

AZ ENERGIAFOLYAM CÉLSZERŰ VEZETÉSE ÉS AZ ÖNKIEGYENSÚLYOZÓ MOZGÉKONY TENGYELYKAPCSOLÓ*

MÁSODIK RÉSZ: A SORBAKAPCSOLÁS KIVITELI MÓDJA

SZÓKE BÉLA

[Beérkezett 1966. május 2-án]

A hengersizékek sorbakapcsolásának sikere az energiaszármazás helyes vezetésén kívül a megtelítő mozgékony tengelykapcsolótól függ, mely az átvendő teljesítményből kifolyólag tehermentesíti a szomszédos csapágákat. Szerző bemutatja az 1961. évi akadémiai pályázaton jutalmazott tengelykapcsolójának olyan továbbfejlesztését, amely tartós éjjel-nappali folyamatos üzemben is bevált. További szerkezeti megoldás az önkiegyensúlyozó mozgékony tengelykapcsolóra vonatkozik. Szerző elméleti megfontolásaiban kimutatja, hogy ez a kapcsoló a hajtó és hajtott gépegyes között nem rezgéscsillapító, hanem mint rezgésszigetelő új gépelemként jelentkezik.

Jelölések

- a_1 a lebegőtárg I vezetékekben úszó tömeg relatív gyorsulása;
 a_2 a lebegőtárg II vezetékekben úszó tömeg relatív gyorsulása;
 a_{1C} az I vezetékekben úszó tömeg Coriolis-gyorsulása;
 a_{2C} a II vezetékekben úszó tömeg Coriolis-gyorsulása;
 b görgőközéppont távolsága a vezetékek szélétől
 d görgő furat;
 d_1 és d'_1 átellenes csappárok k_1 kapcsolókarban;
 d_2 és d'_2 átellenes csappárok k_2 kapcsolókarban;
 e párhuzamos tengelyek egymástól való távolsága (excentricitás) és kitérő tengelyek normál-transzverzálisa;
 h_1 és h_2 a lebegőtárg két vezetékekének szélessége;
 h a tengelyek metszéspontjának távolsága a lebegő tagtól;
 $h_{\min}$ görgőközéppontok legkisebb távolsága, hogy forgás közben a két vezetékek görgői egymáshoz ne ütközzenek;
 k_1 kapcsolókar a t_1 tengelyen;
 k_2 kapcsolókar a t_2 tengelyen;
 l lebegőtárg; a görgő szélessége;
 m a lebegőtárg tömege;
 m_1 úszó tömeg az I vezetékekben;
 m_2 úszó tömeg az II vezetékekben;
 m_c a görgős csapágó és a kiálló csapágrész együttes tömege;
 p Hertz-féle feszültség;
 r nyomatéki kar (a d_1 csapközép távolsága a t_1 tengelyközéptől);
 s legkisebb távolság a görgő palástok között, hogy a két vezetékek görgői egymáshoz ne ütközzenek;
 s_1 biztonsági távolság, hogy a görgő be ne futhasson a másik vezetékekbe;
 s_1 az m_1 úszótömeg relatív elmozdulása az I vezetékekben;
 s_2 biztonsági távolság, hogy a görgő ki ne futhasson a lebegőtárgból;
 s_2 az m_2 úszótömeg relatív elmozdulása II vezetékekben;
 s_3 az egyenlő nagyságúra választott biztonsági távolság;
 t_1 hajtó tengely;
 t_2 hajtott tengely;

* Az első rész megjelent az *MTA VI. Osztály Közleményeiben* 39 (1967), 101–130.

v_1	az m_1 úszótömeg relatív sebessége;
v_2	az m_2 úszótömeg relatív sebessége;
z	a lebegőttag tengelyirányú kényszeresúsása;
C	a lebegőttag centrifugális ereje;
D_t	a tengely csapvégének átmérője;
D	a görgőscsapágó külső átmérője (olykor megfelelő indexszel);
E	a kerületi erő és a görgő centrifugális erejének eredője;
E	ellensúly (a lebegőttaggal egyenlő tömegű);
F	kerületi erő;
F_{1r}	az m_1 úszótömeg relatív gyorsulásából származó tömegerő;
F_{2r}	az m_2 úszótömeg relatív gyorsulásából származó tömegerő;
F_{1s}	az m_1 tömeg szállító ereje;
F_{2s}	az m_2 tömeg szállító ereje;
F_{1c}	az m_1 tömeg Coriolis-ereje;
F_{2c}	az m_2 tömeg Coriolis-ereje;
F_r	az F_{1r} és F_{2r} relatív erők eredője;
F_s	az F_{1s} és F_{2s} szállító erők eredője;
F_c	az F_{1c} és F_{2c} Coriolis-erők eredője;
G	a görgő és kiálló csapvég önsúlya;
M	$F \cdot r$ átvíndő nyomaték;
O_1	a t_1 tengely középpontja;
O_2	a t_2 tengely középpontja;
O	a lebegőttag geometriai középpontja. amelyet egybeesőnek tekintünk annak m tömegpontjával;
R	megfelelő indexszel a görgő sugara;
α	a metsző és kitérő tengelyek hajlásszöge;
σ_c	a görgő csapjában megengedett húzófeszültség;
σ_t	a tengely csapjában megengedett húzófeszültség;
φ	a tengely elfordulási szöge;
ω	a tengely szögsebessége.

X. A szerző előzetes kísérletei a mozgékony tengelykapcsoló tökéletesítésére

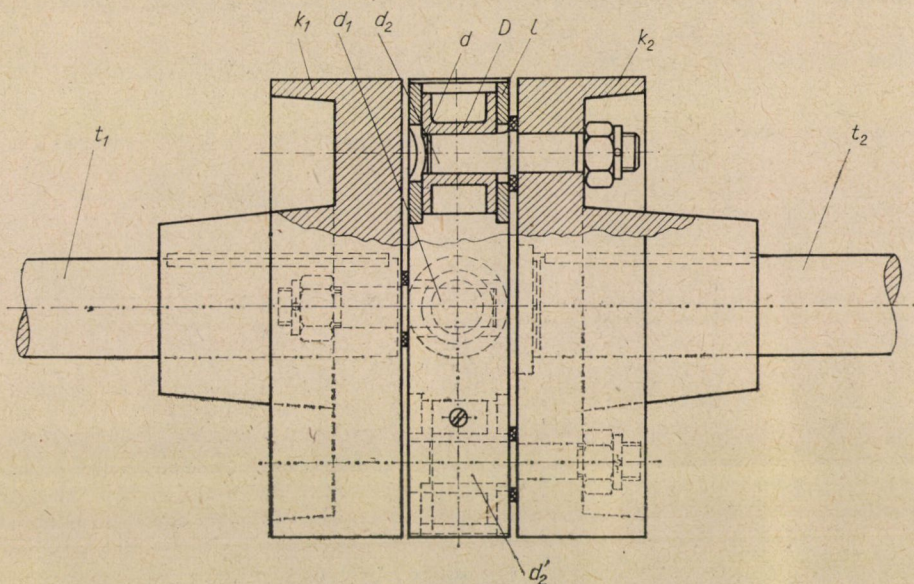
Az első rész II. fejezetében már rámutattunk a tengelykapcsolóra vonatkozó néhány olyan követelményre, amelyek az őrlőhengerek sikeres sorbakapcsolásánál feltétlenül szükségesek. Szerzőt már a negyvenes években arra készítették egyes balesetekről szóló hírek és egyes üzemeknek a merev tengelykapcsolók által, pl. épületsüllyedéskor okozott hőnfutásokból származó kényszerű leállásai (gumigyári hengerek, a Kelenföldi Erőmű turbógenerátora, a miskolci „Rózsa” malom stb.), hogy egyrészt az üzemközben ki- és bekapcsolható súrlódó kapcsolók üzembiztosabb és gyorsabb kikapcsolásával [21, 22], másrészt a mozgékony tengelykapcsolók tökéletesítésével foglalkozzék.

A jelenlegi rugalmas és mozgékony tengelykapcsolók hiányosságaira szerző más helyen részletesen rámutatott [23, 24]. E fejezetben csupán azt a néhány előzetes kísérletet kívánjuk felemlíteni, amelyek a jelenlegi megoldáshoz vezettek.

Annak a célkitűzésnek a tényleges megoldásában, hogy a hajtó tengely elmozdulásait és rezgéseit ne vigyük át a hajtott tengelyre, kisegítette szerzőt egy kezdő mérnök korábban szerzett tapasztalata. Az egyik új konstrukciójú szívógázmotor csavarkerék-burkolatából az olaj kifolyását a leghonyolultabb csapágytömítésekkel sem tudták megakadályozni. A szerző úgy szüntette meg

ezt a káros jelenséget, hogy a kavargó térbe való visszakényszerítés helyett előbb szabadon hagyta kifolyni az olajat egy előkamrába, majd egy furaton keresztül vissza a burkolatba.

A mozgékony tengelykapcsoló kérdését is ugyanígy két lépésben lehet megoldani. Első megoldásként létre kellett hozni olyan tengelykapcsolót, amely a nyomték átviteléből kifolyólag nem visz át billentőnyomatékokat a szomszé-

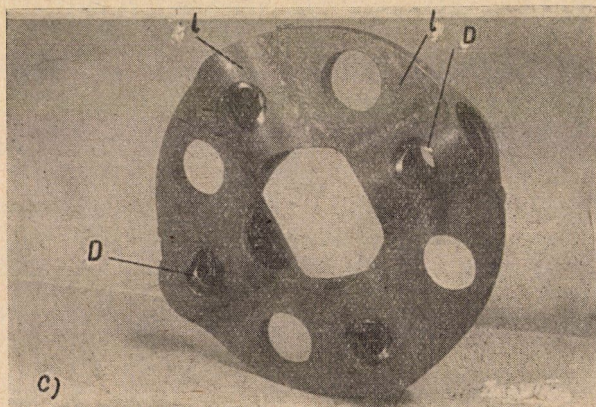
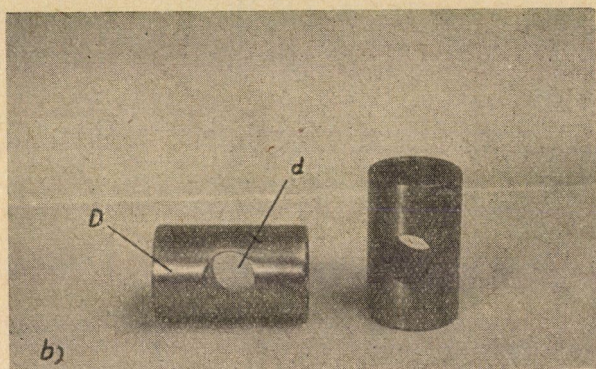
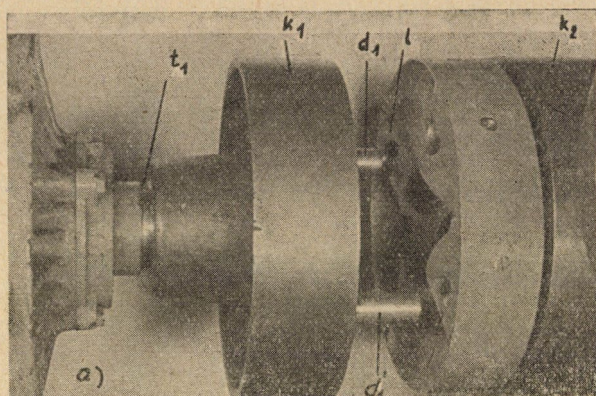


10. ábra. Dugattyús mozgékony tengelykapcsoló szerkezeti rajza

dos csapágyakra és a tengelyek relatív elmozdulásaiból keletkező rezgéseket saját maga veszi fel. Ezt a megoldást „rezgő tengelykapcsolóknak” nevezte annak idején. A megoldás második része abban állott, hogy a kapcsoló rezgő alkatrésze miként egyensúlyozhatja ki önmagát. Az ilyen módon kialakított szerkezetet „önkiegyensúlyozó mozgékony tengelykapcsolónak” neveztük. E konstrukciós elgondolások elvét részben már ismertette szerző egy korábbi kéziratában [23]; e helyen igyekszünk azt tüzetesebben megvilágítani.

Az első rezgő tengelykapcsolót egyik közvetlen motorhajtású esztergapad konstrukciójához tervezte meg a szerző, amelynél a hagyományos gumidugós kapcsolók nem váltak be. Ennek a dugattyús rezgő mozgást végző tengelykapcsolónak a szerkezeti rajzát a 10. ábra, alkatrészeinek a fényképét pedig a 11. ábra tünteti fel.

A t_1 hajtó tengelyre ékelt k_1 kapcsolótárcsából kinyúlik a tengellyel párhuzamos és szimmetrikus két $d_1 - d'_1$ csap. A t_2 hajtott tengelyre van ékelve a teljesen azonos kiképzésű k_2 kapcsolótárcsa. Az l lebegő tag két egymásra merőleges furatában elfordulhat két pár D dugattyú. Az egyik pár



11. ábra. A dugattyús mozgékony tengelykapcsoló: gépre szerelve (a); a D dugattyú d furatával (b); az l lebegőtág négy dugattyújával (c)

dugattyú d furatába a hajtó, a másik pár furatába a hajtott kapcsolótárcsák $d_1 - d_2$ csappárjai nyúlnak be.

E tengelykapcsolót [25] több gépnél alkalmazták. A 12. ábra azt a rezgésképet tünteti fel, amelyet a *Mintagépgyár* (jelenleg *Szerszámgépipari Művek Fejlesztő Intézete*) „Askania” gyártású mechanikus rezgésíró műszerrel vett fel 1954-ben, amikor egy $D-350$ típusú $P = 51$ LE-s, $n = 1500$ percenkénti fordulatszámú „Csepel” Diesel-motor hajtott egy közös betonlapra szerelt generátort. A műszerrel a vízszintes síkban keletkező rezgéseket mérték a motor-testen és a generátorpajzson a tengelykapcsoló közelében. Mindkét kép az 1 másodperc alatt lefolyt rezgéseket tartalmazza az időjel feltüntetésével. A rezgések összehasonlításából megállapítható volt, hogy a legnagyobb rezgési amplitúdó a motor esetében kb. 100μ , a generátor esetében pedig kb. 10μ volt. E különbségből kitűnik, hogy a generátor rezgése olyan nagyságrendű, mintha szabadon forogna.

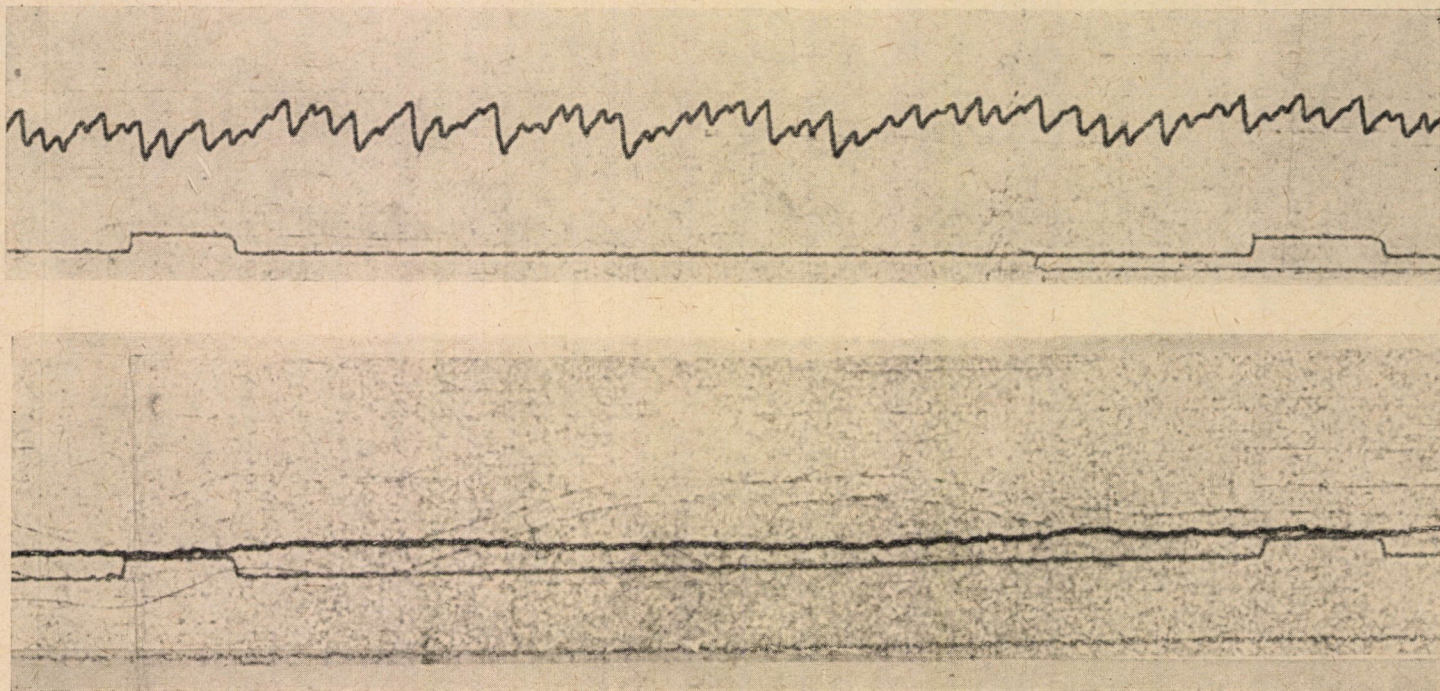
Bár ennek a tengelykapcsolónak nagy előnye, hogy eléggé tűri a szerelési pontatlanságokat, hátrányként jelentkezett a D dugattyúk csúszó súrlódása, ami miatt külön kenésről kellett gondoskodni.

A csúszó súrlódás elkerülése végett szerkesztette szerző a 13. ábrán feltüntetett csuklós rudazatú önbeálló tengelykapcsolót, amely azzal tűnik ki a hasonló megoldások közül, hogy kapcsolóelemei egyetlen szerkezeti síkban vannak elhelyezve; ezáltal rövid tengelyirányú szerkezeti térben helyezhető el, és billentő nyomatékok nem keletkezhetnek [26].

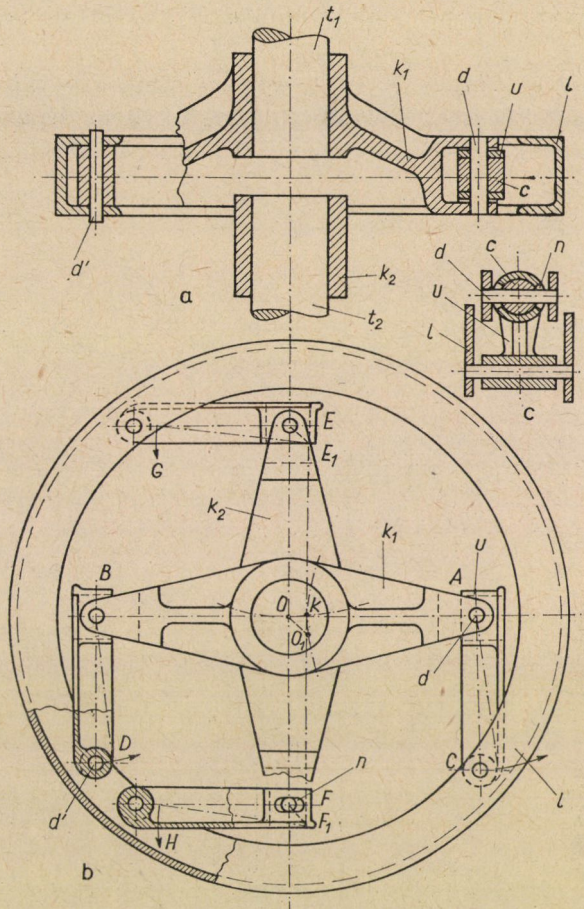
A kétkarú emelőnek kiképezett $k_1 - k_2$ jelű kapcsolókarok közül az egyik a hajtó, a másik a hajtott tengelyhez van rögzítve és u csatlókkal kapcsolódnak az l_1 kerethez. A kapcsolókarok azonban d csapokkal nem közvetlenül a csatlókhoz, hanem ezek hengeres furatában, esetleg elforduló c csuklókhoz kapcsolódnak. Ha tehát az egyik tengelyt a másikhoz képest szögbe fordítjuk, úgy ez az elmozdulás akadálytalanul végbemehet, mert a csatlókon levő n hosszúka nyílások a d csapoknak szabad utat engednek a c csukló saját tengelye körül történő elfordulásakor. A csatlók d' csapokkal csatlakoznak a kerethez és ugyanannak a kapcsolókarnak két-két egymással egyforma hosszú csatlója számára a csaplyukak éppen olyan távolságra vannak fúrva a keretben, mint a karban. Így az $ABCD$ és $EFGH$ csuklócsapok középpontjai a két tengely minden viszonylagos helyzetében egyenlőközű négyszög csúcspontjai maradnak.

A tengelyirányú elmozdulás lehetőségét úgy biztosíthatjuk, hogy a C és D csuklópontokban is olyan c forgócsuklókat szerelünk, mint az A és B -ben.

E tengelykapcsoló is tiszta erőpárral viszi át a forgatónyomatékokot. Egy mintapéldányát kb. 30 kpm nyomatékkal terhelve 10 mm beállított excentricitással éjjel-nappal üzemben tartott a *Malomszerelő és Gépgyártó Vállalat* a *Gizella Malomban* 1956 tavaszától. A kopások vizsgálatára azonban nem kerülhetett sor, mert a próbadarabnak nyomaveszett.



12. ábra. A dugattyús mozgékony tengelykapcsoló hajtó és hajtott oldaláról felvett rezgéskép (a felső oscillogram időjellel „Csepel” 51 lóerős, $n=1500$ ford/perc Diesel-motorra vonatkozik, kilengés a vízszintes síkban kb. $100\ \mu$; az alsó oscillogram a hajtott dinamóra, kilengés kb. $10\ \mu$)



13. ábra. Csuklós önbeálló tengelykapcsoló

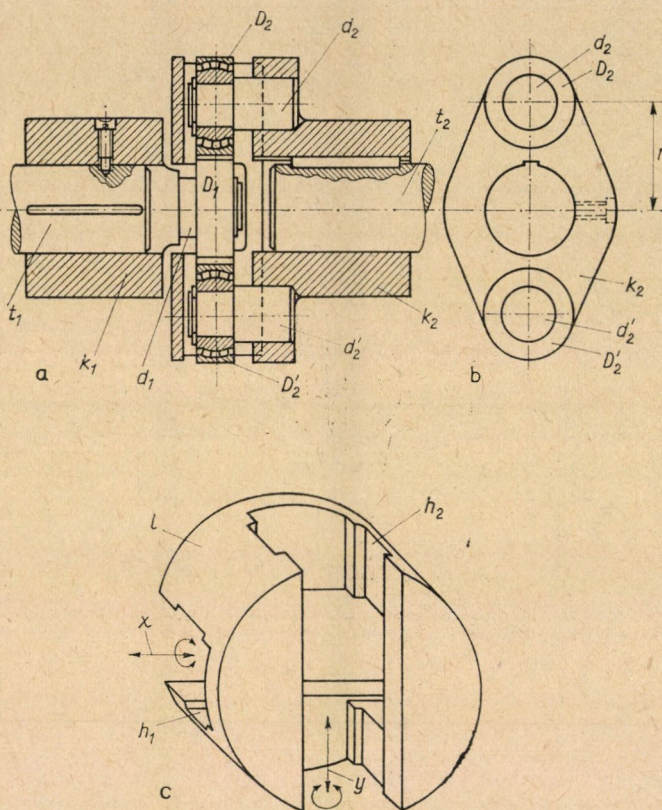
XI. Görgős mozgékony tengelykapcsoló

A csúszósúrlódás által szükségessé váló kenés elkerülésének legbiztosabb módja olyan gördülő elem bevezetése, mint a sínen futó vasúti kerék.

A t_1 és t_2 tengelyekre rögzített k_1 és k_2 kapcsolókarok (14. és 15. ábra) két-két $d_1 - d'_1$ és $d_2 - d'_2$ csapja a tengellyel párhuzamos és szimmetrikus. E csapokra $D_1 - D'_1$ és $D_2 - D'_2$ görgők, illetve önbeálló görgőcsapágyak vannak szerelve, amelyek a középsíkban levő l lebegő tag egymásra merőleges h_1 és h_2 hornyában vannak vezetve. A lebegőtag horonyvezetékéhez képest a k karok és $t_1 - t_2$ tengelyek hosszirányban elgördülhetnek és a csapágy-párjuk x és y középponti tengelye körül szabadon lenghetnek. Az egyik kapcsolókar, például a k_2 és t_2 tengelyhez képest tengelyirányban elcsúszhat.

Ennélfogva mind párhuzamos, mind kitérő tengelyek esetén is feszültségmentes a hajtás.

Minthogy a $D_1 - D'_1$ és $D_2 - D'_2$ csapágypárok x és y középponti tengelyei egy síkban fekszenek, billentőnyomatékok nem léphetnek fel, mint a két kardáncsuklóból és teleszkóptengelyből álló kardánhajtásnál. Azonkívül



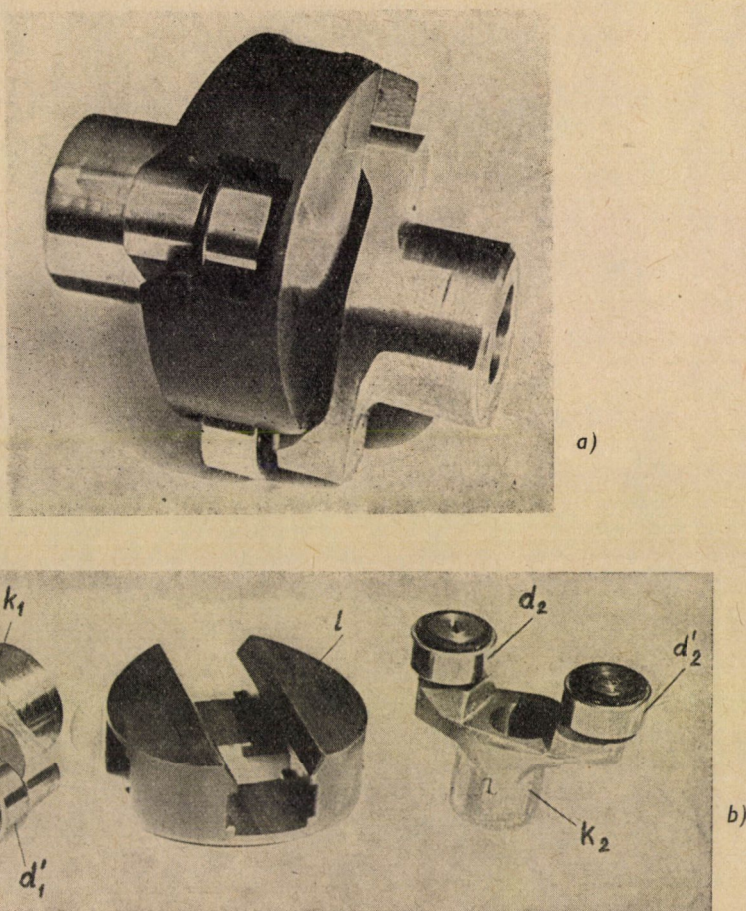
14. ábra Görgős mozgékony tengelykapcsoló hosszmetsetben (a); oldalnézetben (b); és a lebegőtag axonometrikus rajza (c)

e kapcsoló lényegesen kisebb szerkezeti térben helyezhető el, mint a kardánhajtás.

Ha a t_1 tengelyt rögzítettnek tekintjük, akkor t_2 tengely önmagával párhuzamosan minden sugárirányban eltolható, vagyis ∞^2 helyzetet foglalhat el. Minden egyes párhuzamos helyzet körül elhelyezkedhet a sugárkéve ∞^2 irányában, az összes elfoglalható helyzetek száma ∞^4 . Ha a t_2 tengelyirányú elmozdulásáról csúszóókes vagy bordás dilatációs persellyel gondoskodunk, akkor ∞^5 helyzetet foglalhat el t_2 anélkül, hogy t_1 -re erőhatást gyakorolna.

Csakis amikor az egyik tengely forogni kezd, akkor ad át egyik tengely a másiknak forgatónyomatékot.

A hajtótengely még akkor is *erőpár* és nem kerületi erő útján adja át a forgató nyomatékot a hajtott tengelynek, ha a lebegőtag hornyai gyártási

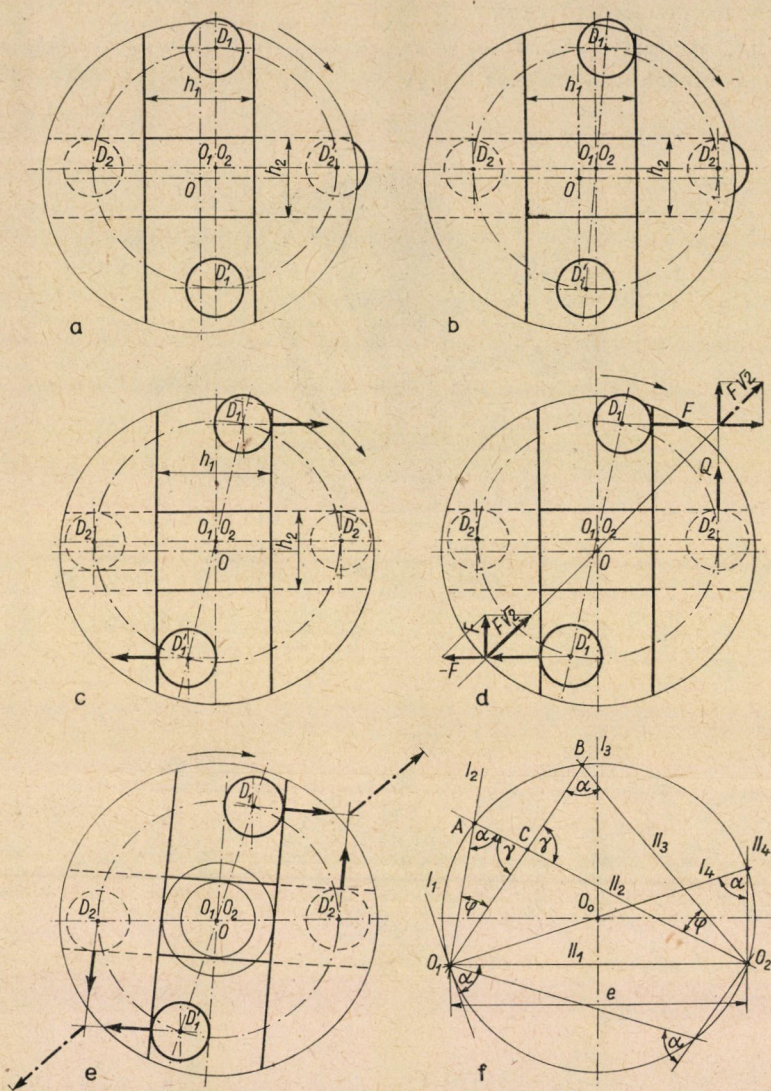


15. ábra. Görgős mozgékony tengelykapcsoló összeszerelve (a); és három főrésze (b)

pontatlanságok folytán különböző szélességűek és nem merőlegesek egymásra. Ezt szemlélteti a 16. ábra.

A 16a. ábra azt a kiindulási helyzetet tünteti fel, amikor a $h_1 > h_2$ horonyszélességű, és O középpontú lebegőtag önsúlyánál fogva D_2 és D' görgőkön nyugszik.

A 16b. ábrán azt látjuk, hogy az O_1 körül forgásnak indult tengely D_1 görgője elérte a lebegőtag falát, és e tagot D_2 , D'_2 görgőkön jobbra fordítja



16. ábra. A kapcsoló akkor is erőpárral viszi át a nyomatókat, ha a lebegőtag vezetőkei különböző szélességűek és nem merőlegesek egymásra: Az O középpontú lebegőtag önsúlyánál fogva a $D_2-D'_2$ görgőpáron nyugszik (a); a forgás kezdetekor a D_1 görgő tolni kezdi a lebegőtagot (b); a D'_1 görgő is érinti már a horony oldalfalát (c); a fellépő erők behúzzák a lebegőtagot működési helyzetébe (d); működési helyzet, amikor mind a hajtó, mind a hajtott kapcsolókarra tiszta erőpár hat (e); lebegőtagra ható egyensúlyt tartó húzó erőket eredményvonal jelzi; a derékszögtől eltérő horonyhelyzetnél és az e excentricitású párhuzamos tengelyhelyzetnél is egyforma szögsebességgel jár a hajtó és hajtott tengely (f)

mindaddig, amíg D'_1 alsó görgő is érintkezésbe nem jut a h_1 horony másik falával (16c. ábra).

Ebben a pillanatban a lebegőtag F erővel megnyomja a D'_2 görgőt is (16d. ábra) és ennek következtében az eredeti D_1 -ből kiinduló F erő és a D_2 -ből kiinduló visszaható $Q = |F|$ erő eredője, $F\sqrt{2}$ húzza a lebegőtagot. Egyidejűleg már a D'_1 -ből kiinduló $(-F)$ erő is hat a lebegőtagra, amely az előbbi $F\sqrt{2}$ erővel olyan felfelé irányuló F erőt eredményez, amely a lebegőtagot a D_2 görgőhöz emeli.

A 16e. ábrán a lebegőtagnak már ezt a működőképes helyzetét látjuk és ugyanez az ábra szemlélteti azt is, hogy mind a hajtó, mind a hajtott tengelyre a tengelykapcsolás folytán tiszta erőpár hat. Az ábrából kiviláglik az is, hogy pusztán a szemközti horonyfalak párhuzamossága lényeges követelmény, magát a lebegőtagot pedig — akár egy láncszemet — két egyensúlyban levő húzó erő terheli.

Amikor a hajtó és hajtott tengelyek párhuzamosak, az O_1 és O_2 tengelyközéppontok közötti excentricitás e távolsága lesz annak a Thales-körnek az átmérője, amelynek kerületén a lebegőtag O középpontja kétszer olyan fordulatszámmal forog, mint a tengelyek. Ha azonban a két horony $\alpha \neq 90^\circ$ -ot zár be egymással, akkor a lebegőtag középpontja nem Thales-körön, hanem az excentricitásra, mint húrta emelt körön mozog (16f. ábra), a hajtó és a hajtott tengelyek szögsebessége azonban párhuzamos tengelyhelyzet esetén ilyenkor is egyenlő egymással. A 16f. ábrából ugyanis kitűnik, hogy az I horonynak O_1 középpont körül φ szöggel való elfordulása maga után vonja II horonynak O_2 körül ugyancsak φ szöggel való elfordulását. Ez világosan kitűnik abból, hogy

$$O_1ACA \sim O_2BCA.$$

A hajtott tengely akkor is tiszta erőpárral veszi fel a forgatónyomatékat, ha egyik hajtókarnál sem egyenlők egymással a forgattyúkarok. A különbség csupán az, hogy ilyenkor a lebegőtagot nem két egyensúlyban levő erő veszi húzásra igénybe, hanem két egyforma értékű erőpár csavarásra.

1. Az erőhatások

A tengellyel párhuzamos csapokat a forgatónyomaték erőpárjának erői hajlításra terhelik. Ugyancsak számításba veendő nagy fordulatszámoknál a csapok és görgők önsúlyának centrifugális ereje, amely ugyancsak a csapok hajlító igénybevételét fokozza. A csapok és görgők a saját tengelyükhöz képest szimmetrikusan vannak rögzítve; így centrifugális erejük, a fordulatszámtól és az excentricitástól függetlenül mindig kiegyensúlyozott. Más az eset a lebegőtagnál.

Excentrikus tengelyhelyeztnél a lebegőtág egyes pontjai más és más pályagörbéket írnak le a térben. A hornyok középvonalának egyes pontjai Pascal-féle csigavonalon mozognak [1], az O középpont pedig — mint említettük — $e/2$ sugarú körpályát ír le 2ω szögsebességgel, ha a tengelyek ω szögsebességgel forognak. Ezek szerint az O középpontba, mint súlypontba képzelt m tömeg centrifugális ereje

$$C = m \frac{e}{2} 4\omega^2 = 2me\omega^2. \quad (14)$$

Ez az erő minden helyzetben a görgőket terheli, és amikor az erőt csak két görgő fogja fel, az egy csapra eső terhelés $me\omega^2$, amit nagy fordulatszámoknál és nagy excentricitásnál már nem hagyhatunk figyelmen kívül.

Általános helyzetben a lebegőtág centrifugális ereje mind a hajtó, mind a hajtott csappárt terheli, és pedig φ elfordulási szögnél

$$C_1 = C \sin \varphi = 2me\omega^2 \sin \varphi$$

terheli az egyik csappárt; és $\pi/2$ fáziskülönbséggel

$$C_2 = \cos C\varphi = 2me\omega^2 \cos \varphi$$

terheli a másik csappárt.

A lebegőtág röperejétől származó lüktetés tehát *fordulatonként* négyszer éri el a $C_{\max}$ értéket; kétszer a hajtó és kétszer a hajtott kapcsolókaron érvényesülve.

2. A méretezés irányelvei

Kis e excentricitásnál, könnyű (műanyag) lebegőtagnál és közepes fordulatszámnál a lebegőtág centrifugális erejét figyelmen kívül hagyhatjuk és a kiszámított méretek ellenőrzésekor vehetjük figyelembe. A kapcsolat síkjában mindkét csappárnál két egymásra merőleges erő hat, nevezetesen az átvíendő M nyomatékból eredő F kerületi erő; továbbá a fordulatszámától és gördülőcsapágy m_c tömegétől, valamint az r nyomatéki kartól (14b. ábra) függő centrifugális erő.

Minthogy adott $n = 9,55 \omega$ fordulatszám mellett a G [kp] súly $m_c = G/9,81$ kg tömegére ható centrifugális erő

$$C = m_c r \omega^2 = m_c r \frac{n^2}{91,2} = \frac{G n^2 r}{9,81 \cdot 91,2} = \frac{G n^2 r}{900}$$

szerint az r sugárral egyenes arányban növekszik, a kerületi erő pedig

$$F = \frac{M}{2r}$$

szerint az r sugár növekedésével csökken, bizonyos, hogy van olyan r kar, amelynél

$$E = \sqrt{F^2 + C^2}$$

eredő erő a legkisebb. Ha az egyéb szerkezeti körülmények megengedik, akkor ezt az r értéket kell választanunk, mert így viszi át a kapcsoló a legkisebb igénybevétel mellett a kívánt teljesítményt:

$$y = E^2 = F^2 + C^2 = \frac{M^2}{4r^2} + m_c^2 \omega^4 r^2,$$

és

$$\frac{dy}{dr} = -\frac{2M^2}{4r^3} + 2m_c^2 \omega^4 r = 0,$$

ahonnan

$$r = \frac{1}{1,41 \omega} \sqrt{\frac{M}{m_c}} = \frac{9,55}{1,41 n} \sqrt{\frac{M}{m_c}}.$$

A görgő és a kiálló csapréz súlya $G = 9,81 m_c$ és így

$$r = \frac{9,55 \cdot 3,13}{1,41 n} \sqrt{\frac{M}{G}} = \frac{21,2}{n} \sqrt{\frac{M}{G}}. \quad (15)$$

Szám példa. Legyen $M = 15$ mkp, $n = 2880/\text{min}$ és $G = 0,4$ kp, akkor

$$r = \frac{21,2}{2880} \sqrt{\frac{15}{0,4}} = \frac{21,2}{2880} \sqrt{37,5} = \frac{21,2 \cdot 6,12}{2880} = \frac{130}{2880} = 0,0452,$$

vagyis a keresett nyomatéki kar $r = 4,52$ cm ≈ 5 cm. Az $r = 5$ cm karon ható kerületi erő

$$F = \frac{M}{2r} = \frac{1500}{10} = 150 \text{ kp},$$

és a centrifugális erő

$$C = \frac{G n^2 r}{900} = \frac{0,4 \cdot 2880^2 \cdot 0,05}{900} = \frac{0,4 \cdot 830 \cdot 5}{9} = 184 \text{ kp};$$

végül

$$E = \sqrt{150^2 + 184^2} = \sqrt{22500 + 33856} = \sqrt{56356} = 237 \text{ kp}.$$

Lassú járatnál, amikor a d csapokra ható centrifugális erőtől eltekinthetünk, a csap szokásos méretezése szerint a csappár egyik csapjára ható kerületi erő $F = M/2r$.

Nyírófeszültség a csapban

$$\tau_c = 1,4 \frac{M}{2r \left(\frac{d^2 \pi}{4} \right)}.$$

A csapban megengedhető húzófeszültség $\sigma_c = 2\tau_c$, a D_t átmérőjű tengelyben pedig σ_t , és így

$$\frac{d^2 \pi}{4} \sigma_c = 1,4 \frac{M}{r}, \quad (16)$$

a D_t átmérőjű tengelynél pedig

$$M = \frac{D_t^3 \pi}{32} \sigma_t.$$

Ez a (16) képletbe helyettesítve

$$\frac{d^2 \pi}{4} \sigma_c = 1,4 \frac{D_t^3 \pi}{32 r} \sigma_t,$$

ahonnan

$$d^2 = \frac{1,4 \cdot 4}{32} \frac{D_t^3}{r} \frac{\sigma_t}{\sigma_c} = \frac{0,7}{4} \frac{D_t^3}{r} \frac{\sigma_t}{\sigma_c}. \quad (17)$$

Vegyük fel $\sigma_t = 600 \text{ kp/cm}^2$ és a $\sigma_c = 400 \text{ kp/cm}^2$ (mivel a csapnál hajlítás és nyírás is van), akkor

$$d^2 = \frac{0,7}{4} \cdot \frac{3}{2} \frac{D_t^3}{r} = \frac{2,1}{8} \frac{D_t^3}{r} \approx \frac{1}{4} \frac{D_t^3}{r}$$

és

$$d = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D_t^3}{r}}. \quad (17a)$$

Ha pedig a d csapméret kötött, akkor

$$r = \frac{1}{4} \frac{D_t^3}{d^2}. \quad (17b)$$

A görgő vonalmenti felfekvésénél fellépő *Hertz-féle feszültségek* számításához a gördülőcsapágyak méretezésére alkalmazott képlet használható, mely szerint henger és sík felület érintkezésénél

$$p = c \sqrt{\frac{F}{Dl}} [\text{kp/mm}^2],$$

ahol F a görgő által átvitt kerületi erő [kp]; D a görgő átmérője [mm]; l a görgő szélessége [mm]; $c = \text{állandó} = 86,1$, edzett acélfelületeknél a megengedett érték $20\,000$ kp/mm².

Nagyobb fordulatszámnál a d csap közvetlenül a görgő középsíkjában ható eredő erő terhelésénél hajlításra méretezhető. Sugárirányban hat a kiálló csapvég és a görgő centrifugális ereje, érintő irányban a kerületi erő és a lebegőtárg centrifugális erejének fele.

A csap méretezése után a gördülőcsapágy a statikus teherbírás alapján választandó ki. Figyelemre méltó körülmény, hogy a gördülőcsapágyak statikus alapterherbírására vonatkozó előírás szerint abban az esetben, ha a csapágy csupán lengő mozgást végez, akkor a terheléssel a sztatikus alapterherbírás (határterhelés) értékének többszörösére ($\div 4$ -szeresére) is fel lehet menni [27]. Ez azt jelenti, hogy párhuzamos és kitérő tengelyhelyzetnél a gördülőcsapágy kedvezőbb körülmények között működik, mert a golyók váltakozva veszik fel a terhelést, ezzel szemben egytengelyűségnél állandóan ugyanazok a golyók vannak terhelve.

Ilyen terhelési eseténél a zsírkenésnek csupán rozsdásodás elleni védelem a célja. A csapágyakat nem feltétlenül kell tokba foglalni [28], a szennyeződés ellen zsiradékálló tömlő is megfelel.

3. Az alak ellenőrzése

A csapágyház külső D átmérőjének és a megengedett e tengelyeltolódásnak (excentricitás) ismerete után feltétlenül ellenőrizendő, hogy a két egymásra merőleges horonyban gördülő lengéseket végző csapágyak nem ütköznek-e össze egymással.

Vegyük fel kiindulási helyzetnek O_1 tengely- és C_1 görgőközéppont függőleges helyzetét (17a. ábra), amikor is O_2C_2 vízszintes. Az O_1 tengely φ szöggel történő elfordulásakor O_2 is φ szöggel fordul el, és a lebegőtárg középpontja O_1 -ből O helyzetbe jut. Tekintsük O_1 pontot egy derékszögű koordináta-rendszer kezdőpontjának és írjuk fel az $O_1C_1 = O_2C_2 = r$ sugáron egyforma szögsebességgel forgó C_1 és C_2 görgőközéppontok forgás közben változó $C_1'C_2' = h$ távolságát. A 17a. ábra jelzéseivel

$$x_1 = r \sin \varphi, \quad x_2 = -r \cos \varphi + e;$$

$$y_1 = r \cos \varphi, \quad y_2 = r \sin \varphi;$$

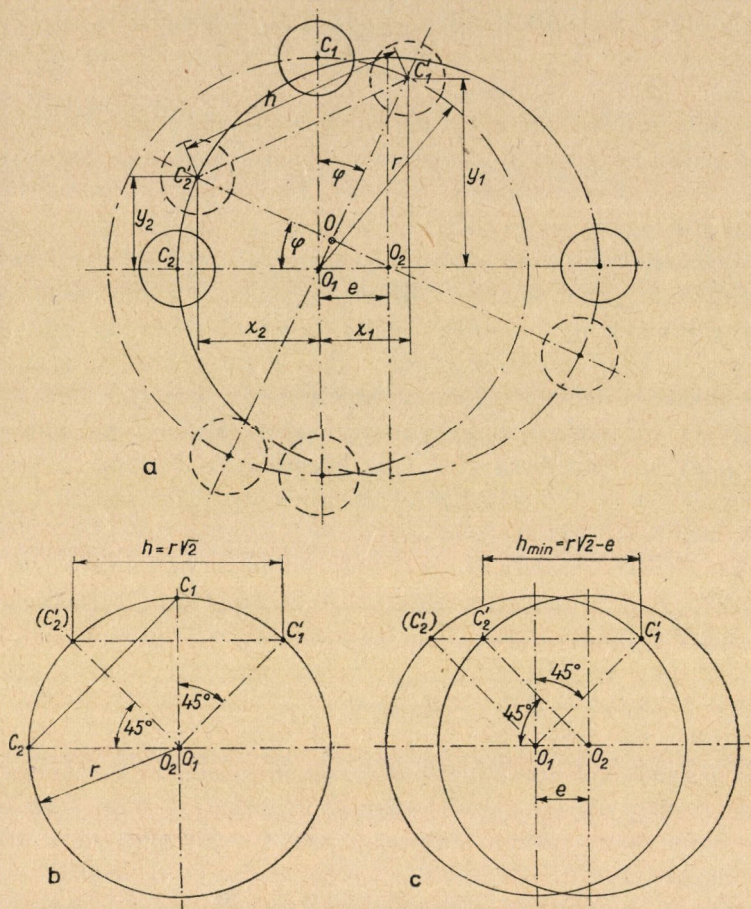
$$h^2 = (x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2,$$

vagyis

$$h^2 = (r \sin \varphi + r \cos \varphi - e)^2 + (r \cos \varphi - r \sin \varphi)^2$$

és

$$y = h^2 = [r(\sin \varphi + \cos \varphi) - e]^2 + r^2(\cos \varphi - \sin \varphi)^2.$$



17. ábra. A legkisebb görgőtávolság meghatározása: a görgőtávolság általános helyzetben (a); a görgőtávolság koaxiális helyzetben változatlan (b); eltolt helyzetben a görgőtávolság $\varphi = 45^\circ$ -nál a legkisebb (c)

Keressük azt a φ szöget, melynél h távolság legkisebb:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{d\varphi} &= 2 [r(\sin \varphi + \cos \varphi) - e]r(\cos \varphi - \sin \varphi) + \\ &+ 2r^2(\cos \varphi - \sin \varphi) (-\sin \varphi - \cos \varphi) = 0 \end{aligned}$$

és

$$\begin{aligned} 2r^2(\sin \varphi + \cos \varphi)(\cos \varphi - \sin \varphi) - 2er(\cos \varphi - \sin \varphi) - \\ - 2r^2(\sin \varphi + \cos \varphi)(\cos \varphi - \sin \varphi) = 0, \end{aligned}$$

vagyis

$$2er(\cos \varphi - \sin \varphi) = 0.$$

A zárójeles tag csak

$$\sin \varphi = \cos \varphi$$

értéknél, vagyis $\varphi = 45^\circ$ -nál és $\varphi = 235^\circ$ -nál lehet nulla.

A $h_{\min}$ értéke $\varphi = 45^\circ$ -nál

$$h_{\min} = \frac{2r}{\sqrt{2}} = e = r\sqrt{2} - e. \quad (18)$$

Egyébként ennek az értéknek a helyességéről a közvetlen szemlélettel is meggyőződhetünk. Ugyanis egytengelyűség esetén (17b. ábra) a görgőtávolság az elfordulási szögtől függetlenül minden helyzetben, így $\varphi = 45^\circ$ -nál is, $h = r\sqrt{2}$. Ha most O_1 tengelyközepet e távolsággal a 17c. ábra szerint eltoljuk O_2 helyzetbe, akkor $\varphi = 45^\circ$ helyzetben C_2 görgőközpont (C'_2) helyzetből éppen a h távolság mentén tolódik el e távolsággal C'_2 helyzetbe, és így valóban

$$C'_1 C'_2 = r\sqrt{2} - e.$$

Ha a hornyok nem 90° -ot, hanem tetszőleges α szöget zárnak be egymással, e szemlélet szerint a görgők távolsága a lebegő tagnak annál a helyzeténél lesz a legkisebb, amelynél az $\alpha \times$ szögfelezője merőleges az e excentricitásra.

A 18a. ábrán feltüntettük a görgőknek ezt a helyzetét és s biztonsági hézagot is hagyunk közöttük. Az ábra jelzéseivel felírható a következő összefüggés:

$$h_{\min} = r\sqrt{2} - e = D_1 + s, \quad (18a)$$

tehát az elérhető legnagyobb excentricitás

$$e_{\max} = r\sqrt{2} - (D_1 + s). \quad (18b)$$

Például, ha $r = 5$ cm, $D_1 = 5,4$ cm, $s = 0,2$ cm,

akkor

$$e_{\max} = 1,41 \cdot 5 - 5,6 = 7,05 - 5,6 = 1,45 \text{ cm.}$$

A 18a. ábra alapján meghatározható az ebben a helyzetben mutatkozó horonyirányú b méret is.

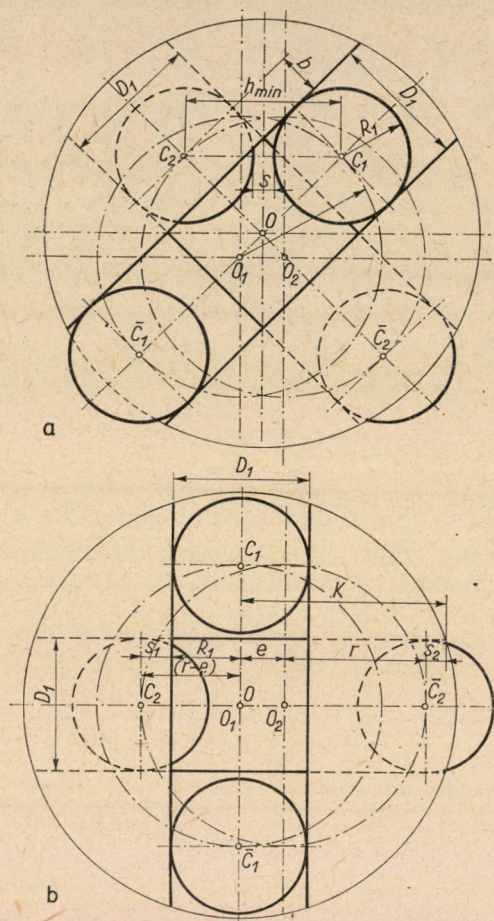
$$b = OC_2 - R_1 = \frac{h_{\min}}{\sqrt{2}} - R_1 = \frac{2R_1 + s}{\sqrt{2}} - R_1,$$

vagyis

$$b = R_1(\sqrt{2} - 1) + \frac{s}{\sqrt{2}}.$$

Az előző példa adataival:

$$b = 2,7 \cdot 0,41 + \frac{0,2}{1,41} = 1,107 + 0,141 = 1,248 \text{ cm.}$$



18. ábra. A görgők határhelyezetei: a görgők közötti s hézag biztosítása (a); az s_1 és s_2 biztonsági távolság a vezetéken (b)

A 18b. ábrán olyan kiindulási helyzetet látunk, amelynél a görgő belső határhelyzeténél s_1 , a külsőnél pedig s_2 biztonsági távolság marad a horony-vezetéken. Az ábra jelöléseivel

$$s_1 = r - (e + R_1). \quad (19)$$

Az előző példa adataival

$$s_1 = 5 - (1,45 + 2,7) = 5 - 4,15 = 0,85 \text{ cm.}$$

A görgő külső állásánál a biztonsági távolság

$$s_2 = K - (e + r). \quad (19a)$$

Ha azt akarjuk, hogy $s_1 = s_2$ legyen, akkor

$$r - e - R_1 = K - e - r,$$

és így

$$K = 2r - R_1. \quad (20)$$

Az előző példa adataival

$$K = 2 \cdot 5 - 2,7 = 10 - 2,7 = 7,3 \text{ cm.}$$

Ellenőrizzük a példa szerinti számítást:

A horony teljes hossza

$$2K = 2(e + s_1) + 2r = 14,6 \text{ cm}$$

és

$$2(e + s_1) = 14,6 - 10 = 4,6 \text{ cm.}$$

Ha $2e_{\max} = 2,9 \text{ cm}$, akkor $2s_1 = 4,6 - 2,9 = 1,7 \text{ cm}$ és $s_1 = s_2 = 0,85 \text{ cm}$.

Az előbb mondottak szerint a *tengelyirányú* szerelhetőséget az egyik tengelyvégen, vagy erre ékelt perselyen a dilatációt biztosító csúszó retesz teszi lehetővé. Ha azt kívánjuk, hogy a kapcsoló a hajtó vagy hajtott géprésszel együtt *oldalirányban* is egyetlen csavar megbontása nélkül széthúzható legyen, akkor a 18b. ábra szerint az szükséges, hogy

$$2r - D_1 > D_1.$$

Ha a horony jobb és bal oldalán külön-külön s_3 biztonsági hézagot hagyunk a görgők között, akkor ki kell elégítenünk a következő egyenlőséget:

$$R_1 + s_3 + R_1 = s_3 + D_1 = r,$$

vagyis

$$s_3 = r - D_1$$

és

$$D_1 = r_{\min} - s_3. \quad (21)$$

A (18b)-ből azonban az ütközés elkerülése végett

$$D_1 = r \sqrt{2} - e_{\max} - s.$$

Ha az a kívánságunk, hogy a görgők $e_{\max}$ -nál se ütközhesseken egymáshoz és ezenkívül az oldalirányú szerelhetőség is a legkisebb radiális méretű kapcsolóval legyen biztosítva, akkor a (18b) és (21) szerint

$$D_1 = r_{\min} \sqrt{2} - e_{\max} - s = r_{\min} - s_3,$$

vagyis

$$r_{\min}(\sqrt{2} - 1) = 0,41 r_{\min} = e_{\max} + s - s_3. \quad (22)$$

Ha úgy választjuk a biztonsági hézagot, hogy

$$s = s_3$$

egyén, akkor a megengedett legnagyobb excentricitás

$$e_{\max} = 0,41 r_{\min}. \quad (22a)$$

A példaképpen felvett kapcsolónál

$$s_3 = r - D_1 = 5 - 5,4 = -0,4 \text{ cm},$$

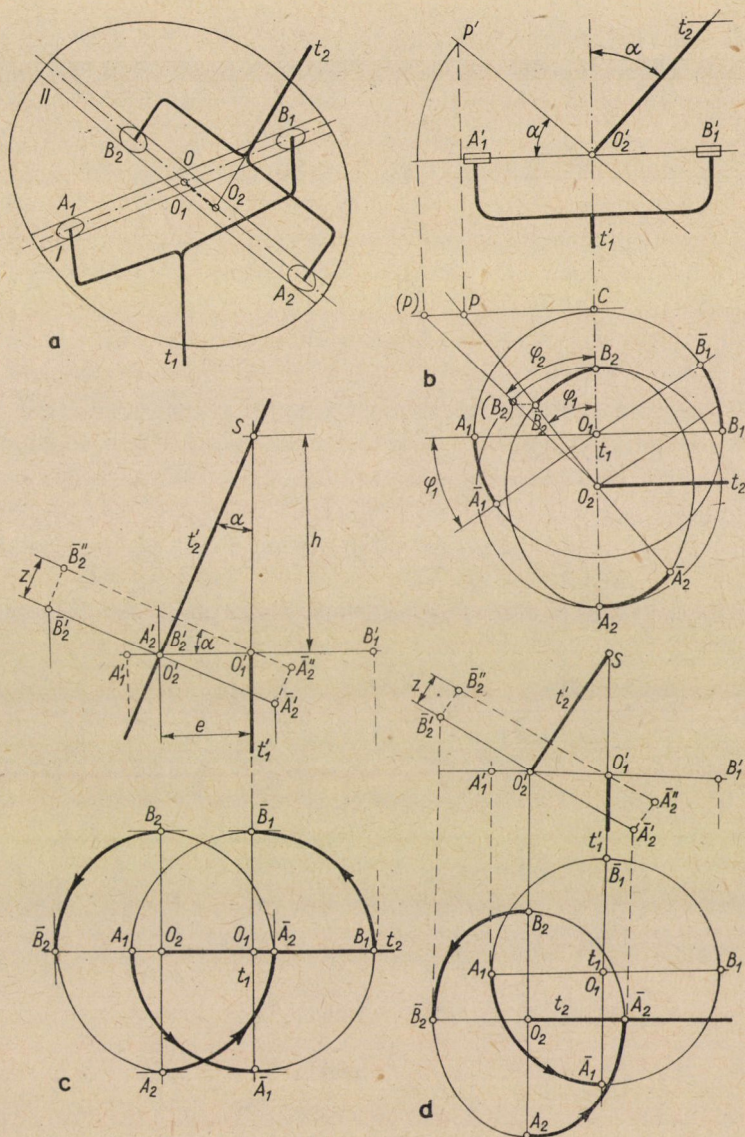
tehát az oldalirányú szétszerelhetőség nincs biztosítva; ebből a célból $s_3 = 0,2$ cm felvétele mellett az $r = 5,6$ cm felelne meg. A megnövelt r kar mellett a (18b) szerint

$$e_{\max} = r \sqrt{2} - (D_1 + s) = 1,41 \cdot 5,6 - (5,4 + 0,2) = 2,3 \text{ cm}$$

lehetne az előzőleg számított 1,45 cm helyett. Ha ezt az excentricitást teljesen ki akarnánk használni, akkor a K méretet a (20) szerint 7,3 cm helyett 8,5 cm-re kellene megadni.

XII. Kitérő és metsző helyzetű tengelyek

Párhuzamos helyzetű tengelyek esetében a 17a. ábrán láttuk, hogy a lebegőtag két vezetékének metszéspontja határhelyzetekben annak a tengelynek a középvonalába esik, amelynek forgatókarja merőleges a $t_1 - t_2$ tengelyek síkjára. Ha párhuzamos helyzetéből az egyik tengelyt a tengelytáv, mint normál-transzverzális körül elforgatjuk, akkor mondhatjuk, hogy kitérő helyzetű tengelyeknél a lebegőtag középpontja határhelyzetekben annak a tengelynek a középvonalába esik, amelynek a forgatókarja pillanatnyilag merőleges a normál-transzverzálisra. Ebből következik, hogy kitérő tengelyeknél a lebegőtag α szögű billegést is végez a normál-transzverzális körül (19a. ábra); metsző tengelyeknél pedig a metszésponthoz tartozó, a tengelyek síkjára merőleges egyenes körül, ahol α a két tengely egymással alkotott szöge.



19. ábra. A lebegőtág billegő- és csúszómozgása: Kitérő tengelyhelyzetnél a lebegőtág O középpontja annak a tengelynek a középvonalába esik, amelynek karja pillanatnyilag merőleges a normál-tranzverzálisra (a); a szögsebesség-ingadozás meghatározása (b); a lebegőtág tengelyirányú kényszercsúszásának meghatározása metsző tengelyeknél (c); a kényszercsúszás meghatározása kitérő tengelyhelyzetnél (d)

1. Sebességingadozás

A 19b. ábrán a kapcsoló elől- és felülnézetét olyan helyzetben tüntették fel, hogy az $\overline{O_1O_2}$ normál-transzverzális valódi nagyságban lássék. A t_1 tengely A_1 és B_1 görgői a felülnézetben látható $\overline{A_1B_1}$ átmérőjű O_1 középpontú körön mozognak, a t_2 tengelyei pedig olyan A_2B_2 átmérőjű körön, amely felülnézetben $\overline{A_2B_2}$ nagytengelyű O_2 középpontú ellipszisnek látszik.

Az előbb mondottak és a 19a. ábra szerint kiindulási határhelyzetben a lebegőtárg középpontja O_1 -be esik. Forgassuk el t_1 tengelyt φ_1 szöggel, amely a 19b. ábra felülnézetén valódi nagyságban látszik, miután a görgők $\overline{A_1B_1}$ helyzetbe jutottak.

Mivel A_2B_2 csak t_2 -re merőleges síkban foroghat, az elfordulás utáni előlnézete csakis a t_2 -re merőleges $P'O'_2$ lehet. Az elfordult $\overline{A_2B_2}$ görgőhelyzet felülnézetét pedig az ellipszis kerületén megkapjuk, ha O_2 -ből $\overline{A_1B_1}$ átmérőre merőlegest emelünk. Az A_2B_2 vezeték ugyanis mindig keresztülmegy az O_2 ponton, és csakis az $\overline{A_1B_1}$ -re merőleges síkban fordulhat el. A t_2 tengelyhez tartozó vezeték egyenesének mindkét képét ismerjük. Ezt az egyenest a normál-transzverzális körül beforgatva a t_1 -re merőleges síkba, meghatározható a t_2 tengely φ_2 elfordulási szöge is.

A tetszőlegesen felvett P pont beforgatottjának felülnézete (P), és $\varphi_2 \sphericalangle = (P)O_2C \sphericalangle$.

A 19b. ábra szerint.

$$PC = CO_2 \tan \varphi_1$$

és

$$(P)C = CO_2 \tan \varphi_2,$$

vagyis

$$\frac{\tan \varphi_2}{\tan \varphi_1} = \frac{(P)C}{PC} = \frac{P'O'_2}{PC};$$

azonban

$$\frac{P'O'_2}{PC} = \frac{1}{\cos \alpha},$$

tehát

$$\tan \varphi_2 = \frac{\tan \varphi_1}{\cos \alpha}. \quad (23)$$

Kitérő és metsző tengelyhelyzet esetén kapcsolónk az elfordulási ívek között ugyanolyan különbséget okoz, mint a kardáncsukló ugyanolyan α szög alatt hajló tengelyek hajtásánál.

A kardánkapcsolókra vonatkozó ismeretes számítások szerint [21, 32]

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi \cdot \cos^2 \alpha} \quad (24)$$

és $\varphi = 0$ helyen

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha} \quad (24a)$$

2. Tengelyirányú csúszás

Egytengelyűség és párhuzamos tengelyhelyzet esetén a lebegőtag középsíkjának állása a térben változatlan. *Ha a lebegőtag középsíkja keresztül megy a két tengely metszéspontján, vagy a két kitérő tengely normál-transzverzálisán, akkor a lebegőtag billegő mozgást is végez, de tengelyirányú csúszás nem jelentkezik a szerkezetben. Amikor a lebegőtag középsíkja nem illeszkedik sem a tengelyek metszéspontjához (19c. ábra), sem a kitérő tengelyek normál-transzverzálisához, akkor már a billegő mozgáson kívül tengelyirányú csúszással is kell számolnunk.*

A 19c. ábrán egymást metsző, a 19d. ábrán pedig kitérő tengelyeknél vázoltuk fel a t_1 tengely $\varphi_1 = 0$ és $\varphi_1 = 90^\circ$ elfordulásának megfelelő lebegőtag helyzetét. Az ábrákból világosan kitűnik, hogy amikor a tengelykapcsoló forgatókarja t_1 tengelyhez rögzítve van és a tengelyirányú csúszás t_2 tengelynél van szerkezetiileg biztosítva, akkor $\varphi_1 = 90^\circ$ helyzetben a lebegőtag középsíkja az $\overline{A_2'B_2'}$ helyzet helyett kénytelen az $\overline{A_2''B_2''}$ helyzetet elfoglalni, ami t_2 tengely irányában z nagyságú elcsúszást jelent.

Az ábrák jelöléseivel

$$e = h \operatorname{tg} \alpha$$

és a tengelyirányú elmozdulás

$$z = e \sin \alpha = h \tan \alpha \cdot \sin \alpha = h \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha} \quad (25)$$

A szóban forgó malmi hengerszékek sorbakapcsolásánál h valószínű értéke a henger félhossza, minthogy mindkét csapágyat állítják. Legkedvezőtlenebb esetben a kapcsolótól mért henger teljes hossza annak külső csapágyáig. A szomszédos hengerek tengelyének hajlásszöge $\alpha = 0 \div 2,5^\circ$.

Számítsuk ki $\alpha = 2,5^\circ$ és $h = 600$ mm esetére a (24a) összefüggés szerint a szögsebesség-ingadozás és (25) szerint tengelyirányú eltolódás várható értékét:

$$\cos 2^\circ 30' = 0,99937.$$

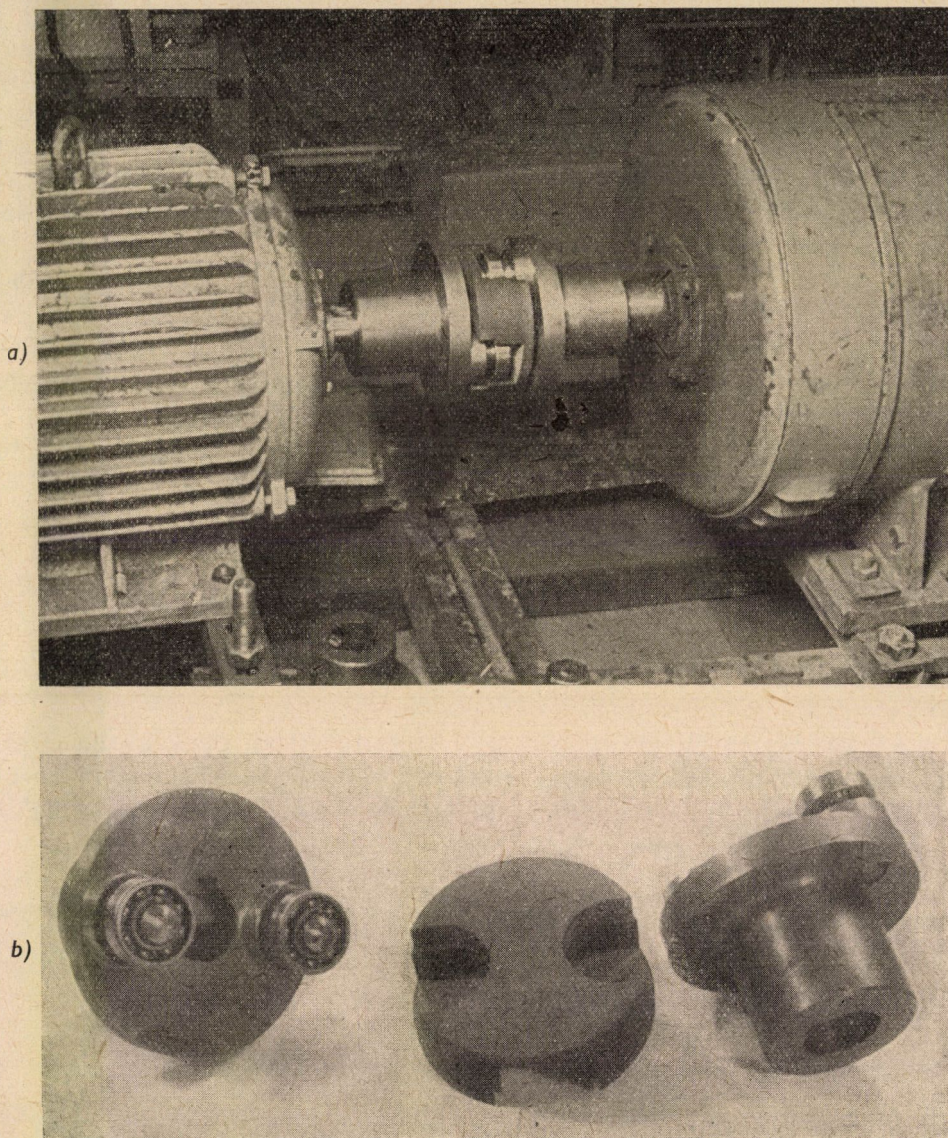
A szögsebesség százalékos ingadozása

$$\frac{1}{100} \frac{\omega_{2\max} - \omega_1}{\omega_1} = \frac{1 - \cos \alpha}{100 \cos \alpha} \approx 63 \cdot 10^{-7} \%$$

a tengelyirányú eltolódás pedig

$$z = \frac{h \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} = \frac{600 \cdot 0,03548^2}{0,99937} = \frac{600 \cdot 0,00126}{0,99937} \approx 0,75 \text{ mm.}$$

E számításból kitűnik, hogy a lebegőtág görgővezetékét érdemes tized mm-el szélesebbre hagyni, mert ha a csúszás a görgő vezetéken történik, akkor a csúszási irányra merőleges síkban való gördülés a súrlódást lényegesen *lecsökkenti*. Ígyképp a kapcsolókarnak a csúszóékes megoldása főképp a szerelés megkönnyítését szolgálja.



20. ábra. Görgős mozgékony tengelykapcsoló laboratóriumi villamosmotoron (a); és ennek három főrésze (b)

XIII. Az eddigi tapasztalatok

A görgős mozgékony tengelykapcsoló általános megítéléséről az volt a szerző tapasztalata, hogy az ipari vállalatok nem mérlegelik annak jelentőségét, hogy a teljesítmény átviteléből kifolyólag nincs terhelés a csapágyakon, ha a kapcsoló tiszta erőpárral működik. Így azután a tengelykapcsolókat előállító gyár (*Sopiana*) még a javaslat megvizsgálásával sem foglalkozott. Az egyik hengerszék prototípus gyártásánál pedig inkább egy fölösleges áttételt iktattak be mozgékony tengelykapcsoló helyett a főhajtásba (*EMAG*), hogy a tartalék-fogaskerekeket elkerüljék. Az ilyen szerkezet letűnését nem volt nehéz megjósolni [29].

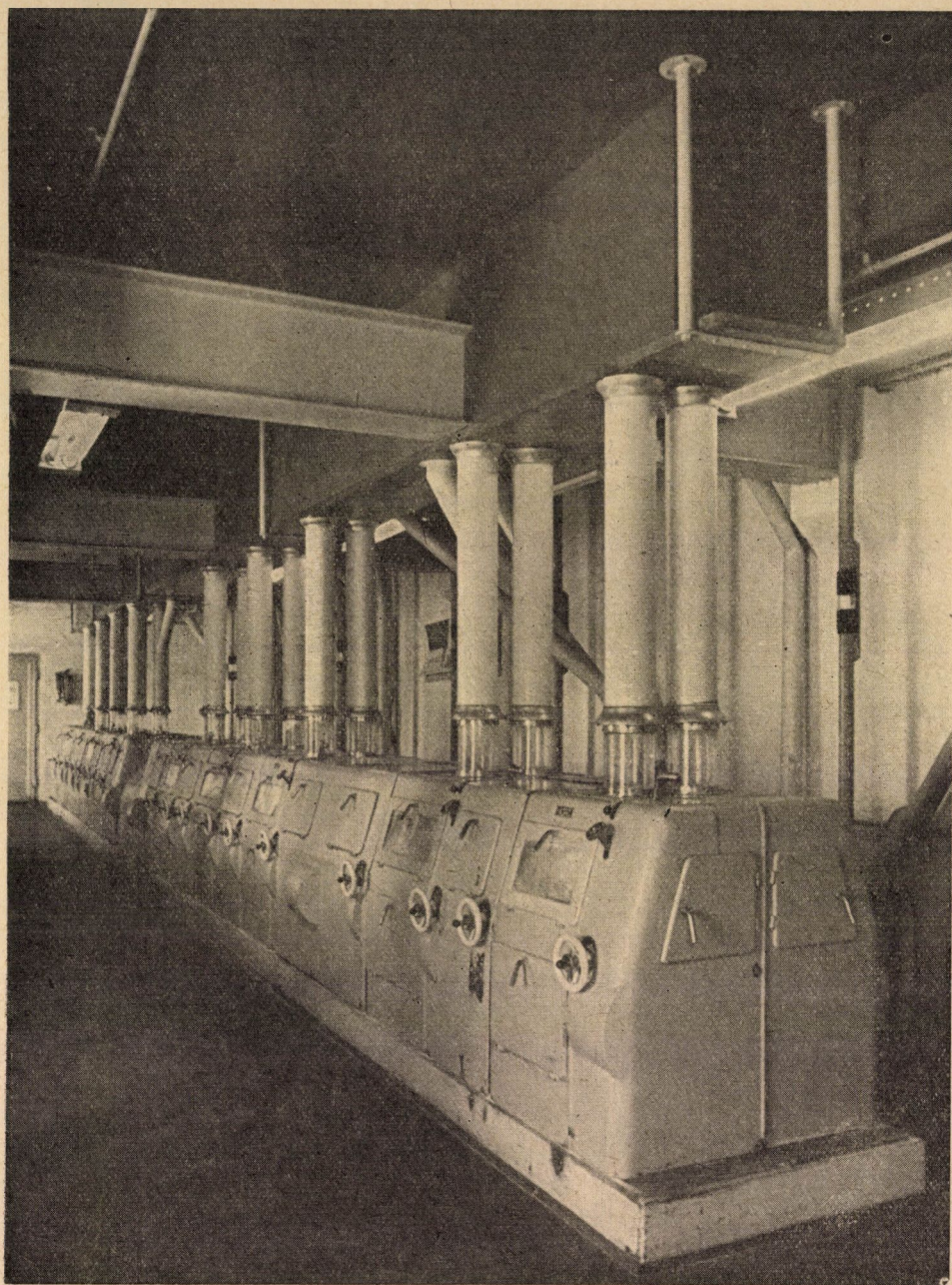
Bár 1955-ben javasolta szerző a hengerszék mozgékony tengelykapcsolókkal való sorbakapcsolását, de e helyett a kettős kardáncsuklós hajtást alkalmazták, amely tudvalevőleg a túlságosan rövid szerkezeti hossz mellett káros üzemi jelenségeket rejt magában [30].

Sokkal kedvezőbben fogadták a görgős mozgékony tengelykapcsoló gondolatát a kutatóintézetek. Az *Erőáramú Gyártmányfejlesztési Intézet* saját laboratóriuma számára készítette el 1961/62-ben különböző nyomatékok átvitelére az első görgős mozgékony tengelykapcsolókat (20. ábra). A szerzett tapasztalatok alapján beépítette olyan orvosi műszerbe is, ahol a szomszédos csapágyak különös kíméletére volt szükség.

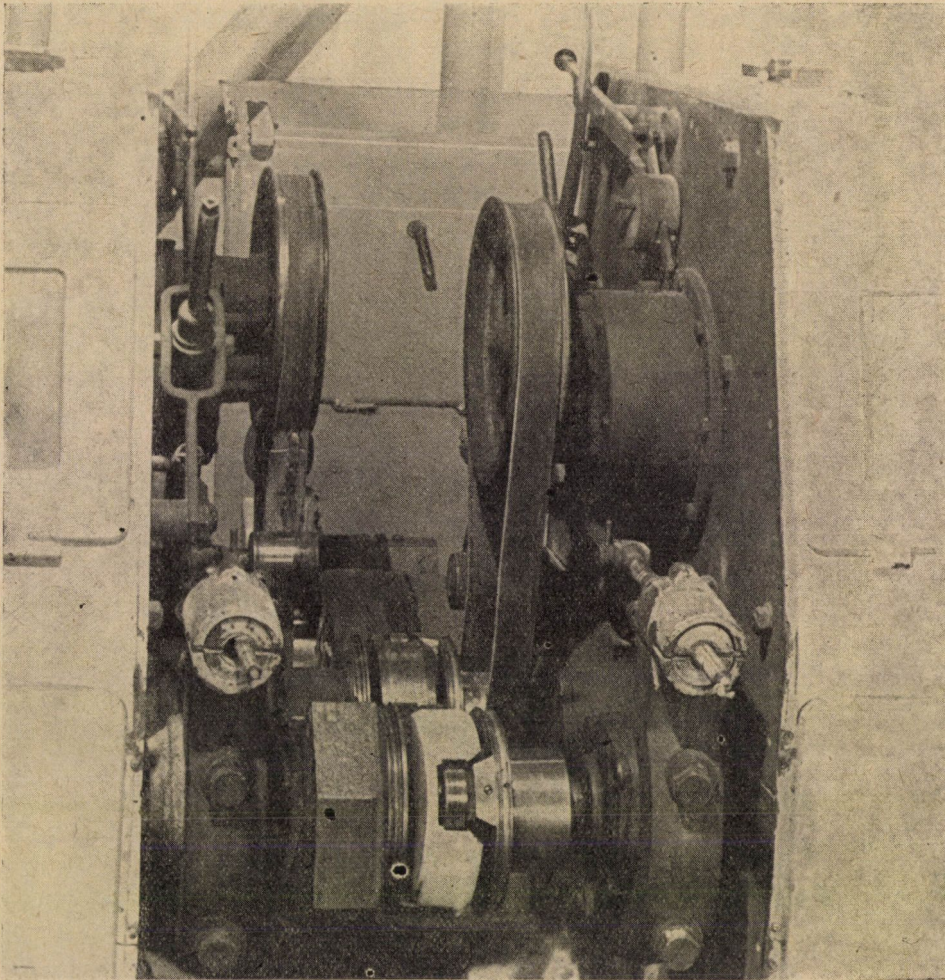
A *Gabona Tröszt Kutatóintézete* részéről KOLOSTORI JÓZSEF okl. gépészmérnök osztályvezető felfigyelt szerző 1955. évbéli javaslataira, valamint későbbi közleményeire, különösképpen a [3] alatti munkájára, és közreműködését kérte a hengerszék—sorbakapcsolás kérdésének a megoldásában. Az e célra készítendő tengelykapcsoló szerkezeti kialakításában maga is tevékenyen munkálkodott [31]. A bicskei malom kísérleti őrlőberendezését a 21a. ábra, a hengerjáratok kapcsolását pedig a 21b. és 21c. ábra szemlélteti. Az energiafolyam okszerű vezetése főképp az erősebben terhelt simahengerknél érvényesül.

A próbaképpen beszerelt négy mozgékony tengelykapcsoló közül kettő edzetlen acél, kettő pedig „danamid” műanyag lebegőttaggal készült. Kettőbe golyós, kettőbe önbeálló görgőscsapágy van beszerelve. A 20 mkp nyomaték átvitelére való, $n = 550/\text{min}$ fordulattal járó tengelykapcsoló szerkezeti rajzát a 22. ábra tünteti fel.

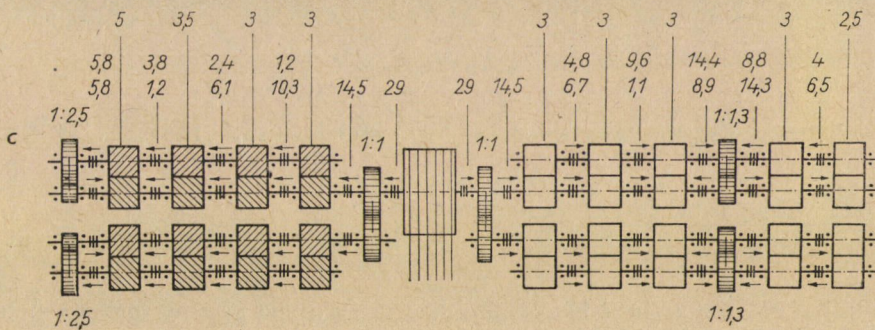
Az 1964. december havában beszerelt kapcsolók egy évig tartó éjjelnappali folytonos üzeme után a golyós- és görgőscsapágyakon nem volt semmi kopási nyom. Az edzetlen acél lebegőttagokon a várható teknős benyomódások mutatkoztak, ellenben a műanyag lebegőttagok munkafelülete tükörsima maradt. A műanyag csekély mérvű rugalmas deformációja rohamosan csökkentette a Hertz feszültségeket. Az acél lebegőttagoknak műanyaggal való kicserélése után a kapcsolók tovább üzemben vannak.



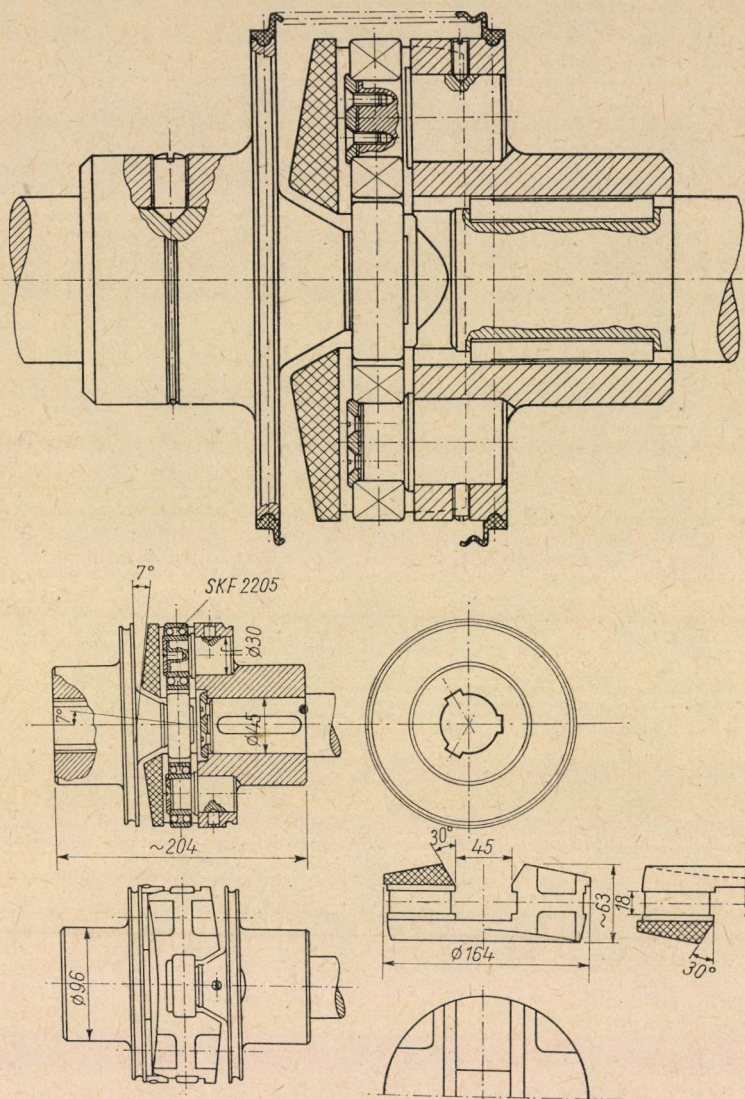
21a. ábra A kísérleti őrlőberendezés: a bicskei malom hengersizéksora



b



21b. és 21c. ábra. A kísérleti őrlőberendezés: a szomszédos hengerék kapcsolása görgős mozgékony tengelykapcsolóval (b); hengerjáratok sorbakapcsolása (c); a c) esetben a bal oldal a törejtő, a jobb oldal az őrlő hengereket, a nyilak, az energiaszármazás irányát, a számok a hengerék, tengelykapcsolók, és fogaskerék-hajtások teljesítmény-fogyasztását tüntetik fel



22. ábra. A hengerjáratok sorbakapcsolásához készült tengelykapcsoló szerkezeti rajza

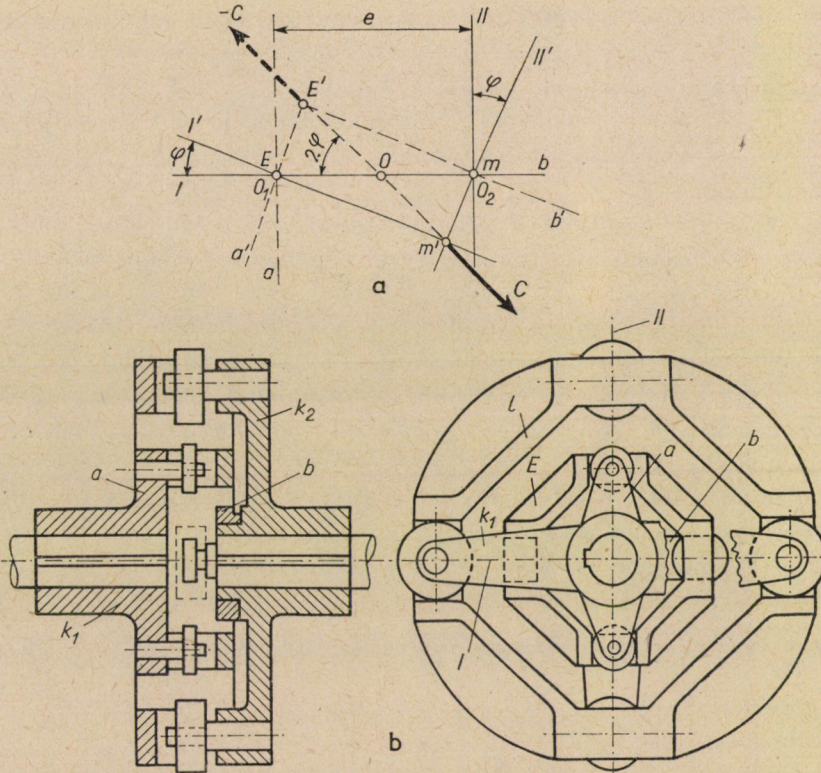
XIV. A görgős mozgékony tengelykapcsoló különleges megoldásai

Az előző fejtegetésekből kitűnik, hogy a görgős mozgékony tengelykapcsolónál a hajtó és hajtott tengelyek rezgései azért nem adódnak át egymásra, mert azokat a lebegőtárg veszi fel. A lebegőtárg saját rezgéséből származó centrifugális erő azonban párhuzamos tengelyhelyzeteknél is önműkö-

dően kiegyensúlyozható oly módon, hogy sem a fordulatszám, sem az excentricitás üzemből történő változásakor ne érhesse a csapágyazást a kapcsoló önrezgéséből eredő erőhatás.

1. Kiegyensúlyozás a kinematikai lánc bővítésével

E megoldás elve abban rejlik, hogy a lebegőtaggal egyenlő tömegű, olyan ellensúlyként működő lebegőtagot iktatunk be, amelynek súlypontja ugyancsak az e excentricitás átmérőjű körön forog, de fázisa 180° -kal eltoltott a nyomatékot átvivő lebegőtagéhoz képest.



23. ábra. Önkiegyensúlyozó mozgékony tengelykapcsoló kinematikai megoldása: Az l lebegőtag és az E ellensúly centrifugális ereje a forgás minden pillanatnyi helyzetében egyensúlyban van (a); itt e a párhuzamos tengelyek excentricitása, φ tetszőleges elfordulási szög; a szerkezeti vázlat a (b) ábrán látható

A 23a. ábra azt az esetet tünteti fel, amikor két párhuzamos tengely közül az egyik O_1 , a másik O_2 pontban metszi a rajzlap síkját, és a k_1 kapcsolókar φ szöggel elfordul. Minthogy az I és II vezeték-középvonalak az l főlebegőtagban egymásra merőlegesek, azért a főlebegőtag m tömegpontja (m -mel a lebegőtag tömegét és a geometriai központba eső súlypontját jelöljük)

a tengelyközéppontokon való áthaladáskor mindig abba a tengelybe esik, amelyiken az $O_1O_2 = e$ tengelytávra merőleges vezeték keresztülmegy. A 23a. ábrán feltüntetett kiindulási helyzetben m az O_2 -be esik.

A kiindulási helyzethől φ szöggel való elfordulás után a lebegőtag vezetőkeinek I' és II' új helyzete meghatározza a főlebegőtag m' helyzetét. Az m tömegpont 2φ szöggel fordult el az e excentricitás O felezőpontja körül, tehát szögsebessége 2ω és a keletkező centrifugális erő

$$C = m \frac{e}{2} (2\omega)^2 = 2me\omega^2.$$

Az ellensúlyozó lebegőtagnak szintén két egymásra merőleges vezetéke van. Ezek egyike a úgy csatlakozik az első forgatókarhoz, hogy $a \perp I$; és b úgy csatlakozik a második forgatókarhoz, hogy $b \perp II$. A tengely φ szöggel való elfordulása után az ellensúly E tömegközéppontja az e átmérőjű körön az m' -el átellenes E' helyzetbe jut és $m = E$ feltétel teljesítésekor az E' -ben ható centrifugális erő ($-C$).

A szerkezeti megoldást a 23b. ábra szemlélteti. Abból a célból, hogy esetleges szerelési pontatlanság, avagy kitérő tengelyhelyzetek esetén se lépjenek fel kényszererők, az egyik forgatókarnak az ellensúlyozó lebegőkarhoz csatlakozó b mellékkarja nincs rögzítve a tengelyhez, hanem akörül szabadon elfordulhat. Az ellensúlynak mindenkor 180° -os fáziskülönbsége ezáltal minden tengelyhelyzetnél és minden fordulatszámnál biztosítva van. Mint-hogy az ellensúly is a főlebegőtag szerkezeti síkjában mozog, billentő nyomaték nem léphet fel.

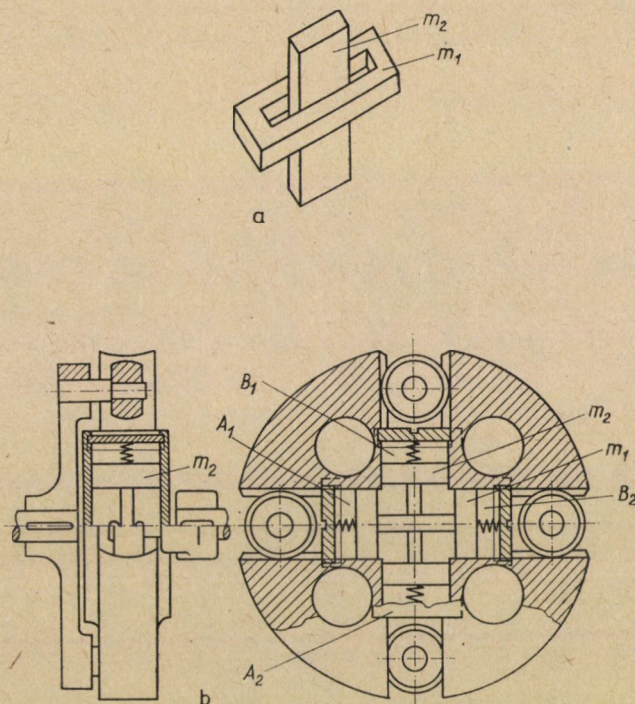
A centrifugális erő csökkentése végett a nyomatékot átvivő főlebegőtag kis fajsúlyú, az ellensúlyozó lebegőtag pedig — amelyre csak a centrifugális erő hat — nagyobb fajsúlyú anyagból készítendő.

2. Önműködő kiegyensúlyozás úszó tömegekkel

Igen nagy fordulatszámoknál — amikor minden forgó alkatrész átmérőjét csökkenteni igyekszünk — a lebegőtag centrifugális erejének kiegyensúlyozására olyan mód kínálkozik, amely nem kívánja a kinematikai lánc bővítését. Ennek az önkiegyensúlyozásnak az alapja az a mechanikai törvény, hogy az erőpárral forgatott tömeg súlypontja a forgás tengelyében igyekszik elhelyezkedni.

A lebegőtag két egymást metsző vezetékében egy-egy ellensúlyt helyezünk el, amelyeket ilyen módon erőpárok forgatnak. Az ellensúlyok egyforma tömegűek és egymás úszását nem akadályozzák (24a. ábra). Az O_1 körül forgó I vezetékben úszó m_1 tömeg súlypontja igyekezni fog az O_1 -ben elhelyezkedni, az O_2 körül forgó II vezetékben úszó m_2 tömeg súlypontja pedig O_2 -ben. A kapcsoló szerkezeti vázlatát a 24b. ábra szemlélteti.

A lebegőtag egyes pontjai egyidejűleg forognak az O_1 és O_2 körül, ennél fogva a két úszó tömeg lebegőtagra gyakorolt erőhatásának a számításánál a *relatív gyorsuláson* kívül a „szállító” és a *Coriolis gyorsulást* is tekintetbe kell vennünk. Lássuk ezért előbb a forgásközéppontokban elhelyezkedő tömegek relatív mozgását a vezetékekben.



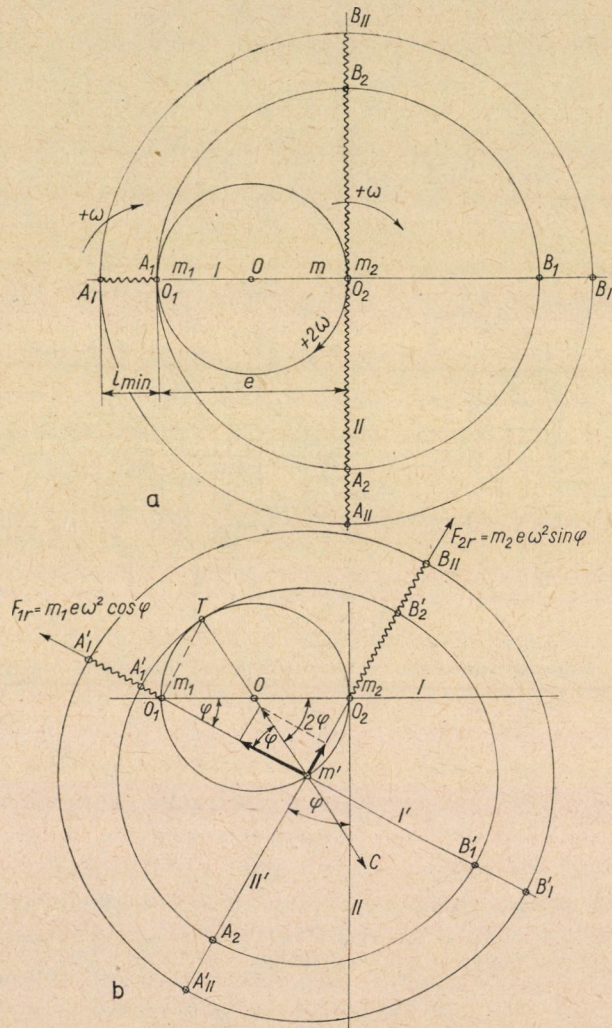
4. ábra. Önkiegyensúlyozó mozgékony tengelykapcsoló dinamikai megoldása: a keresztirányban mozgatható úszó tömegek képletos vázlata az (a); a szerkezeti vázlat (b) ábrán látható

Képzeljük el, hogy a két úszó tömeg helyzetét saját vezetékében mindkét oldalról rugós támasztékkal úgy szabályozzuk be, hogy az *I* vezetékek m_1 és a *II* vezetékek m_2 úszójának a súlypontja a lebegőtag m súlypontjába essék, vagyis az úszókat magában foglaló lebegőtagot statikusan kiegyensúlyozzuk. Ha a két tengelyközépvonal egybeesik, akkor természetesen nincs relatív elmozdulás. A 25a. ábra a forgó kapcsoló olyan kiindulási helyzetét tünteti fel, melynél a két párhuzamos tengely excentricitása $O_1O_2 = e$, és *I* vezetékek a tengelyek síkjába esik. A lebegőtag m tömegközéppontja — mint előbb mondtuk — mindenkor abba a tengelybe esik, amelyhez a tengelysíkra merőleges vezetékek tartozik, vagyis a felvett kiindulási helyzetben $m \equiv O_2$. A *II* vezetékekben tehát a két támasztórugó hossza egyenlő, azaz $A_{II}O_2 = B_{II}O_2$. Az *I* vezetékekben — feltevésünk és itt következő bizonyításunk

szerint — az egyik oldalon a rugó hossza $\overline{A_1 O_1} = l_{\min}$, a másik oldalon pedig $2e + l_{\min} = l_{\max}$.

Amikor a tengely φ szöggel elfordul, és I vezeték I' helyzetbe jut (25b. ábra), úgy O_1 relatív elmozdulása a vezetékben

$$s_1 = A_1' O_1 = A_1' m' - O_1 m' = e - m' T \cos \varphi = e - e \cos \varphi = e(1 - \cos \varphi). \quad (26)$$



25a. és 25b. ábra. Az úszó tömegpár erőjátéka a lebegőtágban: a) a kiindulási helyzet (m a lebegőtág tömege, m_1 az I vezetékben, m_2 a II vezetékben úszó tömeg, e excentricitás, a hullámos vonalak a pillanatnyi rugóhosszakkal arányos távolságot jelzik); b) az úszó tömegek relatív elmozdulása a lebegőtág vezetékjeiben (m' a lebegőtág m tömegpontját az elmozdult helyzetben jelzi, a relatív gyorsulásból eredő F_{1r} és F_{2r} tömegerők vezetékirányúak);

A relatív sebesség

$$v_1 = \frac{ds}{dt} = e \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = e \omega \sin \varphi, \quad (27)$$

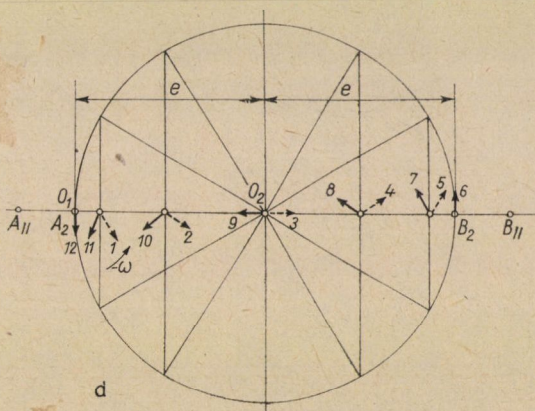
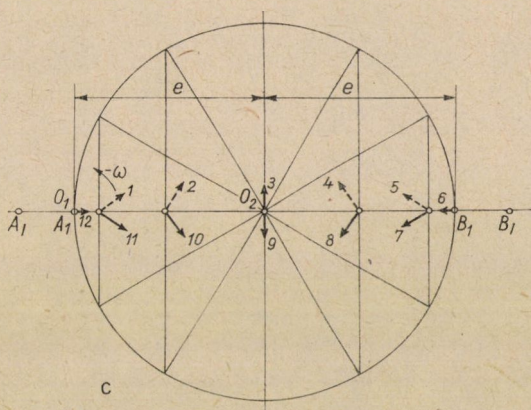
és a relatív gyorsulás

$$a_1 = \frac{dv_r}{dt} = e \omega \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = e \omega^2 \cos \varphi. \quad (28)$$

A II vezeték A'_{II} pontja csak 90° -os elfordulás után kerül az A'_I helyzetébe, tehát a közölt egyenletekbe φ helyett $(90^\circ - \varphi)$ értéket írva

$$s_2 = e[1 - \cos(90^\circ - \varphi)] = e(1 - \sin \varphi) = B'_2 O_2, \quad (26a)$$

$$v_2 = e \omega \cos \varphi, \quad (27a)$$



25c. és 25d. ábra. Az úszó tömegpár erőjátéka a lebegőtágban: c) az I vezeték utasa a tér O_1 pontjában levő mozdulatlan nyílról azt állapítja meg, hogy ω szögsebességgel forog és $2e$ kilengést végez; d) a II vezeték utasa a tér O_2 pontjában levő, a tér ugyanazon pontja felé mutató mozdulatlan nyílról 90° fáziseltolódással állapítja meg a ω -val való forgást és $2e$ kilengést);

és

$$a_2 = e\omega^2 \sin \varphi.$$

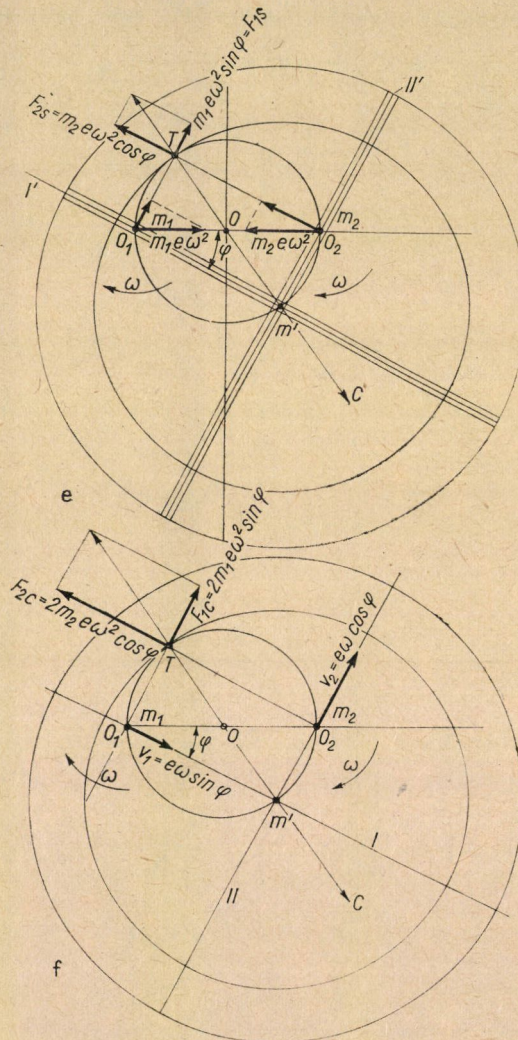
(28a)

A 25b. ábrán feltüntettük a relatív gyorsulások által okozott

$$F_{1r} = m_1 a_1 = m_1 e \omega^2 \cos \varphi$$

és

$$F_{2r} = m_2 a_2 = m_2 e \omega^2 \sin \varphi$$



25e. és 25f. ábra. Az úszó tömegpár erőjátéka a lebegőtágban: e) a centripetális gyorsulás következtében a vezeték-falakra merőlegesen ható F_{1s} és F_{2s} szállítóerők; f) a vezetékfalakra merőlegesen ható F_{1c} és F_{2c} Coriolis-erők

erők irányait is. Ezek az erők egybeesnek a vezeték irányával és m' -től távolodók.

Képzeljünk el a tér O_1 pontjában egy olyan útjelző nyilat, amely abszolút nyugalomban van és a tér O_2 pontja felé mutat. A I vezeték utasa, akinek nincs tudomása arról, hogy az ő vezetéke nemcsak forog, hanem forgás közben O_1 -hez képest el is tolódik, azt fogja megfigyelni, hogy az útjelző nyíl a vezetékben $2e$ amplitúdójú rezgő mozgást végez és közben $-\omega$ szögsebességgel forog, vagyis éppen a *tengelyekkel ellenkező értelemben* (25c. ábra). A II vezeték utasa az O_2 -ben elhelyezett, a tér ugyanazon irányában mutató nyíl alternáló mozgását és $-\omega$ szögsebességgel való forgását 90° fáziseltolódással észleli (25d. ábra).

Az m_1 szállító gyorsulása O_2 körüli forgás révén az O_2 -be mutató, az m_2 tömegé pedig O_1 körül az O_1 -be mutató $e\omega^2$ centripetális gyorsulás. A 25e. ábra szerint ennek következtében az I vezeték falára ható szállító erő

$$F_{1s} = m_1 e \omega^2 \sin \varphi,$$

a II vezeték falára ható erő pedig

$$F_{2s} = m_2 e \omega^2 \cos \varphi.$$

Az ábrából kitűnik, hogy ezek a komponensek is az m' ponttól távolodó irányúak.

A *Coriolis*-gyorsulások

$$\vec{a}_{1c} = 2 \times \omega \vec{v}_1$$

és

$$\vec{a}_{2c} = 2 \omega \times \vec{v}_2$$

vektorszorzatok szerint merőlegesek a vezetékekre és így az $e/2$ és e sugarú körök T érintőpontjában metszik egymást és irányuk m' ponttól távolodó (25f. ábra).

A *Coriolis*-erők:

$$F_{1c} = 2 m_1 e \omega^2 \sin \varphi$$

és

$$F_{2c} = 2 m_2 e \omega^2 \cos \varphi.$$

Feltevésünk szerint $m_1 = m_2 = m_0$ és ezzel a fellépő erők a következők: Az I és II vezetékek mentén ható relatív erők eredője 25b. ábra szerint

$$F_r = \sqrt{F_{1r}^2 + F_{2r}^2} = \sqrt{m_0^2 e^2 \omega^4 (\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi)} = m_0 e \omega^2.$$

A szállító erők eredője a 25e. ábra szerint

$$F_s = \sqrt{F_{1s}^2 + F_{2s}^2} = \sqrt{m_0^2 e^2 \omega^4 (\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi)} = m_0 e \omega^2;$$

a *Coriolis*-erők eredője pedig a 25f. ábra szerint:

$$F_c = \sqrt{F_{1c}^2 + F_{2c}^2} = \sqrt{4m_0^2 e^2 \omega^4 (\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi)} = 2m_0 e \omega^2.$$

Mind a három erő az OT sugár irányába esik és ellentétes irányú a lebegőtag centrifugális erejével. Így

$$4m_0 e \omega^2 = m \frac{e}{2} (2\omega)^2 = 2m e \omega^2 = C.$$

Ebből következik, hogy

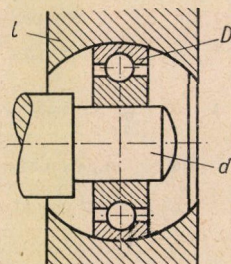
$$m_0 = \frac{m}{2}. \quad (29)$$

A levezetett összefüggések szerint a két úszó tömeg függetlenül a φ , ω és e változóktól, mindig ellensúlyozza a lebegőtag centrifugális erejét. Az ellensúlyok tömege itt is — éppen úgy, mint a X. fejezetben tárgyalt kivitelnél — a lebegőtag tömegével egyenlő.

Szerző tudomása szerint a szakirodalom nem említ még olyan mechanikus kapcsolót, amely egytengelyű és párhuzamos helyzetű tengelyeknél nemesak csillapítja, hanem szinte elszigeteli a tengelyrezgéseket.*

3. Hengeres vezetékű görgős mozgékony tengelykapcsoló

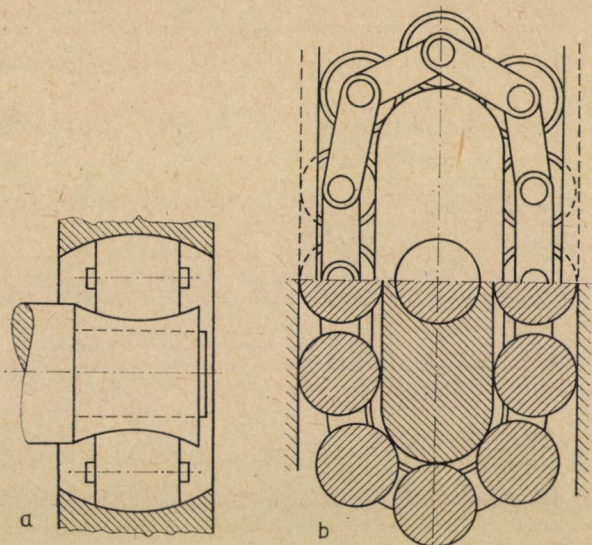
A legegyszerűbbnek látszó megoldás a hengeres vezeték olyan gömbréteg felületű görgőkkel, ahol a gömb sugara egyenlő a henger sugarával. Ilyen megoldás egyszerű görgőkkel vagy merev gömbréteges golyócsapággyakkal (26. ábra) is készíthető. Annak oka, hogy szerző mégis előnyben részesítette az önbeálló görgőcsapággyakat, abban rejlik, hogy ezek egyrészt a megbízható méretezés alapjai, másrészt mind a csap körüli forgó mozgás, mind a vezeték



26. ábra. Hengeres vezeték gömbréteges merev csapággyal

* A Szakszervezetek Országos Tanácsa és az Országos Találmányi Hivatal 1966. április havi megállapításában az utóbbi évek hazánkban megjelent 10 legjelentősebb találmánya közé sorolta.

tengelye körül elfordulás a csapágý saját felületein megy végbe. Bár az ilyen csapágýnak a kelleténél eggyel több szabadságfoka van, a külső gyűrű megfelelő vezetésével könnyen biztosítható, hogy a külső gyűrű síkja mindig merőleges maradjon a csap tengelyére.



27. ábra. Görgőláncos mozgékony tengelykapcsoló hordó alakú görgőelemmel (a); görgőláncal (b)

Van azonban a hengeres vezetéknek olyan sajátossága is, amire túl nagy terheléseknél kell gondolnunk, amikor a görgő és a vezeték között a lineáris érintkezést meg akarjuk sokszorozni. Ilyenkor a 27a. és 27b. ábra szerint olyan hordó alakú görgőkből összeállított zárt láncot használhatunk, amelynél a görgők profilsugara a vezeték hengersugarával egyenlő. A hordó-görgőlánc belső pályája a csapközponton körül elfordulhat, hogy a görgőlánc mindazon görgői terhelve legyenek, melyek a belső pálya hengeres felületére kerültek.

*

E tanulmány benyújtása óta az *örlőberendezés hengesorokkal* megkapta az angol 1 078 810, a francia 1 419 650, az olasz 732 118 és a svájci 412 533 szabadalmat; a *tengelykapcsoló* pedig az angol 1 079 735, a francia 1 410 877, az olasz 739 125 és a svájci 432 139 számú szabadalmat. A nyugatnémet újdonságvizsgálat a közzétételig jutott.

A hazai ipar részéről a *Bányászati Tervezőintézet* tervrajzai alapján elkészült egy húszezer méterkilopond csúcsnyomaték átvitelére méretezett tengelykapcsoló, amely kipróbálásra vár. A balatonfüredi malom e leírás szerint készült két új hengerszék-sorában 42 görgős, mozgékony tengelykapcsoló fut.

IRODALOM

21. VÖRÖS IMRE: Gépelemek; I. kötet, 2. kiadás. Tankönyvkiadó, Budapest 1962; 385.
22. SZŐKE BÉLA: Lamellás tengelykapcsoló; 137537 számú magyar szabadalom, 1946.
23. SZŐKE BÉLA: A mozgékony tengelykapcsoló néhány problémája. A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztálya által 1961-re meghirdetett pályázaton jutalomban részesített pályamunka (kézirat).
24. SZŐKE BÉLA: A mozgékony tengelykapcsolás áttekintése. *Malomipar és Terményforgalom* 10 (1963), 128—135.
25. SZŐKE BÉLA—RITTER ENDRE: Önbeálló tengelykapcsoló; 143.055 számú magyar szabadalom, 1954.
26. SZŐKE BÉLA: Önbeálló tengelykapcsoló. Az SO-449. számú szabadalmi leírás, Budapest 1955.
27. SKF Golyós- és görgőscsapágyak 6400 sz. főkatalógusa, Budapest 1964; és 6000 sz. főkatalógusa, Budapest 1960.
28. *Die Kugellager-Zeitschrift* 143. sz., 1—7 old. SKF Svéd Golyóscsapágy Részvénytársaság, Budapest 1964.
29. SZŐKE BÉLA: A hengershékhajtás szerepe az őrlési energiagazdálkodásban. *Malomipar és Terményforgalom* 7 (1960), 48—53.
30. SZŐKE BÉLA: A kardáncsuklós hajtás működésének gyakorlati elemzése. *Malomipar és Terményforgalom* 10 (1963), 447—448.
31. SZŐKE BÉLA—KOLOSTORI JÓZSEF: Görgős mozgékony tengelykapcsoló. Az Országos Malomipari és Terménytárolási Kutatóintézet 152.100 számú szolgálati találmánya, 1963. *Malomipar és Terményforgalom* 12 (1965), 175—182.
32. TERPLÁN ZÉNÓ: Mechanizmusok, 2. kiadás. Tankönyvkiadó, Budapest 1962.
33. KOLOSTORI, J.—HAMZA, B.: Bestimmung und Bedeutung des Betriebs-Mahlspaltes von Walzenpaaren. *Die Mühle* 103 (1966); 103—105, 119—120.