az új, innovatív képzési szakok beindítása mellett a kisebb létszámú, de az országunknak a mérnök utánpótlás szempontjából *fontos* vasútgépész, hajóépítő, anyagmozgató gépész és építőgépész szakirányok képzése is zavartalanul folyjék Karunkon.

Kulcsár Béla professzor úr mérnökképzési „ars poeticájában” a színvonalas elméleti képzés igénye mellett mindig kiemelt hangsúlyval szerepelt a laboratóriumi gyakorlati képzés szorgalmazása. Ezért a tanszékek laboratóriumainak fejlesztését a gyakorlati képzés és a kutatómunka biztosítása érdekében mindenkor prioritással kezelte, kiemelten, ha azok a korszerű automatizált mérő és irányító rendszerek alkalmazásba vételével társultak.

Nevéhez fűződik az új járműgépész alapszak képzéséhez elektronikus tananyagok kidolgozására vonatkozó pályázat kezdeményezése, és a pályázat elnyerése után az egységes elektronikus tananyagok kidolgozásának irányítása és a pályázat sikeres befejezése.

Kulcsár Béla professzor úr tudományos munkájában a témafelvetés szinte mindig ipari fejlesztések gépészeti és logisztikai problémáihoz kapcsolódott. A sok éven át az anyagmozgatás gépcsoportjaival kapcsolatos dinamikai és automatizálási kérdésekre irányuló kutatásainak elismerését jelentette meghívása az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottságába, ahol sokéves eredményes tevékenységet fejtett ki a Géprendszerek Albizottság vezetőjeként.

Szakmai tevékenységében mindig is jelen volt a logisztika tudományos igényű, kvantitatív vonatkozásokat előtérbe helyező művelése. Ezen munkájának elismeréseképp előbb az MTA Közlekedéstudományi Bizottságában a Logisztikai Albizottság elnöki tisztét nyerte el, majd az MTA megalakult Logisztikai Osztályközi Állandó Bizottsága alelnöki tisztét töltötte be.

Éppen a logisztika területén végzett kiemelkedő kutató-fejlesztő munkája és a logisztikai mérnökképzés hazai beindításában betöltött meghatározó tevékenysége alapján az MTA felterjesztésére, 2013. március 15-i nemzeti ünnepünk alkalmából Kulcsár Béla professzor urat a köztársasági elnök úr a **Magyar Érdemrend Lovagkeresztjével** tüntette ki.

Mint a Miskolci Műszaki Egyetem egykori absolvensze, később tanársegédje, Kulcsár Béla professzor úr mindig szoros kapcsolatot tartott fenn az egykori Alma Máterrel. Nagy örömmel vette, amikor a Miskolci Egyetem tiszteletbeli professzorrá választotta.

Számos további testület, így a Magyar Mérnök Akadémia, a Műszaki Igazságügyi Szakértői Testület, a Magyar Mérnöki Kamara tiszteletbeli tagjaként és az Európai Német Nyelvű Anyagmozgatási Professzori Konferencia tagjaként végzett eredményes munkát.

Kulcsár Béla professzor úr sokoldalú oktatómunkája és a 140-et meghaladó számú tudományos publikációjában formát öltő kutatómunkája mellett több mint 28 egyetemi tansegédlet, jegyzet, tankönyv és szakkönyv szerzője is volt. A *Robottechnika* és az *Ipari logisztika* című kiváló szakkönyveit a hallgatóság még sok évig fogja tankönyvként és a szakma kézikönyvként használni.

Itt kell kiemelni, hogy a logisztikai szakterület vezető németnyelvű folyóiratának a *Logistik Journal*-nak és a hazai gépészmérnöki tudomány GÉP című folyóiratának szerkesztő bizottsága sok éve tagjává választotta. Ezen megbízatásainak keretében mindig támogatta a tehetséges fiatal szakembereket a doktori fokozatuk megszerzéséhez szükséges publikálásban.

A szó menne tovább az érdemek felsorolásában, de meg kell állni! Most szomorúsággalelve végső búcsút venni jöttünk...

Kedves Béla, kedves kollégánk, nagyra becsült és szeretett barátunk!

Életutadon haláloed napjáig *becsülettel és kiemelkedő eredménnyel* teljesítetted a Teremtő által rád szabott feladatokat...

Nehéz beletörődnünk, hogy ilyen hirtelen egyedül maradtunk, nem hallhatjuk többet a megszokott baráti hangodat, lényeglátó szakmai érveléseidet, és az emberi problémákat is mélyen megértő bölcs véleményedet. Véleményalkotásodból mindig sugárzott a magyar műszaki felsőoktatás, ezen belül a Karunkon folyó mérnökképzés elméleti és gyakorlati színvonalának emelése iránti lelkes elkötelezettséged.

Csak ismételni lehet köszönetünket a Műegyetem, és Karunk oktatói és hallgatói nevében kiemelkedő tanári, tudományos és szervező munkáért, az együtt munkálkodásért, barátságodért...

Szomorú szívvel búcsúzom Tőled a Műegyetem tanári kara, munkatársi közössége és hallgatósága és az MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottsága nevében!

Felejthetetlen emlékedet szeretettel megőrizzük! Kedves Professzor Úr, Kedves Béla!

Isten Veled, nyugodj békében!

CONTENTS

<i>1. Bider Zsolt</i> DIE TOLERANZEN VON GEWINDEVER- BINDUNGEN AUSWIRKUNGEN AUF DIE VORGESPANNTEN SCHRAU- BEVERBINDUNGEN	5	<i>11. Horváth Péter PhD</i> MODELING HAPTIC FEATURES OF PIANO ACTION.....	44
<i>2. Vadászné Bognár Gabriella, Dr. habil.</i> DETERMINATION OF THE DRAG COEFFICIENT IN NON-NEWTONIAN MEDIA.....	9	<i>12. Horváth Richárd, Pálincás Tibor, Mátyási Gyula</i> DESIGNING, MAKING AND ADAPTING A DYNAMOMETER SYSTEM TO MEASURE SMALL FORCES FORMING DURING FINE TURNING.....	48
<i>3. Czifra Árpád, Horváth Sándor</i> CONNECTION BETWEEN SURFACE ROUGHNESS PARAMETERS OF M-SYSTEM AND MOTIF	13	<i>13. Juhász Gábor, Eleőd András</i> STRUCTURAL CHANGES OF THE NEAR- SURFACE LAYER DURING SLIDING AND ROLLING FRICTION.....	54
<i>4. Csortán Beáta PhD, Dr. Horák Péter</i> ROLE OF PRODUCT-SERVICE SYSTEMS IN PRODUCT DESIGN	17	<i>14. Dr. Kátai László Ph.D, Dr. Szabó István Ph.D., Gárdonyi Péter</i> EXAMINATION OF V-BELT TEMPERATURE CONDITIONS.....	58
<i>5. Dömötör Csaba</i> HUMOROUS ANALOGIES.....	21	<i>15. Kelemen László PhD, Dr. Szente József PhD</i> DETERMINATION OF CURVATURES FOR CROWNED TOOTH SURFACE GENERATED BY ENVELOPING.....	62
<i>6. Drágár Zsuzsa, Dr. Kamondi László PhD</i> TOOTH ROOT STRESS CALCULATION FOR NON-SYMMETRIC TOOTH SHAPE.....	25	<i>16. Lénárt József</i> DEVELOPMENT OF OPTICAL VIBRATION MEASUREMENT DEVICE.....	66
<i>7. Forberger Árpád, Dr. Lovas László</i> FINITE ELEMENT ANALYSIS OF CURVED- TOOTH GEAR CONNECTION.....	29	<i>17. Nagy Lajos</i> MECHATRONIC DESIGN OF SERVO MECHA- NISMS.....	70
<i>8. Göncfalvi Balázs, Dr. Krisch Róbert</i> INVESTIGATION OF THE BASIC PARTS OF A FLAT WHEEL HARMONIC DRIVE	32	<i>18. Dr. Németh Gábor, Kovács Péter Ph.D, Dr. Varga Dénes</i> CONSTRUCTION OF CONCENTRATING SOLAR COLLECTOR.....	74
<i>9. Dr. Hány András, Illés Tamás, Sághegyi Ramóna</i> EXPERIENCES OF A TEST EQUIPMENTUSED FOR EXAMINATION OF COATED FASTENERS	36	<i>19. Németh Géza MSc, Dr. Péter József PhD, Dr. Fáy Árpád CSc, Bereczkei Sándor MSc</i> CHECKING THE SAFE SEPARATION OF FRICTIONAL PAIRS OF SURFACES AT OCCASSIONALLY LARGE DEFOR- MATIONS.....	78
<i>10. Hegedűs György, Takács György</i> GENERATION OF TOOL PROFILES BY SURFACE INTERSECTION METHOD.....	40		

GÉP

INFORMATIVE JOURNAL

for Technics, Enterprises, Investments, Sales, Research-Development, Market of the Scientific Society of
Mechanical Engineering

Dr. Döbröczöni Ádám

President of Editorial Board

Vesza József

General Editor

Dr. Jármái Károly

Dr. Péter József

Dr. Szabó Szilárd

Deputy

Dr. Barkóczi István

Bányai Zoltán

Dr. Beke János

Dr. Bercsey Tibor

Dr. Bukoveczky György

Dr. Czitán Gábor

Dr. Danyi József

Dr. Dudás Illés

Dr. Gáti József

Dr. Horváth Sándor

Dr. Illés Béla

Kármán Antal

Dr. Kalmár Ferenc

Dr. Orbán Ferenc

Dr. Pálincás István

Dr. Patkó Gyula

Dr. Péter László

Dr. Penninger Antal

Dr. Rittinger János

Dr. Szabó István

Dr. Szántó Jenő

Dr. Szűcs Edit

Dr. Tímár Imre

Dr. Tóth László

Cooperation in the editing:

Dr. Péter József

Dear Reader,

Forty years ago, on 22-24th August 1973 there were a discussion on the industrial design and its organisation, between 234 engineers, mainly top designer members of 110 firms and institutes. The idea of the conference was born in the summer of 1972 during the national secretariat meeting of the Scientific Society for Mechanical Engineering (GTE), and it was arranged by the GTE committee of Miskolc and the University, by the cooperation of Professor Dr. Zénó Terplán, Dr. József Magyar, Dr. Rezső Száday together with the many members made a lot of tiny work. The conference was opened by Professor Dr. Jenő Varga, former chief designer of the GANZ factory, highlighting that *this was the very first occasion of such a meeting in Hungary*. He emphasized the importance of *dealing with the assessment of design* because many, mainly West German papers *dealing with the methodology of design process* had been published in recent years. The authors of all the 15 papers of the conference proceedings argued for a design work that framed into a consolidated system, fruitful and effective. After the event of the Discussion of Chief Designers in 1975 the conference title was transformed into Conference of Machine Designers in 1977.

At the years preceding the 1990s changes, the last event that recalled the atmosphere of the previous conferences, was the 6th Conference of Machine Designers in 1985, held in Miskolc-Tapolca. The 43 presentations that were published in conference proceedings, too, were followed by the 210 participants, arrived partly from the industry, the research institutes and the higher education. In the opening ceremony Professor Dr. József Drobni spoke about the *designing of energy saving, reliable and aesthetic machines which are competitive not only abroad but also in home terrain*, detecting and suggesting the expected challenges. The bankruptcy of the state enterprises affected the 7th Conference of Machine Designers. The conference was arranged at the University of Miskolc, and the 30 presentations were held by university professors, lecturers and researchers, with unchanged strength, for their university workmates and a small number of industrial experts.

During the last decade of the 20th century the Hungarian industry was transformed radically, the producer changed places with the consumer, the underestimated consumer goods became equal to the machines and means of production, the dictionary of machine designers was completed by the word "product". The designers took notice that the product is everything for which there is interest (e.g. the Conference of Machine Designers) or for which the interest can be made (e.g. the Conference of Machine Designers and Product Developers). The organizers of the conference have understood that the beginning designers also *eager to participate in a regular professional gathering and welcomes the opportunity of publication in a reliable professional journal that has been supported persistently by the Scientific Society for Mechanical Engineering*.

The change is perceptible in the theme of the presentations, too. *The horizon of the designers is wider today; besides the results of the mathematics, the mechanics, the material and manufacturing sciences they integrate the outcomes of the information technology, the ergonomics, the biology, the medical sciences, the psychology, etc.* One of the areas of the product design is the search and application of the analogies of nature, the evolution is included in the examined fields by this research area. Do allow me the Honorable Reader that the evolution not to be associated with the word "stronger", but with the creative adapting and growth that are the answer of the machine designers and product developers for the challenges.

Dr. József Péter
organizing secretary of the Conference

Managing Editor: Vesza József. Editor's address: 3534 Miskolc, Szervezet utca 67.
Postage-address: 3501. Pf. 55. Phone/fax: (+36-46) 379-530, (+36-30) 9-450-270 • e-mail: mail@gepujsag.hu

Published by the Scientific Society of Mechanical Engineering, 1027 Budapest, Fő u. 68.

Postage-address: 1371, Bp, Pf. 433

Phone: 202-0656, Fax: 202-0252, E-mail: a.gaby@gteportal.eu, Internet: www.gte.mtesz.hu

Responsible Publisher: Dr. Igaz Jenő Managing Director

<http://www.gepujsag.hu>

Printed by Gazdász Nyomda Kft. 3534 Miskolc, Szervezet u. 67.

Price per month: 1260 Ft.

Distribution in foreign countries by Kultúra Könyv és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat H-1389
Budapest, Pf. 149. and Magyar Média H-1392 Budapest, Pf. 272.

INDEX: 25 343 ISSN 0016-8572

All articles are peer reviewed.

- 15.00-15.15 Csitári Csaba PhD hallgató, Dr. Varga Mihály CSc, egyetemi tanár Nyugat-magyarországi Egyetem, Gépészeti és Mechatronikai Intézet: Faelgázosításon alapuló regenerációs rendszer fejlesztése
- 15.15-15.30 Forberger Árpád PhD hallgató, Dr. Lovas László PhD, egyetemi docens, BME Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: Ívelt fogú fogaskerék kapcsolat vége-seleemes vizsgálata
- 15.30-15.45 Héra Bálint PhD hallgató, Zalavári József DLA., egyetemi docens Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Tudományos eszközök alkalmazása munkaszék tervezés során – az optimális ülő testhelyzet keresése
- 15.45-16.00 Juhász Gábor PhD hallgató, Dr. Eleőd András DSc., egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék: A felületközi réteg szerkezeti változásai csúszó- és gördülő súrlódás esetén
- 16.00-16.15 Patai Patrik PhD hallgató, Dr. Eleőd András DSc., egyetemi tanár Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Járműelemek és Járműszerkezetanalízis Tanszék, Dr. Lelkes Márk PhD, fejlesztési intézet vezető Rába Futómű Kft.: Ívelt fogazatú fogaskerekek fogazatgeometriájának szimulációja különböző módszerekkel
- 16.15-16.30 Vidovics Balázs doktorjelölt Nyugat-magyarországi Egyetem Faalapu Termékek és Technológiák Intézet: Az innováció értékelésének lehetőségei a korai tervezési fázisokban
- 16.30-16.45 Vidovics Balázs doktorjelölt Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Az innováció és a kreativitás fogalmainak viszonya az újtermék-tervezésben
- 16.45-17.00 Szalai Judit PhD hallgató, Bendefy András PhD hallgató, Dr. Váradi Károly DSc., egyetemi tanár, Dr. Piros Attila egyetemi adjunktus Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Gép- és Terméktervezés Tanszék: Fúziós erőmű diagnosztikai kábelezésének konstrukciós továbbfejlesztése és termomechanikai szimulációja
- 17.00-17.15 Tóth Gábor MSc. hallgató, Dr. Szabó Tamás PhD, tanszékvezető egyetemi docens Miskolci Egyetem Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Kawasaki robot szimulációja és megfogójának rezgésvizsgálata
- 9.00 - 9.15 Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc., habil. tanszékvezető egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Az ellenállástényező meghatározása nem-newtoni közegben
- 9.15 - 9.30 Nagy József gyártmányfejlesztési igazgató, Electrolux Lehet Kft: Kompresszor számítási modell hűtőkör szimulációhoz
- 9.30 - 9.45 Dr. Sente József PhD., egyetemi docens, Kelemen László PhD hallgató Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Burkolással előállított domborított fogfelület görbületeinek meghatározása
- 9.45-10.00 Dr. Hegedűs György PhD., egyetemi docens, Dr. Takács György PhD, tanszékvezető egyetemi docens Miskolci Egyetem Szerszám-gépek Tanszék: Szerszámprofilok előállítása felületmetsző módszerrel
- 10.00-10.15 Jálcs Károly főiskolai docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: 100 éve halt meg Rudolf Diesel
- 10.15-10.30 Németh Géza adjunktus, Dr. Péter József CSc., egyetemi docens Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, Dr. Fáy Árpád CSc ny. egyetemi docens, Bereczkei Sándor MSc erdművezető-helyettes Tiszavíz Vízerőmű Kft. Tiszalök: Sűrűlő felületpárok biztonságos elválasztásának ellenőrzése nagy alakváltozások esetén
- 10.30-10.45 Dömötör Csaba adjunktus Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: Humoros analógiák
- 10.45-11.00 Lénárt József tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Optikai elven működő rezgésmérő berendezés fejlesztése
- 11.00-11.15 Nagy Lajos tanársegéd, Miskolci Egyetem, Robert Bosch Mechatronikai Tanszék: Szervo mechanizmus mechatronikai tervezése
- 11.15-11.30 Drágár Zsuzsa tanársegéd, Dr. Kamondi László PhD. egyetemi docens, Miskolci Egyetem, Gép- és Terméktervezési Tanszék: A főtűfeszültség számításának lehetősége nem szimmetrikus fogalak esetén
- 11.30-11.15 Kiss Dániel PhD. hallgató, Dr. Csáki Tibor egyetemi docens, műszaki tudomány kandidátusa Miskolci Egyetem Szerszám-gépek Tanszék: Korszerű mellék-hajtás vizsgálóberendezés tervezése
- 11.15-11.30 Szabados Anna Réka PhD. hallgató, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: Gumiabroncsok kialakulásának története
- 11.30-11.45 Dobos Zsolt PhD. hallgató, Dr. Palotás Árpád tanszékvezető egyetemi docens, Miskolci Egyetem Tüzeléstechnikai Tanszék: Állandó mágnes segítségével befolyásolt gázmérők vizsgálata az utólagos kimutathatóság szempontjából
- 11.45-12.00 Juhász Judit MSc. hallgató, Miskolci Egyetem: Katolikus templomok római romokon
- 12.00-12.15 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Németh Géza adjunktus Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék Miskolci Egyetem: A fogaskerék hullámhajtómű konstrukciós lehetőségei
- 12.15 Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék: A Gép-tervezők és Termékfejlesztők XXIX. Szemináriumának bezárása

**II. szekció. I. emelet, Deák terem
2013. november 8.
(péntek) délelőtt, 9.00-tól 12.30-ig**

ELNÖK: Dr. Kamondi László Phd., egyetemi docens, Bihari Zoltán adjunktus, Dömötör Csaba adjunktus, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék.

**A JÖVŐ MÉRNÖKEINEK
PREZENTÁCIÓI**

- Takács Krisztina:* Kombinált játszótéri elem fejlesztése
- Balogh Nóra:* Kistélephely közterületi arcu-lattervezése
- Fekete Krisztina:* Kandalló tervezése
- Gál Viktor:* Átalakítható kerékpár fejlesztése
- Szarka Dániel:* Multifunkciós bicika fejlesztése
- Tóth Fruzsina:* Multifunkcionális térelválasztó rendszer fejlesztése
- Veres Ádám:* Orvosi szívmonitorozó rendszerrel ellátott mobiltelefon tervezése
- Kovács Kitti:* Tengelyek csapágyazásának optimalizációs lehetőségei
- Bacsó Ádám:* Elemekből összeszerelt hobby autó
- Baló Tamás:* Szíjas variátor kerékpárhoz
- Bene Máté:* Fűkasza tervezése
- Dobos Richárd:* Hajtómű tervezése
- Göndör Dávid:* Napelem forgató berendezés tervezése
- Majoros Dávid:* Alternatív energiát termelő járólappal tervezése és korszerűsítése
- Molnár Péter:* Lánchajtás tervezése
- Szűllői Ákos:* Agyaggyúró gép tervezése
- Tamás Gábor:* Mézpergető tervezése
- Tenké Gergely:* Faeszterga tervezése
- Tuzsa Ákos:* Cellás adagoló tervezése
- Varsányi Norbert:* Mechanikus hajtású fűnyíró gép tervezése
- Debreczeni Dániel:* Egyenes fogú hengeres külsőfogazatú fogaskerék fogprofiljának meghatározása
- Kertész Tamás:* Ipari léghűtő vége-seleemes vizsgálata
- Jónás Szabolcs:* Láncok kopási mechanizmusának vizsgálata
- Csáti Zoltán:* Áramlási jellemzők vizsgálata nyugvó közegben mozgó felületen

**I. szekció, Nagyterem, I. emelet
2013. november 8.
(péntek) délelőtt**

SZEKCIÓVEZETŐ: Vadászné Dr. Bognár Gabriella CSc., habil. tanszékvezető egyetemi docens, Dr. Péter József CSc., egyetemi docens, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék

A GÉPTERVEZŐK ÉS TERMÉKFEJLESZTŐK XXIX. SZEMINÁRIUMÁNAK SZERVEZŐI:

Dr. habil. Döbröczöni Ádám *egyetemi tanár*
Dr. Péter József *egyetemi docens, a szeminárium titkára*
Dr. Siposs István *egyetemi docens*
Németh Géza *egyetemi adjunktus*
Gere Aranka *gazdasági ügyintéző*

KORÁBBI RENDEZVÉNYEINK:

- Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1973. augusztus 23 - 24.
Vezető Konstruktorok Tanácskozása, Miskolc, 1975. július 23 - 24.
Géptervezők III. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1977. augusztus 30 - szeptember 1.
Géptervezők IV. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1980. augusztus 26 - 27.
Géptervezők V. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1982. augusztus 25 - 26.
Géptervezők VI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1985. április 11 - 12.
Géptervezők VII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1989. május 29 - 31.
Géptervezők VIII. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1991. május 29 - 30.
Géptervezők IX. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1993. szeptember 30 - október 1.
Géptervezés '94 (Géptervezők X. Országos Szemináriuma) Miskolc, 1994. május 20.
Géptervezők XI. Országos Szemináriuma, Miskolc, 1995. május 29 - 30.
Géptervezés-termékfejlesztés '96 (Géptervezők és Termékfejlesztők XII. Országos Szemináriuma)
Miskolc, 1996. május 24 - 25.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1997. november 28.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIV. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1998. december 15.
Géptervezők és Termékfejlesztők XV. Országos Szemináriuma
Miskolc, 1999. szeptember 30 - október 1.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2000. november 15 - 16.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2001. november 8 - 9.
Géptervezők és Termékfejlesztők XVIII. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2002. november 7 - 8.
Géptervezők és Termékfejlesztők XIX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2003. november 6 - 7.
Géptervezők és Termékfejlesztők XX. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2004. november 11 - 12.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma
Miskolc, 2005. november 10 - 11.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXII. Országos Szemináriuma
2006. november 9 - 10.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIII. Országos Szemináriuma
2007. november 15 - 16.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXIV. Országos Szemináriuma
2008. november 13 - 14.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXV. Országos Szemináriuma
2009. november 5 - 6.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Országos Szemináriuma
2010. november 11 - 12.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Országos Szemináriuma
2011. november 10 - 11.
Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Országos Szemináriuma
2012. november 8 - 9.