

MISKOLCI EGYETEM



GÉPÉSZMÉRNÖKI ÉS INFORMATIKAI KAR

KÜLSŐ CSILLAGKEREKES GÖRGŐS SZABADONFUTÓK ELEMZÉSE

PHD ÉRTEKEZÉS

KÉSZÍTETTE:

Bihari Zoltán
okl. gépészmérnök

SÁLYI ISTVÁN GÉPÉSZETI TUDOMÁNYOK DOKTORI ISKOLA
GÉPEK ÉS SZERKEZETEK TERVEZÉSE TÉMATERÜLET
GÉPEK ÉS ELEMEIK TERVEZÉSE TÉMACSOPORT

DOKTORI ISKOLA VEZETŐ:

Dr. Tisza Miklós
egyetemi tanár

TÉMACSOPORT VEZETŐ:

Dr. Döbröczöni Ádám
egyetemi tanár

TÉMAVEZETŐ:

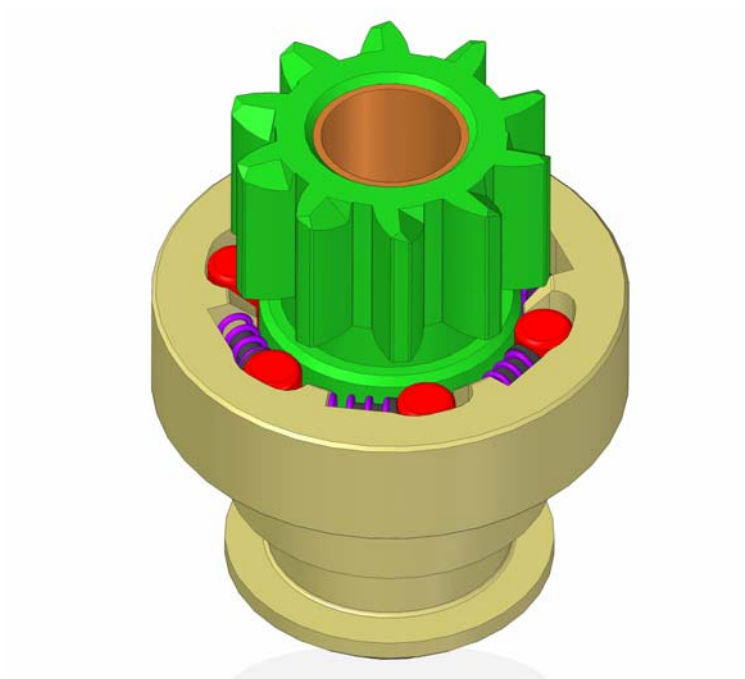
Dr. Szente József
egyetemi docens

MISKOLC, 2013.

Bihari Zoltán

KÜLSŐ CSILLAGKEREKES GÖRGŐS SZABADONFUTÓK ELEMZÉSE

Doktori (PhD) értekezés



Miskolc, 2013.

Tartalomjegyzék

Előszó - Köszönetnyilvánítás.....	1
1. Szabadonfutók helye a tengelykapcsolók rendszerében	2
Jelölésjegyzék.....	2
1.1. Bevezetés, előzmények, ipari háttér.....	2
1.2. Tengelykapcsolók csoportosítása	2
1.3. Forgásirány-kapcsoló típusok elemzése	6
1.4. Összegzés, feladat kijelölése	13
2. Külső csillagkerekes görgős szabadonfutók működése	14
Jelölésjegyzék.....	14
2.1. Szerkezeti kialakítás, működés [62]	14
2.2. Geometriai összefüggések.....	17
2.3. A súrlódási tényező.....	19
3. Szabadonfutók geometriai rekonstrukciója	21
Jelölésjegyzék.....	21
3.1. Bevezetés	21
3.2. A geometria meghatározás lehetőségei	22
3.3. A zárószög meghatározása grafikus úton	25
3.4. Megfogalmazható új eredmény	38
4. Görgős szabadonfutók egytengelyűségének vizsgálata	39
Jelölésjegyzék.....	39
4.1. Bevezetés	40
4.2. A szabadonfutó alapparaméterei	40
4.3. A logaritmikus spirális jellemző pontjai	41
4.4. A görgők szélső helyzetének koordinátái	43
4.5. A középpont-eltolódás mértéke.....	45
4.6. Az elfogadható megoldások keresése.....	49
4.7. A vizsgálatból levont következtetések.....	51
4.8. Megfogalmazható új eredmény	52
5. Görgős szabadonfutók szilárdsági számítása	53
Jelölésjegyzék.....	53
5.1. Bevezetés	54
5.2. Tönkremenetel lehetőségei	54
5.3. Erőhatások vizsgálata	58
5.4. Szilárdsági méretezés [45].....	62
5.5. Megfogalmazható új eredmény	66
6. Görgős szabadonfutó csillagkerekek ideális profiljának keresése és vizsgálata ..	67
Jelölésjegyzék	67
6.1. Bevezetés	67
6.2. Állandó zárószögű profilgörbe egyenlete	68
6.3. A 2α zárószög állandóságának igazolása	70
6.4. Az állandó zárószögű görbéhez illeszkedő logaritmikus spirális meghatározása	72
6.5. Az állandó zárószögű görbe és a logaritmikus spirális összehasonlítása ..	75
6.6. Megfogalmazható új eredmény	77
7. Akusztikai mérőpad koncepcionális tervezése	78
Jelölésjegyzék.....	78
7.1. Bevezetés	78

7.2. Vizsgáló helyiség – laboratórium.....	79
7.3. Vizsgált berendezés.....	80
7.4. Meghajtó egység kiválasztása.....	81
7.5. Villamos forgógépek, mint zajforrások [38].....	88
7.6. A rezgés elszigetelése, gépalapozás [35].....	91
7.7. Tengelykapcsolat létrehozása - rezgésszigetelés a vizsgált egységtől.....	93
7.8. Műszer kiválasztásának szempontjai [38].....	94
7.9. Érzékelő kiválasztása.....	98
7.10. Érzékelő felhelyezése.....	99
8. Mérések és eredmények.....	102
Jelölésjegyzék.....	102
8.1. Bevezetés.....	102
8.2. Rezgésmérés.....	104
8.3. Nyomatékmérés.....	113
8.4. Megfogalmazható új eredmény.....	115
9. Tovább lépés lehetőségei.....	116
10. Összefoglalás.....	117
Summary.....	118
Új tudományos eredmények.....	119
Irodalomjegyzék.....	120
Kapcsolódó weblapok.....	124
Saját publikációk.....	125
Mellékletek.....	

Előszó - Köszönetnyilvánítás

Az értekezés egy 2005. évi ipari kapcsolatból indult ki, amely a Remy Automotive Hungary Kft. Felújító Divízió és a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke között jött létre. A vállalattal kötött szerződésben foglaltaknak megfeleltünk, de a munka során számtalan megválaszolatlan kérdés maradt nyitva. Ezért határoztam úgy, hogy megpróbálok ezen kérdésekre választ keresni.

Ebben a munkában elsősorban köszönet illeti témavezetőmet, Dr. Sente József egyetemi docent, aki fáradhatatlan elszántsággal kísérte figyelemmel a munkámat. Köszönöm a sok jó tanácsot és irányítást, hogy széles látókörével megteremtette a kutatás szellemi bázisát, mellyel lépésről lépésre közelebb vezetett egy-egy új eredményhez.

Köszönöm a Gép- és Terméktervezési Tanszék (régén Gépelemek Tanszéke) akkori és jelenlegi vezetőjének Dr. Döbröczeni Ádám tanszékvezető egyetemi tanárnak és Dr. Kamondi László tanszékvezető egyetemi docensnek a lehetőséget, hogy a tanszék műhelyét, laboratóriumait és műszereit a vizsgálatokhoz rendelkezésemre bocsátották.

Köszönet illeti a tanszék műhelyében dolgozó Potyka Attila gépészmérnököt, aki a mérőberendezés legyártásában hathatós segítséget nyújtott. Szeretnék köszönetet mondani a volt és jelenlegi tanszéki kollégáimnak is, akik tanácsaikkal, javaslataikkal szélesítették látókörömet és támogatták munkámat.

Köszönöm a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszékének a 3D-s mérésben nyújtott hatékony közreműködést, valamint a Fémtan Tanszéknek a laboratóriumában elvégzett elektronmikroszkópos vizsgálatot.

Köszönöm a Remy Automotive Hungary Kft. Felújító Divízió akkori igazgatójának, volt tanáromnak Dr. Marton Gábor igazgató úrnak, hogy a mérések elvégzéséhez megfelelő számú szabadonfutót bocsátott rendelkezésemre, valamint több alkalommal lehetővé tette, hogy a felújító üzemben látogatást tegyek.

Végül szeretném megköszönni feleségem, kislányom, szüleim és barátaim önzetlen támogatását.

1. Szabadonfutók helye a tengelykapcsolók rendszerében

Jelölésjegyzék

f_k	kapcsolódási frekvencia
n	fordulatszám
z	fogság, görgőszám
t	fogosztás
α	kapcsolószög
μ	súrlódási tényező

1.1. Bevezetés, előzmények, ipari háttér

Ennek az értekezésnek az előzménye egy ipari megkeresés illetve szerződéskötés, amely a Remy Automotive Hungary Kft. Felújító Divízió és a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszéke között jött létre. A fent nevezett vállalat megbízásában egy kutatás-fejlesztési feladat szerepelt, melynek célja gépjármű indítómotorok szabadonfutó tengelykapcsolóinak minősítésére alkalmas módszer kidolgozása volt.

A Remy Automotive Hungary Kft. Felújító Divízió miskolci székhelyű vállalata alapvetően két területre szakosodott. A cég egyik gyáregysége használt gépjármű generátorok, másik része pedig használt gépjármű indítómotorok felújításával foglalkozik. A céljuk olyan technológia kidolgozása és alkalmazása, amellyel a már forgalomból kivont gépjárművekből kisserelt generátorok és indítómotorok költséghatékonyan és környezetbarát módon ismét beépítésre és használatba kerülhetnek. Ehhez minden rendelkezésre álló erőforrást megpróbálnak felhasználni. Az ideális cél a hulladékmentes újrahasznosítás, amelyet természetesen csak egyre jobban közelíteni lehet a mind fejlettebb technológia és felhalmozott tudástár által.

A feladat, mellyel a vállalat a Miskolci Egyetem Gépelemek Tanszékét (ma Gép- és Terméktervezési Tanszék) megbízta, a fent nevezett célhoz vezető út egy kis lépésője. Amennyiben az indítómotorok egyik részegységének, a görgős szabadonfutók – más néven bendixek – működésének elemzésével sikerülne egy olyan vizsgálati módszert kidolgozni, amely alkalmas ezen egységek minősítésére, akkor a felújítási folyamatot esetleg egyszerűbbé lehetne tenni olyan módon, hogy a megvizsgált és megfelelőnek ítélt szerkezetek egy külső tisztítást követően azonnal az összeszerelő részlegbe jussanak. Tekintettel arra, hogy a gépjármű szabadonfutók roncsolásmentesen nem szerelhetők szét, a vizsgálati eljárástól is elvárható ugyanennek a feltételnek a teljesülése. A módszer megkívánja, hogy a forgásirány-kapcsoló tengelykapcsolók típusait, azok működési elveit, kialakításukat és tulajdonságaikat is részletesen elemezzük.

1.2. Tengelykapcsolók csoportosítása

A tengelykapcsolók osztályozására szakirodalmanként más és más felosztást találhatunk (1. melléklet). Egyes szerzők részletesebb, mások általánosabb felosztást ismertetnek. A tengelykapcsolók sokfélesége és széles választéka miatt az összes kapcsolót egy nagy táblázatba besorolni reménytelennek tűnő vállalkozás. Ezért ebben a fejezetben is csak az osztályozás szempontjait részletezzük. A szempontok felsorolásának sorrendjében igyekeztünk a tervezés során történő kiválasztási szempontok szerint rangsorolni. (Ennek megfelelően egy konkrét tervezési feladat során

például legbiztosabban arra vonatkozóan van információnk, hogy a nyomaték átadására alkalmas szerkezet esetén szükség lesz-e a kapcsolat bontására.)

A felosztás egyértelművé tétele érdekében érdemes néhány fogalom jelentését tisztázni:

- **„Nem kapcsolható”**-nak tekintjük a szerkezetet, ha a kapcsolat feloldásához vagy létrehozásához a gép üzemét le kell állítani, és szerelési munkával kell azt elvégeznünk. Ha üzem közben is tudjuk változtatni a tengelyek kapcsolását, akkor **„Csak oldható”** illetve **„Ki – és bekapcsolható”** tengelykapcsolóról beszélünk, a működés közben végrehajtható funkciótól függően.
- A **működtetési elv szerinti felosztás** a kapcsolás kivitelezésének módját jellemzi. A [15] szakirodalom szerinti felosztás nem túlságosan szerencsés, hiszen az abban szereplő osztályozás szerint például ugyanazt a dörzskapcsolót külön kategóriába sorolja attól függően, hogy milyen vezérlő elvvel történik a kapcsolása.
- **„Önműködő”** – más szakirodalmakban automatikus – az a kapcsoló, amely esetén a kapcsolást valamilyen esemény, fizikai mennyiség kritikus megváltozása váltja ki.
- Az áthidalható tengelyhibák szerinti csoportban **„merekv”**-nek tekintjük azokat a kapcsolókat, melyek nem képesek semmilyen tengelyhiba felvételére. A hibákból származó járulékos erő a hajtásláncot terheli, csökkentve annak élettartamát.
- **„Általános”**-nak tekinthető tengelyhiba kiegyenlítés szempontjából az a szerkezet, amely egyidejűleg több különböző típusú hiba korrigálására is alkalmas.
- [64] külön kategóriába sorolja a **„rugalmas”** és a **„kiegyenlítő”** tengelykapcsolókat. Az ezek közötti eltérések azonban a gyakorlatban gyakran összemehetnek. Egy értelmezés szerint a közöttük lévő különbség, hogy a rugalmas tengelykapcsolók csak kis tengelyhibák korrigálására alkalmasak. A „kis” kifejezés viszont nem definiált. Ezért az alábbi felosztásban a rugalmas elemes kifejezést használjuk.
- A **„Rugalmas elemes”** kapcsolókon olyan kapcsolókat értünk, amelyek valamilyen tengelyhibát úgy korrigálnak, hogy a szerkezetbe épített gumi vagy acél elem rugalmas alakváltozása veszi föl a hiba következtében fellépő erőt, illetve nyomatékot. Kiváló rezgéscsökkentő hatása miatt széles körben alkalmazott.

A. A működés módja szerint:

1. nem kapcsolható;
2. csak oldható;
3. ki- és bekapcsolható.

B. A működtetési elv szerint:

0. nem értelmezhető;
1. mechanikus kapcsolású;
2. elektromos kapcsolású;
3. pneumatikus kapcsolású;
4. hidraulikus kapcsolású;
5. önműködő kapcsolású;
 - a. nyomaték-kapcsolású;
 - b. fordulatszám kapcsolású;
 - c. forgásirány kapcsolású.

C. A működés elve szerint:

1. erőzáró;
 - a. dörzstárcsás (lemezes, kúpos, hengeres) kapcsolók;
 - b. villamos kapcsolók;
 - c. hidraulikus kapcsolók;
 - d. ékhatás elvén működő kapcsolók;
 - e. centrifugális elven működő kapcsolók;
2. alakzáró.

D. Az áthidalható tengelyhibák szerint:

1. merev;
2. radiális;
3. axiális;
4. szög;
5. általános.

E. A megvalósított kapcsolat szerint:

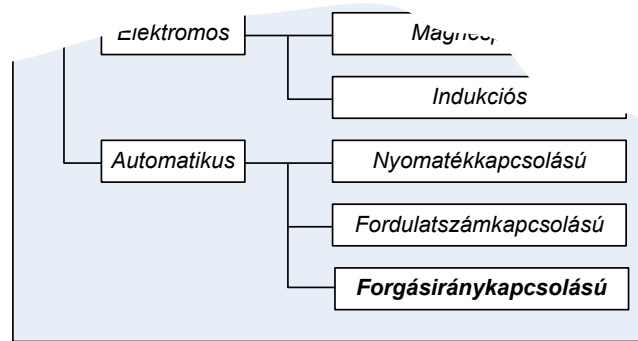
1. merev;
2. rugalmas elemes.

A fenti kategorizálás alapján az 5 főcsoport szerinti 5 kódjellel a tengelykapcsolók döntő többsége azonosítható. Az egyes tengelykapcsolóknak a fenti csoportosításba való besorolására láthatunk néhány példát az alábbi táblázatban. A kódban szereplő adatok esetenként redundáns információt tartalmaznak. Ezek a tengelykapcsolók széles választéka miatt nem szűrhetők ki.

Tengelykapcsoló megnevezése	Tengelykapcsoló kódja
Tokos tgc.	1-0-2-3-1
Gumidugós tgc.	1-0-2-4-2
Fogasgyűrűs tgc.	1-0-2-5-1
Szabadonfutó	3-5c-1d-3-1
Lemezes dörzskapcsoló.	3-1-1a-1-1
Törőelemes tgc.	2-5a-2-1-1
Biztonsági tgc.	3-5a-1a-1-1

Összehasonlítva a szakirodalom által közölt csoportosításokat (1. melléklet), az egyik fő kategóriában szinte mindenhol nagyon hasonló felosztási szempontokat találunk. Ez nevezetesen az önműködő vagy automatikus tengelykapcsolók csoportja. Ez az általunk ismertetett és az előzőekben bemutatott osztályozásban a 3-5-x-x-x kódjellel megadott típus. (Az x jelzés bármely alkategóriát jelentheti.) Különbséget szinte csak az elnevezésekben találunk, de a mögöttes műszaki tartalom megegyezik.

A [64] szerinti felosztásból egy részletet kiragadva az 1.1. ábra mutatja a rendszerzés szempontjait. A továbbiakban kizárólag a 3-5c-x-x-x kódjelű típusok csoportosításával, működésük elemzésével foglalkozunk.



1.1. ábra

Forgásirány-kapcsolók helye a tengelykapcsolók osztályozásában [64]

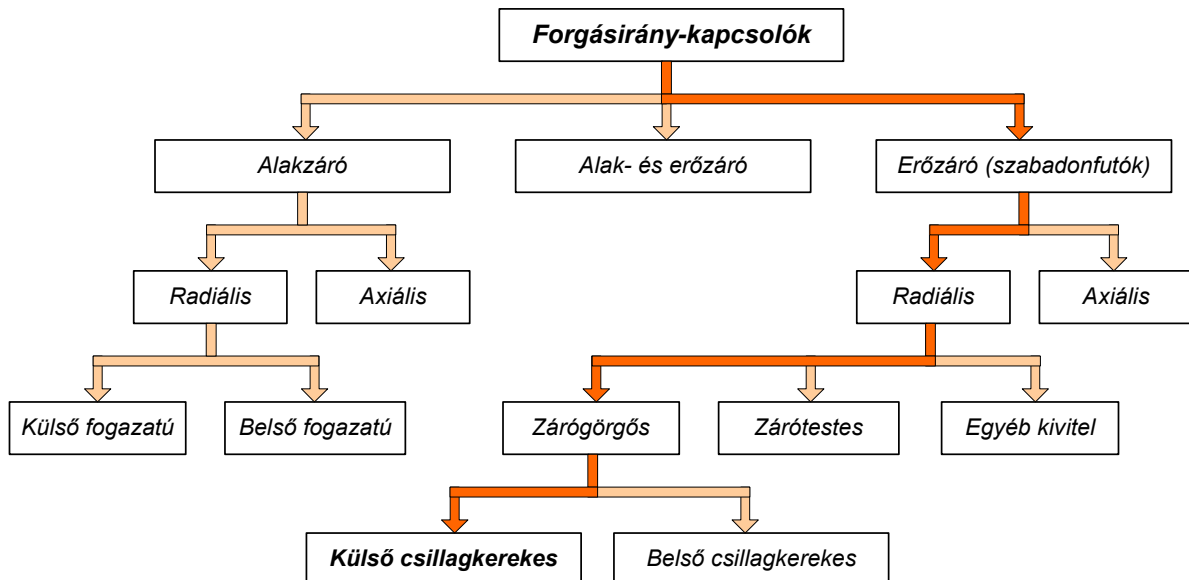
1.2.1. A forgásirány-kapcsolók

Forgásirány-kapcsolón olyan tengelykapcsolót értünk, amelyik csak az egyik forgásirányban tud nyomatékot, illetve mozgást továbbítani. Az elemek összekapcsolása, vagy szétválasztása automatikusan történik. Két lehetséges üzemiállapotuk van:

- A szabadonfutás (üresjárat, túlfutás) azt jelzi, hogy a hajtó oldal fordulatszáma kisebb a hajtotténál. Ez a fordulatszám különbség – bizonyos típusoknál – igen lényeges a melegedés és a kopás miatt.
- Kapcsolás állapotában a két oldal fordulatszáma megegyezik. Az átmenetet szabadonfutásból kapcsolásba **zárásnak**, kapcsolásból szabadonfutásba pedig **nyitásnak** nevezzük.

A forgásirány-kapcsolók működésének alapelvei régóta ismeretesek, az ipari forradalom idején számtalan megoldás született, de ezekből csak a XX. század elején a kerékpár hátsó agyban alkalmazott konstrukció terjedt el.

1.2.2. A forgásirány-kapcsolók osztályozása



1.2. ábra

Forgásirány-kapcsolók osztályozása

A forgásirány kapcsoló tengelykapcsolók a gépjármű- és repülőgépipar előretörésének köszönhetően váltak széles körben alkalmazottá. A sokféle kivitel visszavezethető néhány alapvető működési elvre, melyet az fenti összefoglaló táblázatban (1.2. ábra) mutatunk be.

(Megjegyzés: A piros színnel rajzolt mutató vonalak a dolgozatban részletesen kidolgozásra kerülő külső csillagkeres szabaddonfutó helyét jelölik.)

1.3. Forgásirány-kapcsoló típusok elemzése

A forgásirány-kapcsoló tengelykapcsolók osztályozása a [64] szakirodalom alapján történt. Ezeket a szerkezeteket működési elv szerint **alakzáró**, ill. **erőzáró** típusokba sorolják. Az 1.2. ábra szerinti **alakzáró** típusnak nevezzük azokat a szerkezeteket, melyeknél az alkatrész kiképzése biztosítja az egyik irányú nyomatékátvitelt. Ezeket kilincsműveknek is nevezzük. Az **erőzáró** típusok súrlódásos elven működnek. Ezek a mai szóhasználat szerinti szabadonfutók. Mindkét típus esetén létezik radiális és axiális kivitel, a gyakorlatban azonban részben konstrukciós okok miatt a radiális típusal találkozhatunk gyakrabban.

A forgásirány-kapcsolók alkalmazásának három alapvető területe van:

- Kapcsolóelem;
- Visszafutás-zár;
- Túlfutáskapcsoló.

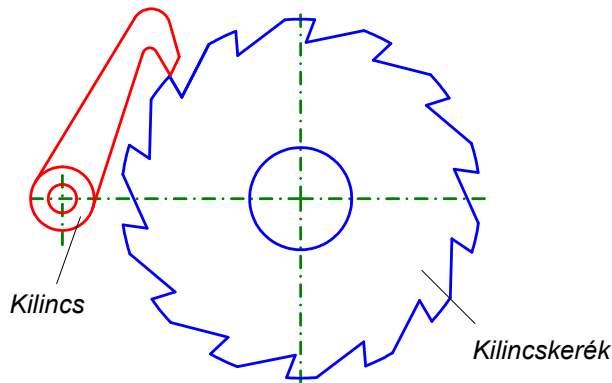
Kapcsolóelemként használva a változó irányú mozgást egyenirányúvá alakíthatjuk. A gyakorlati alkalmazás egyik példája lehet a tehergépjárművek kilométer-számlálója, amelyet egy olyan egyszerű kiegészítő szerkezettel szerelnek fel, amely a hátramenet esetén is előre számlál. Ennek olyan esetben van jelentősége, ha rövidtávú anyagrakodás esetén a gépkocsi csak hátramenetben tudja megközelíteni a helyszínt. Az oda-vissza mozgás során a gyárilag beépített kilométer-számláló nem a valós megtett utat mutatja, így az üzemanyag fogyasztás kiszámítása, illetve ellenőrzése lehetetlenné válik.

Visszafutás-zárként alkalmazva a szabadonfutót, a szerkezet meggátolja az ellenirányú forgást akkor, ha a hajtó gép valamilyen ok miatt leáll. Biztonsági berendezésként emelőgépeknél a teher visszaesését megakadályozza.

Túlfutáskapcsolóként használva a kapcsolót, a nyomatékátvitel önműködően megszűnik abban az esetben, ha a hajtott oldal fordulatszáma meghaladja a hajtóét. Leggyakrabban gépjárművek indítási folyamata során, valamint szabad kifutás vagy fékezés esetén találkozhatunk ilyen funkciójú szabadonfutókkal.

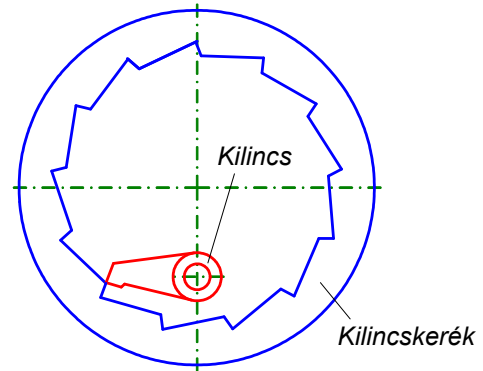
1.3.1. Alakzáró radiális forgásirány-kapcsolók – kilincsművek

A kilincsműveket szakaszos előtolású mozgásátvitelre (pl. gyalugépek), mozgás megakadályozására (pl. emelőgépeknél teher visszafutás ellen), valamint nyomatékátvitelre (pl. csavarorsós emelő, racsnis csavarkulcsok) alkalmazzák. Két fő eleme van: a kilincskerék és a kilincs. Ez a kilincs működési pozícióban tartása miatt gyakran különböző típusú rugófeszítéssel egészül ki. Alárendelt esetben ezt a funkciót a kilincs tömegéből származó súlyerő látja el. A kilincskerék lehet külső- vagy belső fogazatú. A külső fogazat (1.3. ábra) előnye az egyszerűbb gyárthatóság, a belső fogazattal rendelkező típus (1.4. ábra) a relatíve kisebb helyigénye miatt terjedt el.



1.3. ábra

Külső fogazatú radiális típusú kilincsmű [64]



1.4. ábra

Belső fogazatú radiális típusú kilincsmű [64]

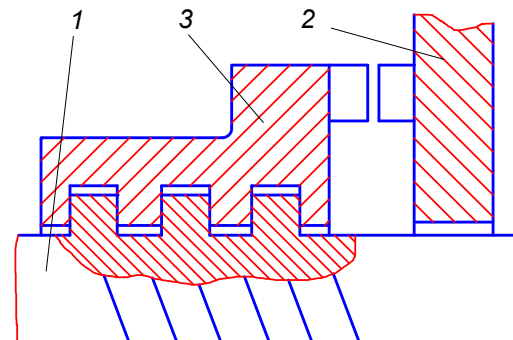
A kilincsművek egyik legnagyobb hátránya a szabadonfutókkal szemben a viszonylag zajos működés. Ez a kilincs és a kilincskerék fogárkának ütközésszerű kapcsolódására vezethető vissza. Jelöljük a kilincskerék fordulatszámát „ n [1/min]”-el, a kilincskerék fogszámát pedig „ z [-]”-vel. Egy körülfordulás alatt ez „ z ” számú ütést jelent, „ n ” fordulatszám esetén pedig percenként „ $n \cdot z$ ” impulzust. A kialakult zaj frekvenciája így [38] alapján:

$$f_k = \frac{n \cdot z}{60} [\text{Hz}] .$$

Ez a frekvencia az általában használt gép-paraméterek (fordulatszám, fogszám) esetén a hallástartományba esik. Részben biztonsági okok, részben zajcsökkentés miatt különösen emelőgépekben két vagy három kilincs alkalmazása javasolt, melyeket az egyenletesebb járás érdekében egymáshoz képest 1/3-t fogosztásra szerelnek.

1.3.2. Alakzáró axiális forgásirány-kapcsolók

Az alakzáró axiális típusú forgásirány-kapcsolókat homlokfogazatú kapcsolónak is nevezik. Az 1.5. ábra szerint a tengelyen egy általában több bekezdésű laposmenet van, ehhez kapcsolódik az egyik tárcsa, amelynek homlokfelülete fogazott, hasonlóan a körmös kapcsolókhöz. Az ehhez kapcsolódó másik tárcsa is fogazott. A két tárcsa csak abban az irányban kapcsolódik, amelyiknél a menetes fogazott elemet a menet a másik tárcsa felé szorítja. Ellenkező forgás esetén a menetes tárcsa eltávolodik a másiktól. Ezeket a kapcsolókat a gyakorlatban ritkábban alkalmazzák.

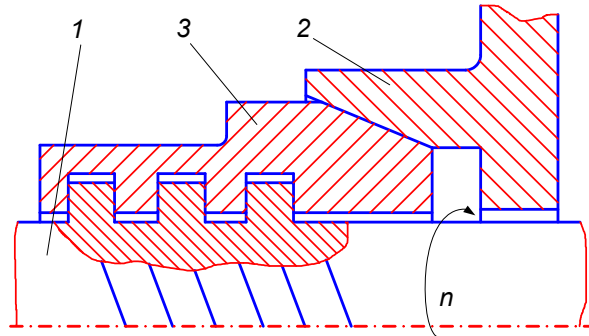


1.5. ábra

Alakzáró homlokfogazatú forgásirány-kapcsolók [64]

1.3.3. Erőzáró axiális forgásirány-kapcsolók

Az 1.6. ábra és az 1.7. ábra szerinti kialakítás működési elvét tekintve nagyon hasonlít az előzőekben bemutatott alakzáró típushoz. A különbség csak annyi, hogy az egymás felé elmozduló tárcsákon nem fogak vannak, hanem a két felületet összenyomó erőből származó súrlódás viszi át a nyomatékot. Előnyként említhető meg, hogy ennek a típusnak a kapcsolása és nyitása sokkal lágyabb, mint alakzáró rokonáé.



1.6. ábra

Erőzáró axiális típusú forgásirány-kapcsoló (kúpos kivitel) [60]

Az „1” tengely a berajzolt irányban forog, és az adott emelkedési szögű menet tengelyirányban jobbra viszi a „3” jelű agyat, amelynek súrlódó felülete a „2” jelű tárcsa súrlódó felületével találkozik. Ha a „2” jelű tárcsa fordulatszáma nagyobb, mint az „1” jelű tengelyé, vagy az „1” jelű tengely ellenkező értelemben forog, akkor a „3” jelű agy a meneten balra toródik, megszüntetve a két fél között a kapcsolatot. Ennek a típusnak egyik változatát alkalmazzák a hagyományos kerékpárok hátsó agyában.



1.7. ábra

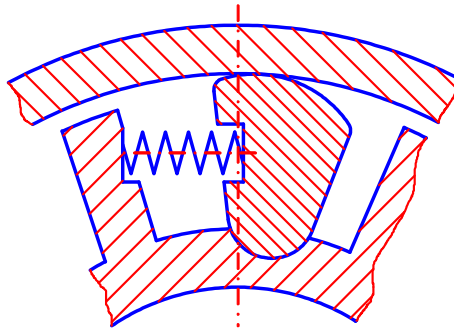
Erőzáró axiális típusú forgásirány-kapcsoló és a menetes agy

Az erőzáró axiális forgásirány-kapcsolók közé sorolják a Stieber-féle szabadonfutót, amelynél a két kúpfelület között több sorban tűgörgők helyezkednek el, melyeket kosárszerkezet tart megfelelő pozícióban. Ez működését tekintve axiális típus, üzemi viszonyait tekintve pedig a későbbiekben ismertetésre kerülő zárógörgős szabadonfutókhoz hasonlít. Működését és méretezésének lépéseit [64] részletesen ismerteti, ezért ebben a dolgozatban ettől terjedelmi korlátok miatt eltekintünk.

1.3.4. Alak- és erőzáró forgásirány-kapcsolók

Az 1.2. ábra szerinti csoportosításnak megfelelően a teljesség kedvéért érdemes megemlíteni az alak- és erőzáró forgásirány-kapcsolókat is. A konstrukciót tekintve (1.8. ábra) sem az alakzáró, sem az erőzáró csoportba nem sorolhatók be, így külön kategóriát képeznek. Ezek gördülőtestei olyan geometriai kialakítással készülnek,

hogyan az egyik gyűrűvel (jelen esetben a belső gyűrűvel) alakzáró kapcsolatban, a másik gyűrűvel pedig erőzáró kapcsolatban vannak.



1.8. ábra

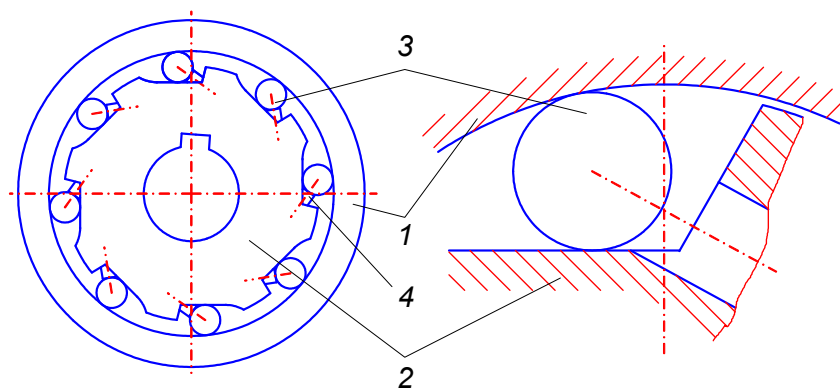
Alak- és erőzáró forgásirány-kapcsoló [64]

1.3.5. Erőzáró radiális forgásirány-kapcsolók

Az erőzáró radiális forgásirány-kapcsolók négy fő részből állnak: belső gyűrű, külső gyűrű, zárógörgők vagy zárótestek és rugók. A gyűrűk egyikén a zárópálya mindig hengeres, a másikon sík, henger, logaritmikus spirális vagy valamilyen speciális felület. Ezt alakja miatt csillagkeréknek is nevezi a szakirodalom.

Belső csillagkerékes görgős szabadonfutók

A szerkezet vázlatja az alábbi ábrán (1.9. ábra) látható. „1” a külső hengeres gyűrű, „2” a belső csillagkerék, „3” a hengergörgők és „4” a rugózás, amely mindig kapcsolásra kész helyzetben tartja a görgőket. A működés szempontjából mindegy, hogy melyik gyűrű a hajtó és melyik a hajtott. Az 1.9. ábra szerinti esetben a csillagkerék az óramutató járásának megfelelő irányban halad, így a görgők zárópályán kialakuló szűkülő részbe szorulnak, magukkal forgatva a külső gyűrűt. Amennyiben a külső gyűrű a hajtó elem, akkor csak az óramutató járásával ellentétes értelmű forgás esetén lehetséges a nyomatékátvitel.



1.9. ábra

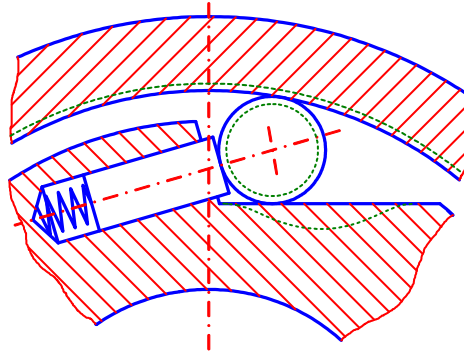
Belső csillagkerékes görgős szabadonfutó [64]

Mint azt már említettük, ennek a típusnak az előnye az egyszerűbb gyárthatóság a külső csillagkerékes görgős szabadonfutóhoz képest (egyedi gyártás esetén inkább ezt alkalmazzák). Hátránya azonban az, hogy amennyiben a görgő, valamint a külső gyűrű palástfelülete a szabadonfutás üzemmódban kopik (feltételezzük az egyenletes kopást első közelítésben), a görgő olyan pozícióba kerül, amelyben a zárószög drasztikusan megnövekedhet, melynek következménye a szabadonfutó megcsúszása. A működés alapfeltétele ugyanis az alábbi egyenlőtlenség teljesülése:

$$\mu > \tan \alpha .$$

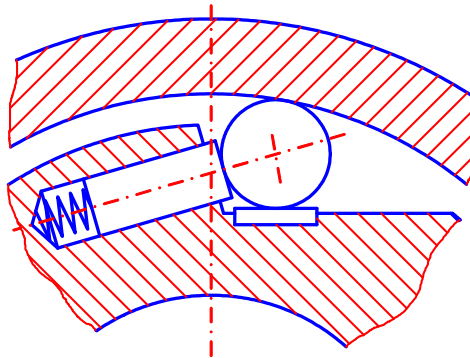
Az összefüggésben szereplő μ a külső gyűrű és a vele kapcsolatban lévő görgők közötti súrlódási tényező, α a kapcsolószög. (A működési feltétel levezetését a külső csillagkerekű görgős szabadonfutóknál mutatjuk be részletesen.)

Egy másik lehetséges meghibásodásként a szakirodalom a csillagkerék sík kapcsoló felületének kigödrösödését jelöli meg (1.10. ábra). A síkfelület ábra szerinti kopása elkerülhető keményfém lapka beépítésével (1.11. ábra).



1.10. ábra

Kopások a zárógörgős szabadonfutókban [64]



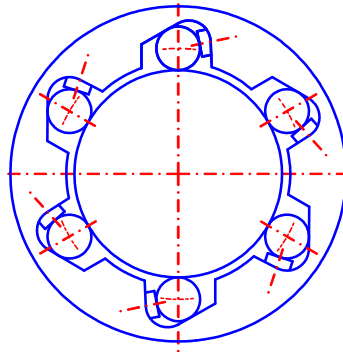
1.11. ábra

Beépített keményfém lapka a kopás csökkentésére [64]

Ennek ellenére a külső gyűrű, valamint a görgő kopása végső soron idővel a szerkezet csúszásához vezethet. Talán ez az oka, hogy a gépjárművek indítómotorjában szinte kivétel nélkül a külső csillagkerekű típust alkalmazzák. Ezek üzembiztonsága lényegesen jobb, hiszen a beépített elemek kopása nem okozza a zárószög olyan drasztikus növekedését, amely a működőképességet befolyásolná.

Külső csillagkerekű görgős szabadonfutók

A szerkezeti kialakítás az alábbi ábrán (1.12. ábra) látható. A külső csillagkerék görgővel kapcsolódó profilja ebben az esetben is lehet sík, hengeres, logaritmikus spirális vagy valamilyen egyéb speciális görbe. Ennek gyárthatósága klasszikus forgácsoló megmunkálásokkal viszont lényegesen komplikáltabb, mint a belső csillagkerék esetén. Ezért ezeket csak a tömeggyártás (pl. autóipar) teszi rentábilissá. Hazai gyártótól kapott információ alapján ezeket a bonyolult geometriákat hidegfolytással állítják elő, jellemzően 16MnCr5 (régebben BC3) anyagból. A technológiából következik, hogy az érintkező felületek utólagos megmunkálására nincs szükség. Külföldi gyártótól származó adatok alapján lehetőség van ezen csillagkerék porkohászati úton való előállítására is.



1.12. ábra

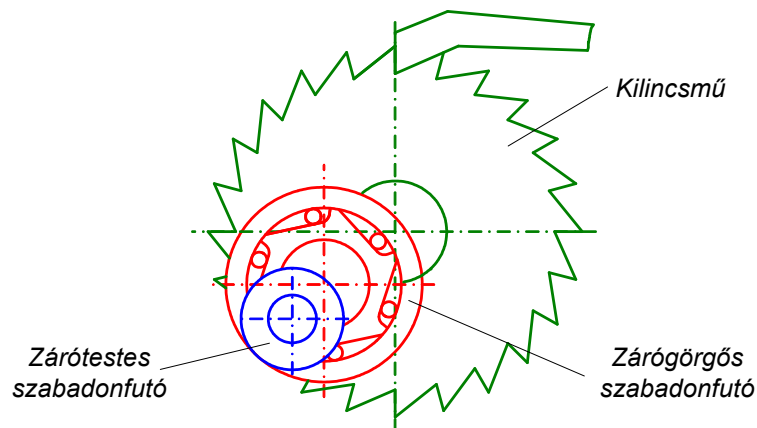
Külső csillagkerekűs görgős szabadonfutó [64]

Összehasonlítva a külső és belső csillagkerekűs görgős szabadonfutókat, még egy hátrányt kell megemlíteni. Nevezetesen, hogy a külső csillagkerekűs görgős szabadonfutók esetén a palástnyomás szempontjából rosszabb a helyzet (ami a méretezés, illetve a terhelhetőség alapja), mint a belső csillagkerekűs típusnál. Ugyanis itt két domború felület érintkezik (görgő és agy kapcsolata), sík és domború felület helyett. Ennek részletezésére a szilárdsági számításokkal foglalkozó fejezetben fogunk kitérni. [60] szerint mindezen tulajdonságok miatt a belső csillagkerekűs szabadonfutókat érdemes előnyben részesíteni, hacsak nem áll elő olyan kivételes eset, amely a külső csillagkerekűs szabadonfutó alkalmazását teszi szükségessé.

Mind a külső, mind a belső csillagkerekűs típus esetén az üzembiztonság érdekében a választandó anyagtól megköveteljük a nagy keménységet és kopásállóságot, az elegendő magzilárdságot és a lehető legnagyobb rugalmasságot. Ezeknek a feltételeknek a gördülőcsapágyak és fogaskerekek gyártásánál szokásos anyagok felelnek meg. Az edzett réteg vastagságára minimálisan 1 mm-t ír elő a szakirodalom. A kapcsolódásban részt vevő felületeknek 60-64 HRC keménységgel kell rendelkezniük. Az érintkező felületek körülbelül $0,5 \mu\text{m}$ átlagos érdességre készíthetők. Kedvező kapcsolódási viszonyokat kapunk [64] szerint, ha a görgők kissé hordó jellegűek. A gyártói információk szerint a gördülőcsapágyakban alkalmazott henger alakú gördülőelemek használatosak, hordósított kivitel hazánkban nem gyártanak.

Zárótestes forgásirány-kapcsolók

A zárótestes szabadonfutót a technika fejlődése szükségszerűen hozta létre. Alapvető cél a helyszükséglet csökkentése volt.

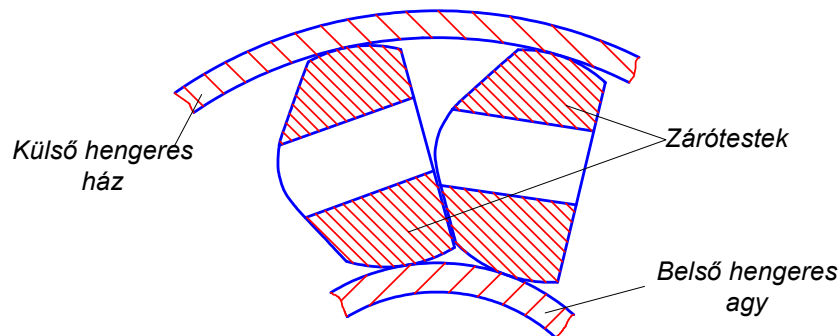


1.13. ábra

Kilincsmű és szabadonfutók összehasonlítása [64]

Az **1.13. ábra** egy azonos nyomatókátvitelre méretezett kilincsművet, zárógörgős szabadonfutót és zárótestes szabadonfutót mutat egymásba rajzolva. A zárótestes szabadonfutók esetén a zárótest görbületi sugara a szerkezet drasztikus méretnövekedése nélkül is növelhető, amely a palástnyomás, így a terhelhetőség szempontjából is igen kedvező. A szerkezet kialakítása lehetővé teszi a nagyszámú zárótest beépítését (**1.14. ábra**), amellyel szintén az átvihető nyomatók növelhető.

A zárófelületek mind a külső, mind a belső gyűrű, sőt a gördülőtest esetén is hengeresek, amely a gyárthatóságot lényegesen egyszerűsíti. A sok előnyös tulajdonság mellett azonban egy nagy hátrányát is meg kell említeni a szerkezetnek, nevezetesen, hogy túlterhelés esetén a zárótestek átbukhatnak ellenkező irányú helyzetbe. A szerkezet csak teljes szétszerelés után hozható eredeti működési állapotba.



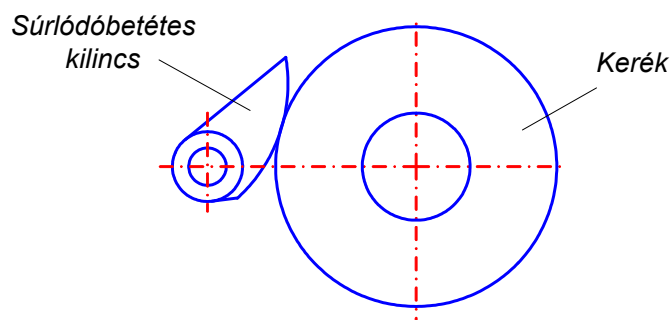
1.14. ábra

Zárótestes szabadonfutó szerkezeti kialakítása [60]

A zárótestes szabadonfutók elterjedésének azonban a kiváló terhelhetőség-méret viszony mellett van egy másik oka is. Mégpedig az a tulajdonsága, hogy megfelelő geometriával megtervezett zárótestre a forgás közben ható centrifugális erő lehetővé teszi az érintkezésmentes túlfutási állapotot. Ennek szerepe olyan gépek esetén elengedhetetlenül fontos, ahol a túlfutás üzemszerű, és viszonylag hosszú ideig tartó folyamat. Az érintkezésmentes állapot egyrészt a kopás csökkenését, másrészt a szerkezetre káros hőfejlődés megakadályozását szolgálja. Ezzel a szabadonfutó típpussal például két hajtógépes berendezések hajthatók meg (hibrid hajtású gépjárművek esetén Diesel-motoros és villamos motoros hajtás), mindig a szükséges sebességgel, ill. teljesítménnyel. Alkalmazásával üzem közben az egyik hajtó gépről a másikra mindenféle kapcsoló-berendezés nélkül térhetünk át.

Egyéb kivitelek

Ebbe a csoportba sorolható például az **1.15. ábra** szerinti súrlódó kilincsmű.

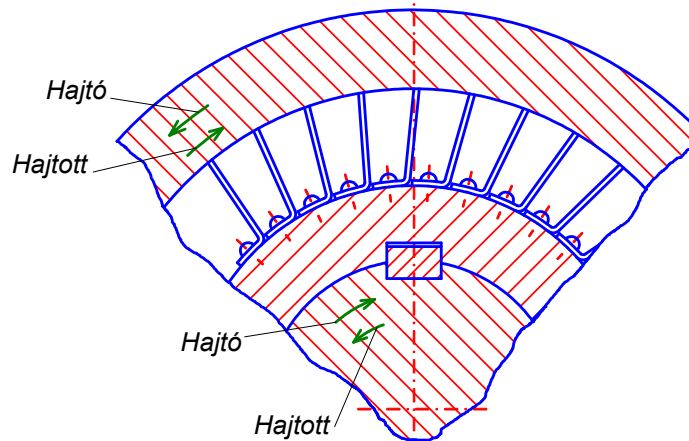


1.15. ábra

Súrlódó kilincsmű [60]

A kapcsoló akkor zár, ha a kerék az óramutató járásával ellenkező értelmű forgást végez. A működés közben fellépő erők a μ súrlódási tényező növelésével csökkenthetők. Ezért gyakran súrlódóbetétes kilincset szokás alkalmazni.

Az egyéb kivitelű kapcsolókhoz sorolható a John William Hartley által tervezett és szabadalmaztatott különleges szabadonfutó. Ebben gördülőelemek helyett – az **1.16. ábra** szerint – a belső gyűrű palástfelületéhez lemezeket rögzítenek, amelyek zárás-kor beékelődnek a két tengelyfelület közé, mert a lemezek hossza nagyobb, mint a külső és belső gyűrű sugarainak különbsége.



1.16. ábra
John William Hartley kapcsolója [60]

1.4. Összegzés, feladat kijelölése

Az értekezés további részében a vizsgálat tárgyát képező külső csillagkerekű görgős szabadonfutók választását az indokolja, hogy a gépjárműiparban szinte kizárólag ilyen szerkezeteket használnak. A mérésekhez komoly segítséget nyújtott a Remy Automotive Hungary Kft. Felújító Divízió, biztosítva a megfelelő számú próbadarabot.

2. Külső csillagkerekű görgős szabadonfutók működése

Jelölésjegyzék

d_g	görgő átmérője
d_m	közepes átmérő
F_A	„A” pontban ható erő
F_B	„B” pontban ható erő
F_n	normál irányú erő
F_s	súrlódó erő
F_t	kerületi erő
M_t	terhelő nyomaték
M_1	egy görgőre ható nyomaték
n	fordulatszám
z	görgőszám
r_b	agy sugara
r_g	görgő sugara
r_k	logaritmikus spirális aktuális pontjába mutató sugár
r_0	logaritmikus spirális kezdőpontjába mutató sugár
x_k	érintkezési pont jellemző paramétere
α	kapcsolószög
β	logaritmikus spirális érintőszöge
φ_{bl}	vegyes kenés súlyozó tényezője
μ	súrlódási tényező
μ_{sl}	vegyes súrlódás csúszási súrlódási tényezője
μ_{bl}	kenőanyag adalékolásától függő tényező
μ_{EHL}	az elasztó-hidrodinamikai kenés súrlódási tényezője
v	kenőanyag kinematikai viszkozitása üzemi hőmérsékleten
θ	logaritmikus spirális paramétere

2.1. Szerkezeti kialakítás, működés [62]

A 2.1. ábra a külső csillagkerekű görgős szabadonfutó vázlatát mutatja. Négy fő szerkezeti elem alkotja:

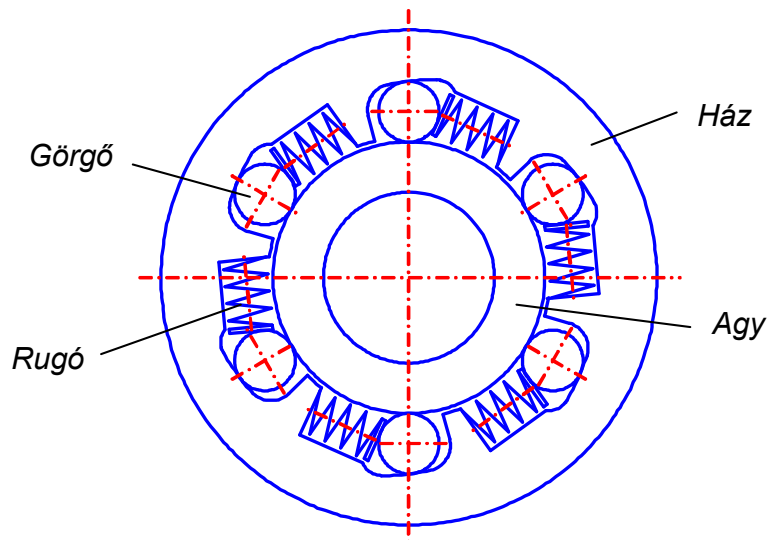
- tengelykapcsoló ház vagy csillagkerék,
- tengelykapcsoló agy,
- görgők,
- rugók.

A tengelykapcsoló agy egy nyeleskerék csőtengelyének a csonkjára, ez hordozza a hajtó fogaskereket.

A görgők az agy és a ház felületei közé befeszülve biztosítják a nyomatékátvitelt.

A rugók feladata, hogy a görgőket üzemi pozícióban tartsák.

A gyártó cégek szakzsargonjában az agy a pinion, a ház a pinion csésze elnevezést viseli.

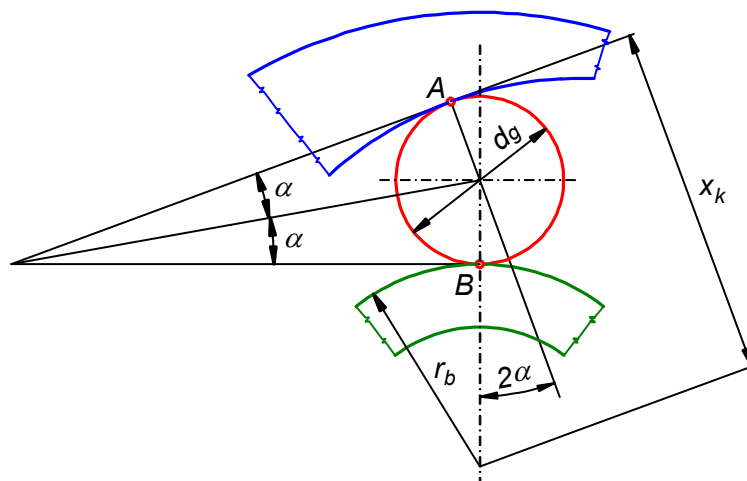


2.1. ábra
Görgős szabadonfutó

Az alábbi ábrán (2.2. ábra) a görgős szabadonfutó részlete látható, melyen egyetlen görgő érintkezését mutatjuk be a házzal és az aggyal. Az ábrán feltüntettük a jellemző méreteket is.

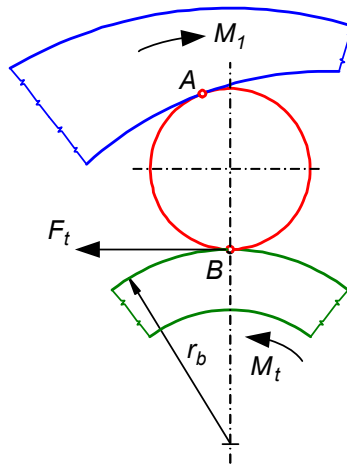
A görgő és az agy érintkező felületei körhengerek, a házban kialakított kapcsolófelület általában logaritmikus spirális alapú henger.

Az A és B pontok jelölik a hengerek érintkező alkotóinak helyét terhelés nélküli állapotban. A görgős szabadonfutó működése szempontjából fontos, hogy a profilok szűkülő rést formáljanak. Az érintkezési pontokba berajzolt érintők meghatározzák a rés méretére jellemző 2α szöget, amit zárószögnek neveznek. A későbbiekben a 2α helyett gyakran a félzárószögre lesz szükségünk, ezért a könnyebb hivatkozás érdekében α -nak külön elnevezést adunk, a továbbiakban kapcsolószögnek hívjuk.



2.2. ábra
Az érintkezés geometriája

Az ábrán r_b az agy sugara, d_g a görgő átmérője, x_k a ház profilján lévő érintkezési pont helyét meghatározó méret, a profilm normális irányában mérve. A tengelykapcsoló működését a 2.3. ábra segítségével mutatjuk be.


2.3. ábra

A görgős szabadonfutó működési elve

Kapcsolás üzemállapotban a ház a hajtó elem, mely az M_1 nyomatékkal jelölt irányba forog. Az egyensúlynak megfelelően az agyon a terhelőnyomaték M_t ugyan-csak M_1 nagyságú, de a hajtónyomatékkal ellentétes irányú.

M_1 az egyetlen görgőt terhelő nyomaték. A görgők között egyenletes teherviselést feltételezve

$$M_1 = \frac{M}{z}, \quad (2.1.)$$

ahol M a kapcsoló terhelőnyomatéka, z a görgők száma. A nyomatékból az egymással érintkező görgő és agy között F_t kerületi erő (súrlódó erő) keletkezik:

$$F_t = \frac{M_1}{r_b}. \quad (2.2.)$$

A kerületi erő a görgőt a szűkülő részbe szorítja mindaddig, amíg a kerületi erő kisebb, mint a súrlódási ellenállás, azaz

$$F_t < F_s. \quad (2.3.)$$

A kapcsoló működésének feltétele tehát az önzárás. Ha a (2.3) egyenlőtlenség nem teljesül, vagyis a kapcsoló nem önzáró, akkor az agy a görgőn megcsúszik, és a tengelykapcsoló nem képes teljesíteni a feladatát. A súrlódási ellenállás

$$F_s = \mu \cdot F_n \quad (2.4.)$$

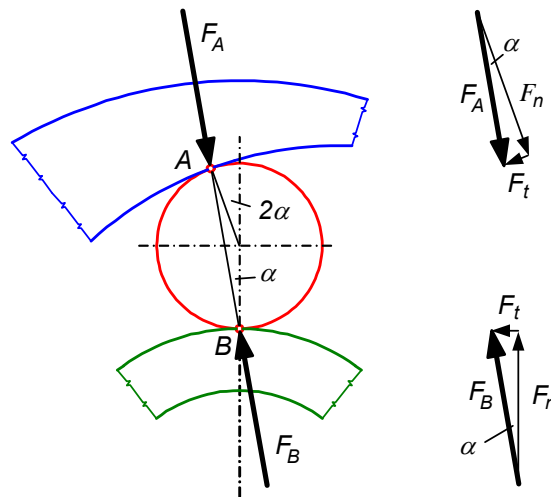
összefüggésből számítható, ahol μ a súrlódási tényező, F_n a felületeket összeszorító erő, a normálerő.

Az alábbi ábrán (2.4. ábra) a görgőre ható erők egyensúlyát ábrázoltuk, a rugóerő és a centriugális erő elhanyagolásával:

$$F_A = F_B. \quad (2.5.)$$

F_A erőt F_t kerületi erőre és F_n normálerőre felbontva felírható a következő összefüggés:

$$F_t = F_n \cdot \tan \alpha. \quad (2.6.)$$


2.4. ábra

A görgőre ható erők egyensúlya

Alakítsuk át a (2.3) összefüggést a (2.4) és (2.6) egyenletek felhasználásával:

$$\tan \alpha < \mu, \quad (2.7.)$$

illetve

$$\alpha < \arctan \mu. \quad (2.8.)$$

(2.8) alapján megállapítható, hogy a görgős szabadonfutó kapcsolás üzemmódban való működését csak a kapcsolószög és a súrlódási tényező viszonya határozza meg, a működés független a terhelés nagyságától. A kapcsoló megcsúszása csak akkor képzelhető el, ha a (2.8) egyenlőtlenség nem teljesül.

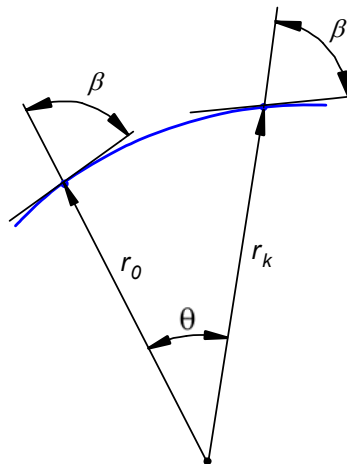
A 2.4. ábra szerint az F_B erőt is felbontottuk érintő irányú és normális irányú összetevőkre. Az ábra alapján belátható, hogy ezek ugyancsak F_t és F_n nagyságúak, mint F_A felbontása esetén.

2.2. Geometriai összefüggések

A szabadonfutó kifogástalan működéséhez teljesülnie kell a (2.8) egyenlőtlenségnek. A zárószög közvetlenül nem mérhető, csak az érintkező elemek geometriai adataiból határozható meg. A 2.2. ábra jelöléseivel

$$\cos 2\alpha = \frac{x_k - r_g}{r_b + r_g}. \quad (2.9.)$$

Belső csillagkeres görgős szabadonfutók tervezésekor a kapcsolószög megválasztására [60] $\alpha = 3^\circ \dots 4^\circ$ körüli értéket javasol terheletlen állapotban, ami a maximális terheléskor $\alpha = 5^\circ$ -ra növekedhet. Felső határértékként ne lépjük túl az $\alpha_{max} = 6^\circ$ -ot. Ezek az ajánlások a tapasztalatokon alapulnak, és nyilvánvalóan az esetek döntő többségében kielégítik az önzárás (2.8) feltételét, ezért külső csillagkeres görgős szabadonfutókra is irányadóak lehetnek.


2.5. ábra

A logaritmikus spirális

Tételezzük fel, hogy a névleges méretekből (2.9) alapján kiszámított kapcsolószög teljesíti az önzárás feltételét. A tengelykapcsoló elemeinek méretei gyártási pontatlanságok miatt, valamint a kopásból adódóan eltérhetnek az elméleti értéktől. A tervezés során arra kell törekedni, hogy a méretek változása ne okozzon olyan eltérést a zárószög nagyságában, ami a működést befolyásolja. Mivel a görgő és az agy felületei adottak (hengerek), a zárószög változásra való érzékenységet a ház profiljának megválasztása dönti el. Erre a célra a szakirodalom logaritmikus spirális javasol (2.5. ábra). Az ábra jelöléseivel a spirális egyenlete:

$$r_k = r_0 \cdot e^{\theta \cdot \operatorname{ctg} \beta}. \quad (2.10.)$$

A logaritmikus spirálisra jellemző, hogy bármely pontjában az érintő és a sugár által bezárt szög állandó. Ez ugyan nem garantálja a zárószög állandóságát, a változás azonban olyan jelentéktelen, hogy a tengelykapcsoló működését nem befolyásolja.

Az α kapcsolószög és a logaritmikus spirális pillanatnyi érintkezési pontban vett r_k sugara meghatározható az alábbi egyenletekből, az agy és a görgő méretének, valamint a logaritmikus spirális β paraméterének ismeretében:

$$r_k \sin \beta = (r_b + r_g) \cos 2\alpha + r_g, \quad (2.11.)$$

$$r_k \cos \beta = (r_b + r_g) \sin 2\alpha. \quad (2.12.)$$

Ha a fenti egyenletekbe $r_g = 0$ -t helyettesítünk, a logaritmikus spirális és az agy r_b sugarú körének metszéspontjában határozhatjuk meg a kapcsolószöget. Ez az érték ugyan a gyakorlatban nem valósulhat meg, de a működő állapottal egybevetve jó tájékoztatást ad a kapcsolószög változásának mértékéről. Figyelembe véve, hogy a metszéspontban $r_k = r_b$, a zárószög minimális értéke:

$$2 \alpha_{\min} = \frac{\pi}{2} - \beta. \quad (2.13.)$$

A vizsgálat tárgyát képező tengelykapcsolók esetén α_{\min} nem tér el jelentősen a működési állapot α kapcsolószögétől, vagyis logaritmikus spirális alkalmazásával a zárószög gyakorlatilag állandónak tekinthető.

2.3. A súrlódási tényező

A görgős szabadonfutók működését befolyásoló paraméterek közül az egyik legfontosabb a súrlódási tényező. Ismerete nélkül kétséges, hogy teljesül-e a kapcsolódást biztosító feltétel, melyet a (2.8) egyenlőtlenséggel fogalmaztunk meg:

$$\alpha < \arctan \mu .$$

A súrlódási tényező valós értékét legpontosabban kísérleti úton állapíthatjuk meg. Ennek hiányában a szakirodalmi adatokra támaszkodhatunk. [47] a görgős szabadonfutókban a súrlódási tényezőt acél – acél anyagpárosítás esetén $\mu = 0,05 \dots 0,1$ határértékekkel adja meg. [60] szerint szabadonfutáskor, zsírkenés esetén $v_{rel} = 6$ m/s csúszási sebességig a súrlódási tényező $\mu \approx 0,08$ értékkel vehető figyelembe.

Vizsgáljuk meg részletesebben ezen értékek realitását!

A súrlódási tényező nagyságát a kialakuló súrlódási (kenési) állapot határozza meg. A lehetséges súrlódási állapotok közül a görgős szabadonfutó esetén kizárható a száraz súrlódás, valamint a folyadéksúrlódás előfordulása. A száraz súrlódás kenés nélküli állapotra jellemző, a görgős szabadonfutó azonban zsírkenéssel működik, tehát tiszta fémes érintkezés nem valószínűsíthető. Folyadéksúrlódás esetén a felületeket vékony kenőanyag réteg választja el. A felületeket szétválasztó, a terheléssel egyensúlyt tartó nyomás a kenőanyagban hidrodinamikus, hidrosztatikus vagy elasztó-hidrodinamikus úton hozható létre. A folyadéksúrlódás elnevezés utal arra, hogy ebben az esetben a súrlódás lényegében a kenőanyag belső súrlódása. A görgős szabadonfutó működése során nem teljesülnek a folyadéksúrlódás kialakulásához szükséges feltételek. A hidrosztatikus megoldást görgős szabadonfutóknál nem alkalmazzák, a hidrodinamikus működéshez relatív mozgás kell, ami a kapcsolat üzemmódban hiányzik.

A görgős szabadonfutó kapcsolásakor a görgők befeszülnek az agy és a ház felületei közé. Ha feltételezzük, hogy az elemekhez kenőanyag tapad, befeszülés közben a görgő a kenőanyagot kipréseli a résből. Mivel nincs relatív mozgás a felületek között, nincs kenőanyag utánpótlás sem. A terhelést részben az érdességcsúcsok, részben a közéjük szorult kenőanyag hordozza. Ezt a súrlódási állapotot vegyes súrlódásnak nevezzük. Minél kisebb részét hordozza a kenőanyag a terhelésnek, annál inkább közelít a súrlódási állapot a határréteg súrlódáshoz, melynél az érdességcsúcsokhoz kötődő néhány molekulányi vastagságú kenőanyag réteg határozza meg a súrlódási ellenállást. Kapcsolás üzemmódban határréteg súrlódás, vagy ahhoz közeli vegyes súrlódás valószínűsíthető. A súrlódási tényező az ezekre a súrlódási állapotokra jellemző tapadó súrlódási tényező.

Szabadonfutáskor, vagyis a kapcsolat oldásakor a görgők és az agy között relatív mozgás van. A terhelés jelentéktelen, alapvetően a rugófeszítésből adódik, szükség esetén figyelembe kell venni a centrifugális erő hatását is. A kenési viszonyok kedvezőbbek, mint kapcsoláskor, vegyes súrlódási állapot kialakulása várható. A súrlódási tényező kisebb, mint kapcsoláskor.

Az említett súrlódási állapotokhoz tartozó súrlódási tényezőket a gördülőcsapágyakra rendelkezésre álló adatokból vehetjük. Ezek meglehetősen jó közelítést jelentenek, annak ellenére, hogy a működési elvben lényeges különbség mutatkozik. A görgős szabadonfutó elemei alakjukat, anyagminőségüket és hőkezelésüket, esetenként felületi minőségüket tekintve is egybevetethők a gördülőcsapágyakkal.

A súrlódási tényező alsó határértékének az elasztó-hidrodinamikai kenésre vonatkozó adatot tekinthetjük. [57] szerint ha a kenőanyag ásványolaj vagy ásványolaj alapú zsír, a súrlódási tényező $\mu_{EHL} = 0,05$. Ez a legtöbb csapágytípusra általánosan

érvényes, de hengergörgős csapágyakra - melyek érintkezési viszonyaikat tekintve leginkább hasonlóak a görgős szabadonfutóhoz - ennél kisebb érték, $\mu_{EHL} = 0,02$ valószínűsíthető.

Másik határértékként vegyük alapul [40] ajánlását, mely szerint $\mu \approx 0,1$ a határretteg súrlódásra, azzal a megjegyzéssel, hogy hiányos kenés esetén $\mu = 0,5$ is lehet.

Vegyes súrlódási állapotra az SKF által kidolgozott és az interaktív mérnöki katalógusban [57] közzétett számítási módszert alkalmazzuk. Eszerint a vegyes súrlódás csúszási súrlódási tényezője:

$$\mu_{sl} = \varphi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \varphi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} , \quad (2.14.)$$

ahol φ_{bl} a vegyes kenés súlyozó tényezője, μ_{bl} a kenőanyag adalékolásától függő tényező (közelítő értéke 0,15), μ_{EHL} az elasztó-hidrodinamikai kenés súrlódási tényezője.

φ_{bl} a következő összefüggéssel számítható:

$$\varphi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n \cdot v)^{1,4} \cdot d_m}} , \quad (2.15.)$$

ahol „e” a természetes logaritmus alapja, „n” a fordulatszám [1/min], „v” a kenőanyag kinematikai viszkozitása az üzemi hőmérsékleten [mm^2/s], „ d_m ” a közepes átmérő [mm] egységben.

Összegezve megállapítható, hogy [47] ajánlása reálisnak tekinthető, azzal a megjegyzéssel, hogy kapcsoláskor inkább a felső határérték, szabadonfutáskor annál kisebb, körülbelül a tartomány középértékének megfelelő súrlódási tényező várható. A $\mu = 0,05 \dots 0,1$ súrlódási tényező értékekhez $2,9^\circ \dots 5,7^\circ$ súrlódási félkúpszögek tartoznak, amelyek összhangban vannak a [60] által javasolt kapcsolószögekkel, melyeket az előzőekben részleteztünk.

3. Szabadonfutók geometriai rekonstrukciója

Jelölésjegyzék

d_b	agy átmérője
d_g	görgő átmérője
k	logaritmikus spirális paramétere
k_B	belső helyettesítő görbe paramétere
k_K	külső helyettesítő görbe paramétere
r	logaritmikus spirális sugara
r_b	agy sugara
r_B	tetszőleges belső ponthoz tartozó sugár
r_g	görgő sugara
r_K	tetszőleges külső ponthoz tartozó sugár
r_0	logaritmikus spirális kezdeti pontjához tartozó sugara
r_{0B}	belső helyettesítő görbe kezdőponthoz tartozó sugara
r_{0K}	külső helyettesítő görbe kezdőponthoz tartozó sugara
x	koordináta a derékszögű koordináta rendszerben
y	koordináta a derékszögű koordináta rendszerben
z	koordináta a derékszögű koordináta rendszerben
α	kapcsolószög
α_B	belső helyettesítő görbe kapcsolószöge
α_K	külső helyettesítő görbe kapcsolószöge
β	a logaritmikus spirális érintőszöge
β_B	belső helyettesítő görbe érintő szöge
β_K	külső helyettesítő görbe érintő szöge
θ	logaritmikus spirális paramétere
θ_B	tetszőleges belső ponthoz tartozó szög
θ_K	tetszőleges külső ponthoz tartozó szög
θ_{0B}	belső helyettesítő görbe kezdőponthoz tartozó szöge
θ_{0K}	külső helyettesítő görbe kezdőponthoz tartozó szöge

3.1. Bevezetés

Az előző fejezetben részletesen ismertettük a külső csillagkerekű görgős szabadonfutók működését, a geometriai összefüggéseket. Ebben – a szakirodalmi ajánlásnak megfelelően – feltételeztük, hogy a csillagkerék profilja logaritmikus spirális.

A továbbiakban szükségszerű egy valós, gyakorlatban alkalmazott külső csillagkerekű görgős szabadonfutó tanulmányozása. A vizsgálat célja annak kiderítése, hogy egy tetszőleges, a gépjárműiparban alkalmazott szabadonfutó csillagkerékének profilja milyen görbével írható le a legpontosabban, illetve feltételezve a logaritmikus spirális, hogyan rekonstruálható ez a profilgörbe.

A feladat elvégzéséhez szükség lesz a tetszőlegesen választott szabadonfutó külső csillagkerék profilpontjainak egy x - y koordináta rendszerbeli ismeretére. A vizsgálat külön kitér ezen pontok felvételének lehetőségeire, értékelve azok pontosságát és a mérés reprodukálhatóságát.

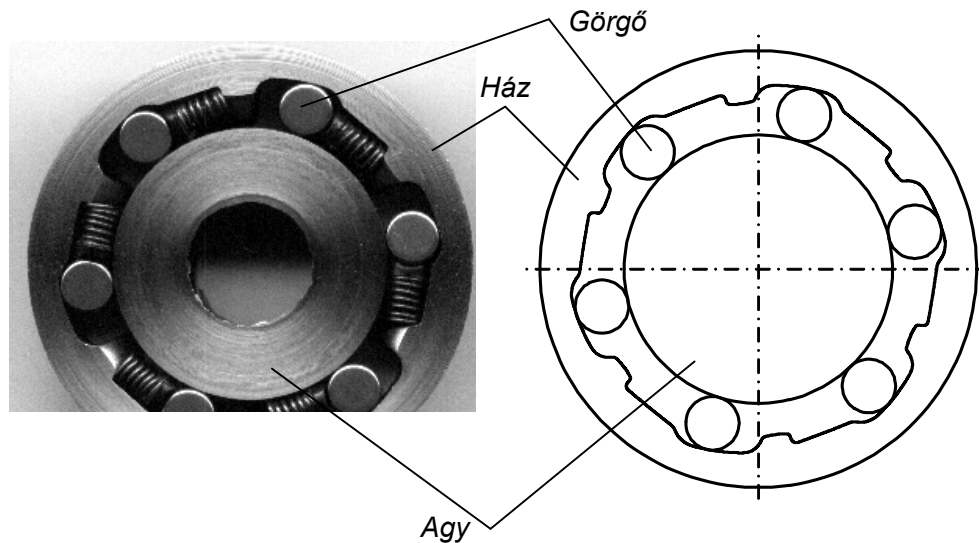
3.2. A geometria meghatározás lehetőségei

A geometria meghatározására többféle módszerrel is kísérletet tettünk. A cél a tervezési feltétel (zárószög) minél pontosabb meghatározása, a geometria matematikai leírása annak érdekében, hogy a további mechanikai, szilárdsági számítások elvégezhetőek legyenek. A profil meghatározása az alábbi eszközökkel történt:

- Profil projektor;
- Digitális fényképezőgép vagy lapscanner;
- 2,5 D -s scanner;
- 3D -s mérőgép.

Profil projektor. A profil projektor segítségével egy bizonyos nagyítási értékkel optikai úton egy ernyőn megjeleníthető a kérdéses görbe, melyről tetszőleges számú pontot lehet manuálisan rögzíteni. Az eljárás előnye, hogy egyszerű, gyorsan elvégezhető, és semmilyen számítástechnikai apparátust nem igényel. Hátránya viszont, hogy a nagyítás mértéke erősen korlátozott, egyszerre csak egy részlet jeleníthető meg az ernyőn. A pontok manuális felvétele nem ad kellő pontosságot a matematikai rekonstrukcióra. A módszer hátrányai között említhető, hogy a vizsgált szabadonfutó házak szinte kizárólag olyan kialakításúak, amely nem teszi lehetővé a vizsgálat roncsolásmentes elvégzését.

Digitális fényképezőgép vagy lapscanner. A digitális fényképezőgéppel állványról makro funkcióval nagy felbontású kép készíthető a ház profiljáról.



3.1. ábra
Scannelési eljárás

Hasonló eredményt lehet elérni egy 2 dimenziós síkágyas lapscanner alkalmazásával. Az eljárás előnye, hogy az információ digitális formában áll rendelkezésre. Lényegesen nagyobb pontosság érhető el, mint a profil projektor esetében. Hátrányok között sorolható fel, hogy a folyamat eredménye egy pixelgrafikus kép, nem pedig vektorgrafikus. A vektorizálásra vannak szoftveres eljárások, melyek képesek felismerni bizonyos egyszerűbb alakrajzosságokat (egyenes, kör, körív, stb.), ebben az esetben azonban feltételezhető volt, hogy a vizsgált görbe geometriája ennél bonyolultabb. Ezért a nagy felbontású pixelgrafikus képről manuálisan felvett pontokra illesztett szplájn már biztosan hibás geometriát eredményez. A hiba mértéke attól

függ, hogy hol kerültek felvételre a kontroll-pontok. Ennek ellenére a vizsgálatot kel-
lően sok pont felvételével elvégezve, az alábbi következtetéseket lehetett levonni:

1. A vizsgálat tárgyát képező görbe igen nagy valószínűséggel logaritmikus spi-
rális lehet. Erre a vizsgált pontokra illesztett különböző típusú függvények, va-
lamint pontkoordináták átlagos eltéréséből lehet következtetni.
2. A logaritmikus spirális egyenletének paraméterei, valamint a görgő és az agy
mérete alapján a zárószög meghatározható.
3. A logaritmikus spirális egyenletének nagy pontosságú ismerete elengedhetet-
lenül fontos, mivel igen kis eltérés, illetve hiba nagyon nagy változást idéz elő
a zárószög értékében, ami a további számításokat bizonytalanná teheti.
4. Az egyenlet paraméterei ezzel a módszerrel nem határozhatók meg kellő pon-
tossággal. A kvázi-ideális módszernek az tekinthető, ha az emberi tényező
(manuálisan felvett pontok koordináta hibája) kizárható, illetve a mérés és az
azt követő számítás végeredménye reprodukálható. Erre a feladatra ez a
módszer nem alkalmas.

2,5 D -s scanner. A 2,5 D –s scannerrel történő mérés eredménye már nem egy
pixelgrafikus gép, hanem egy CAD rendszerrel közvetlenül olvasható és feldolgozha-
tó fájl. A profil digitalizálására egy Roland gyártmányú PICZA Pix-4 típusú 2,5D-s
mérőgépet használtunk.

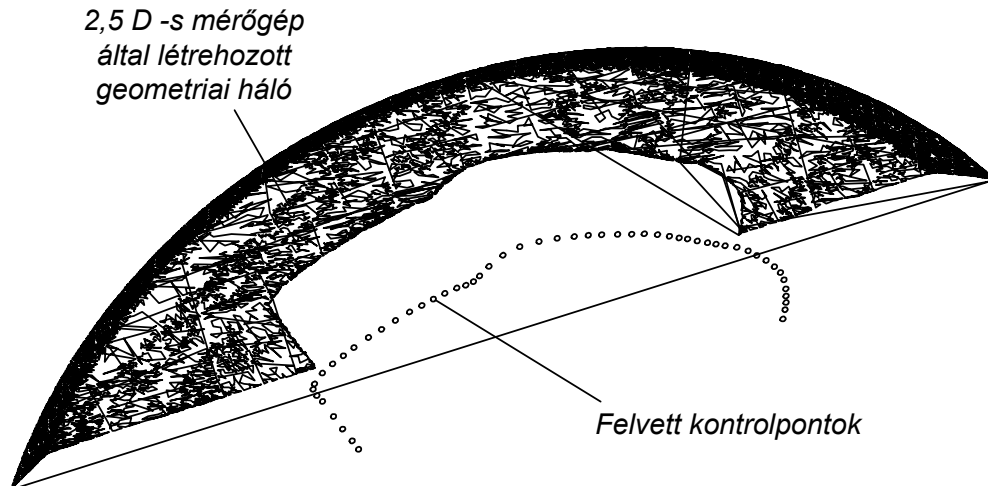


3.2. ábra
PICZA Pix-4 típusú 2,5D-s mérőgép

Az eljárás lényege, hogy a mérendő darab egy megadott felületét egy letapogató
tű pontonként, adott pontossággal végigpásztázza. Az érintkezés pillanatában a pie-
zoelektromos elven működő érzékelő elektromos impulzust küld a feldolgozó egy-
ségnek, mely rögzíti annak pontos x-y-z koordinátáit. Ezen koordináták birtokában
építi fel a modell geometriai hálóját (3.3. ábra), melyből szoftveres úton bizonyos si-
mítási eljárásokkal elkészíthető a vizsgált darab 3D-s felület- vagy testmodellje. A
2,5 D azt jelenti, hogy a mérőgép a mérendő felületet kizárólag függőleges irányból
képes megközelíteni egy mérőtűvel, így például alámetszett alkatrész közvetlenül
nem mérhető vele. Az alkatrész kérdéses felületét roncsolás nélkül, kellő pontosság-
gal nem lehetett digitalizálni. A ház szétbontását követően az egyes felületek már
„scannelhetők”, és szoftveresen a teljes geometria is visszaállítható, de a vizsgálati

pontosság ennél az eljárásnál egyértelműen és meggyőző módon nem határozható meg. A letapogatás x-y irányban 0,05-0,05 milliméteres hálósűrűséggel végezhető el. A függőleges, z koordináta pontossága 0,005 milliméter.

Az eljárás előnye a nagy pontosság, illetve a vektorgrafikus eredményfájl, viszont hátránya, hogy a nagy pontosságú mérés lassú, komoly számítástechnikai apparátust igényelne a teljes modell letapogatása, így csak részfelületek vizsgálatára alkalmas. A geometriai hálóra a szükséges helyettesítő görbe közvetlenül nem helyezhető el, az előzőekben tárgyalt kontroll-pontok manuális kijelölése itt is szükséges.



3.3. ábra
2,5 D-s scannelési eljárás

3D -s mérőgép. A manuális kontroll-pont kijelölést kiváltó, valamint a roncsolásmentes vizsgálatot lehetővé tevő módszert a 3D-s mérőgép jelenti. A feladat megoldása egy DEA-IOTA 0102, portál típusú 3D-s mérőberendezésen történt.



3.4. ábra
DEA-IOTA 0102 portál típusú 3D-s mérőberendezés

Ez a berendezés szintén piezoelektromos elven működik, de a végeredmény nem egy grafikus fájl, hanem a mért pontok x-y-z koordinátái (2. melléklet). Természete-

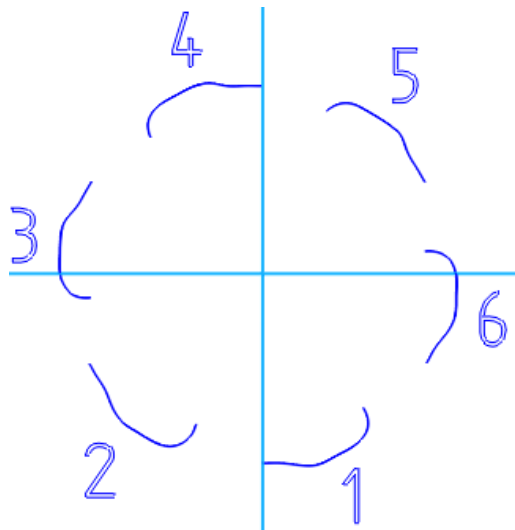
sen ezek a pontkoordináták CAD rendszerben megjeleníthetők, és illeszthető rájuk szplájn. Az eljárás előnye, hogy kellő körültekintés mellett kizárható az emberi tényező, a vizsgálat reprodukálható, és minden esetben ugyanazt a geometriát szolgáltatja. A kérdéses zárószög geometriai úton, vagy matematikai úton meghatározható. A hiba kizárólag a mérőműszer pontatlanságából, illetve a vizsgált darab gyártási pontatlanságából adódhat. A mérőgép által szolgáltatott eredmény tengelyenként 0,002 milliméter pontosságot ad, mely esetünkben megfelelő, hiszen a gyártási technológia hibája, illetve a darab tűrése ennél lényegesen nagyobb. A mérőgépet, illetve a mérőfejet a 3.4. ábra mutatja. A vizsgálat a Miskolci Egyetem Gépgyártástechnológiai Tanszék laboratóriumában történt, a profilokat egyenként 16-16 ponttal vették fel. Ez a módszer kidolgozásához elegendő, precízebb vizsgálatokhoz a vizsgált pontok száma igény szerint növelhető.

3.3. A zárószög meghatározása grafikus úton

Az előző fejezetben leírt módon ismert a ház profiljának tetszőleges számú x-y-z koordinátája. Ezen koordináták által meghatározott pontok CAD rendszerben grafikusán megjeleníthetők. Az erre a célra felhasznált CAD rendszer – Solid Edge V20 – képes egy adatbázisból kivenni, és asszociatív módon kezelni a koordinátákat, valamint egy folytonos B-szplájnt illeszteni a koordináták által leírt pontokra. Asszociativitáson a szoftver és az adatbázis online kapcsolata értendő, tehát az adatbázis változása automatikusan a geometriai megjelenítés változását vonja maga után. Ez a módszer nagy számú, és esetleg különböző típusú szabadonfutók viszonylag gyors vizsgálatát teszi lehetővé.

A továbbiakban ez a módszer kerül ismertetésre egy konkrét példán keresztül, nevezetesen a Lucas gyártmányú, és 54268140 típusjelű szabadonfutó esetében. A vizsgálati módszer teljes vagy részleges automatizálásával bármely szabadonfutó típus rekonstrukciója elvégezhető. A rekonstrukció pontossága így kizárólag a felvett pontok sűrűségétől, a mérőgép hibájától, illetve a mért darab gyártási pontosságától függ. A CAD rendszer hibája elhanyagolható, mivel a háttérben folyó számításokat hét tizedes pontossággal végzi, és ennek számszerű megjelenítésére is képes.

Az alábbi ábrán a mérőgép által szolgáltatott koordináták alapján elkészített geometria látható.



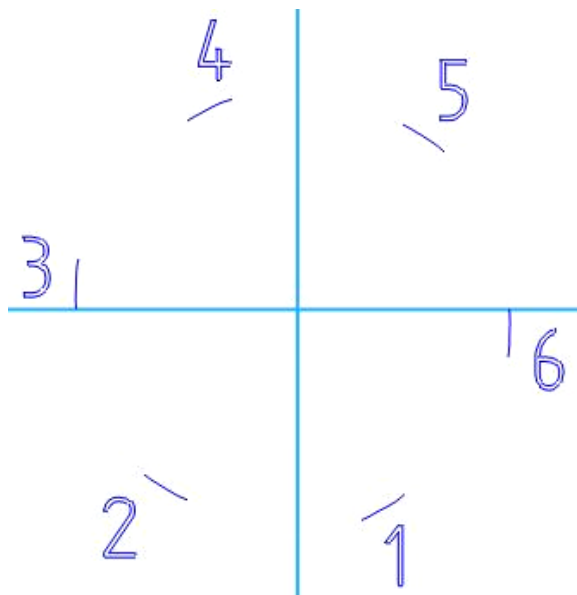
3.5. ábra

A pontkoordinátákkal visszaállított görbeprofilok

3.3.1. A geometriai középpont keresése

A 3D-s mérőgép által felvett geometria annak egy helyi koordináta-rendszerében került felvétele. Ez alkalmas az egyes profilgörbék egymáshoz viszonyított helyzetének vizsgálatára, viszont nem tartalmaz információt a tényleges geometriai középponttól, amely a későbbiekben az agy középpontjával esik egybe. A CAD rendszer 0-0 pozíciója következképpen eltér a mért darab geometriai középpontjától. Az eltérés annak tudható be, hogy a vizsgált alkatrészt bizonyos pontatlansággal tudjuk elhelyezni a mérőgép munkaterében. Ez viszont nem okoz problémát a rekonstrukció során, hiszen csak egy x-y eltolásról van szó, amely a CAD rendszerben – a középpont ismeretében – korrigálható.

A középpont-korrekciónak szükséges mértékét grafikus úton fogjuk meghatározni. A 3.5. ábra szerint a mért pontok nemcsak a görgő lehetséges érintkezési pontjait tartalmazzák, hanem az ehhez folytonosan csatlakozó ív-részeket is. Ezekhez az ívekhez a valóságban a görgő sohasem csatlakozhat érintőlegesen, ezért ezt nem engedhetjük meg a grafikus modellen sem, el kell távolítani ezeket a részeket (3.6. ábra).

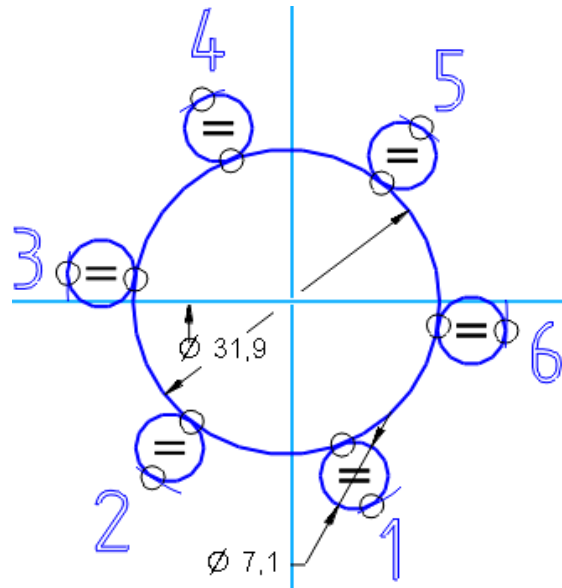


3.6. ábra

A lehetséges érintkezési pontokat tartalmazó görbék

Helyezzünk el egy, az agy átmérőjének megfelelő kört, valamint a görgők számának és átmérőjének megfelelő köröket az ábrába. Amennyiben kihasználjuk a CAD rendszer parametrikus tulajdonságait, és geometriai kényszerekkel rögzítjük a fent említett elemek pozícióit (érintő kényszert alkalmazunk a görgőket jelképező körök és a profil, valamint az agyat jelképező kör közé), az agy középpontjának egy lehetséges helyzetét kapjuk (3.7. ábra).

Amennyiben a mért profilgörbék teljesen azonos geometriával rendelkeznének, akkor a középpont meghatározása egyszerű lenne, hiszen a koordinátákat a CAD rendszerből leolvashatnánk. Mivel azonban a vizsgált görbék egy valós szerkezetről felvett kontroll-pontokra illeszkednek, a keresett középpont nem egyértelműen meghatározott, hanem egy bizonyos tartományon belül bárhol lehet.



3.7. ábra

A lehetséges érintkezési pontokat tartalmazó görbék

Ez a tartomány a CAD rendszer segítségével meghatározható oly módon, hogy tetszőleges x koordináta esetén megvizsgáljuk, hogy milyen y minimális, illetve maximális értékek között van megoldása a geometriai modellnek. A megoldás peremfeltétele az, hogy az előzőekben tárgyalt érintő kényszerek elhelyezhetők legyenek. A vizsgálat eredményét az alábbi 3.1. táblázat tartalmazza.

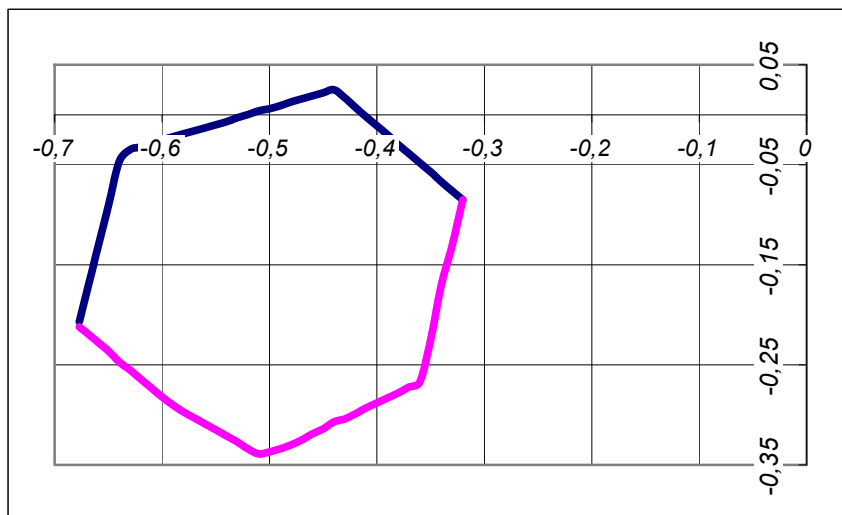
3.1. táblázat

A geometriai középpont lehetséges tartománya

x	y_{min}	y_{max}
-0,32	-0,085	-0,085
-0,33	-0,131	-0,076
-0,34	-0,17	-0,067
-0,35	-0,225	-0,057
-0,36	-0,267	-0,048
-0,37	-0,272	-0,039
-0,38	-0,278	-0,03
-0,39	-0,283	-0,02
-0,4	-0,288	-0,011
-0,41	-0,293	-0,002
-0,42	-0,299	0,0074
-0,43	-0,304	0,017
-0,44	-0,307	0,025
-0,45	-0,314	0,022
-0,46	-0,319	0,019
-0,47	-0,325	0,016
-0,48	-0,33	0,0129
-0,49	-0,334	0,009
-0,5	-0,337	0,006
-0,51	-0,339	0,004
-0,52	-0,334	0,0002
-0,53	-0,327	-0,003
-0,54	-0,321	-0,007
-0,55	-0,315	-0,01
-0,56	-0,309	-0,013

-0,57	-0,303	-0,016
-0,58	-0,297	-0,019
-0,59	-0,29	-0,022
-0,6	-0,282	-0,025
-0,61	-0,273	-0,028
-0,62	-0,264	-0,032
-0,63	-0,255	-0,035
-0,64	-0,247	-0,047
-0,65	-0,236	-0,091
-0,66	-0,227	-0,134
-0,67	-0,218	-0,177
-0,677	-0,212	-0,207

Az így felvett tartomány diagramját a 3.8. ábra mutatja. Az ábra szerinti zárt tartományon belül tetszőleges középpont esetén a fent említett feltétel teljesül. A diagram szerint ennek a tartománynak a nagysága akár x , akár y irányban nem nagyobb, mint 0,37 mm. Mivel a 3D-s mérőműszer ennél lényegesen nagyobb pontossággal határozta meg a pontokat, így megállapítható, hogy a valós darab esetén az agy a csillagkerékhez képest csak a fent említett értékek megfelelően központosított. Ezen belül a középpont tetszőlegesen bárhol elhelyezkedhet. Ez alátámasztja a szakirodalmi források azon állítását, mely szerint a görgős szabadonfutókat nem szabad csapágyként kezelni.



3.8. ábra

A geometriai középpont lehetséges tartománya

A geometriai rekonstrukció miatt azonban ezen a tartományon belül választani kell egy pontot, amelyet a továbbiakban olyan bázispontnak tekintünk, amelynek felhasználásával a logaritmikus spirális egyenlete felírható lesz minden egyes görbére. Ugyan néhány tized milliméteres tartományról van szó (sugárirányban kevesebb, mint két tized), a logaritmikus spirális egyenletének szempontjából nem mindegy, hogy melyik pontot választjuk középpontnak.

A megoldás kereséséhez tekintsük át a továbbiakban az ábrába berajzolt körök lehetséges szabadságfokainak számát. Amennyiben egy kört definiálunk valahol a síkon, akkor a lehetséges szabadságfokainak száma három (x , y pozíció és a kör sugara vagy átmérője). Ennek a három szabadságfoknak a megadása, illetve rögzítése egyértelműen meghatározza a kört. Jelen esetben hét darab kört kellett rajzolni (6 db görgő és az agy), melyek összes szabadságfokainak száma $7 \times 3 = 21$. Ebből az

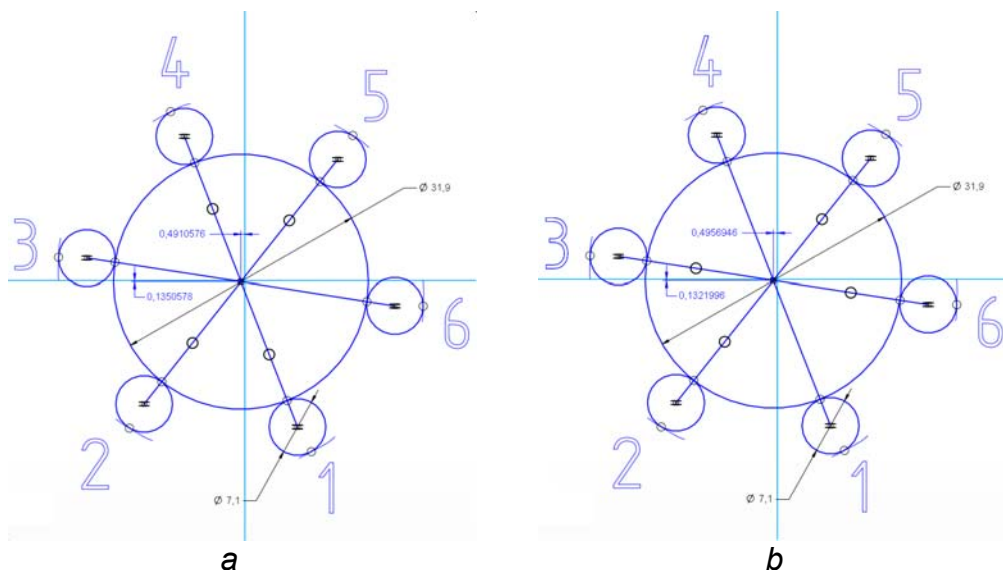
agy átmérőjének megadása során egy, a görgők átmérőjének definiálásakor pedig hat szabadságfokot felhasználtunk. (A görgők esetében az egyik tetszőlegesen kiválasztott kör méret-kényszerrel, a további öt pedig geometriai kényszerrel (egyenlő kényszer) került rögzítésre.) Így a lehetséges szabadságfokok száma 14-re csökkent. A következő lépésben érintő kényszert alkalmaztunk az egyes görgők és az agy közé. Ez további hat szabadságfok lekötését jelentette. A mért pontokra illesztett egyes szplájnok és a görgők között ugyancsak egy-egy érintő kényszer adható meg. Számításaink szerint tehát $14-6-6=2$ szabadságfoka marad a teljes geometriának. Ez az oka annak, hogy a 3.8. ábra szerinti tartományon belül bárhol található olyan pont, amely az eddigi peremfeltételeket kielégíti. Az is kijelenthető, hogy a fenti ábra szerinti tartomány nagysága az ívek hosszától függ, hiszen az adott ívszakaszon az érintési pont tetszőlegesen vándorolhat. Ahhoz, hogy ezen belül a megfelelő középpont x - y koordinátáját pontosítani tudjuk, új peremfeltételek bevezetésére van szükség, melyek alkalmazásával a maradék két szabadságfok leköthető.

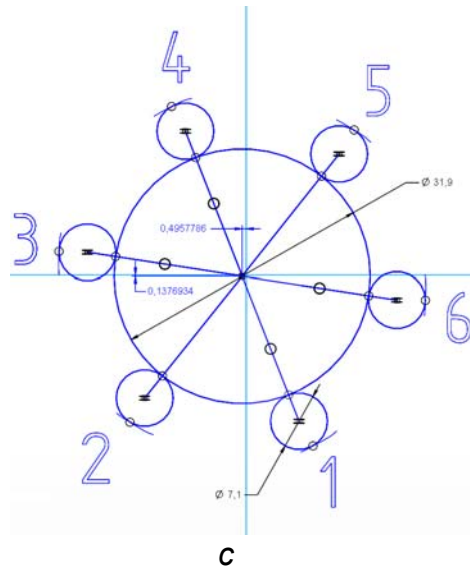
Figyelembe véve azt, hogy a rekonstrukció eredménye egyetlen logaritmikusspi-rális egyenlet két paramétere lesz, és ennek az egyenletnek mind a hat – mért pontokra illesztett – görbére a lehető legkisebb eltérést kell mutatnia, a következő meg-gondolással érdemes a középpont keresését folytatni:

A leendő középpont lesz az a pont, amely körül majd a görbét megfelelő szög-gekkel elforgatva ugyanazon tetszőleges pontba, a görbéknek fedésbe kell kerülniük egymással. (Mivel valós darabról készült mérési pontokkal dolgozunk, ez természetesen csak egy idealizált állapot. A valóságban biztosan lesz eltérés.) A feladatunk tehát annak a középpontnak a megtalálása, melynél ez az eltérés minimális lesz.

A fennmaradó két kényszer lekötésére három lehetőség is kínálkozik. Amennyiben az agyat jelképező kör középpontját rendre összekötjük a görgőket jelképező körök középpontjával, ezen egyenesekre további geometriai kényszerek adhatók meg. Mivel az egymással szemben elhelyezkedő körök az elforgatás során éppen 180 fokkal fordulnak egymásba, megadható az egymással szemben elhelyezkedő egyenesek között az ún. egy egyenesre eső (collinear) kényszer. Erre a fentiekben leírtak szerint három lehetőségünk van, hiszen három pár egymással szemben elhelyezkedő kör van, de csak két szabadságfok (3.9. ábra). Bármelyik kettő megadása egyértelműen definiálja a geometriát, és egy-egy középpontot kapunk.

(A Solid Edge az egy egyenesre eső (collinear) kényszert az egyenes közepén elhelyezett kis fekete körrel szimbolizálja (3.9. ábra).)





3.9. ábra

Lehetséges kényszermegadások

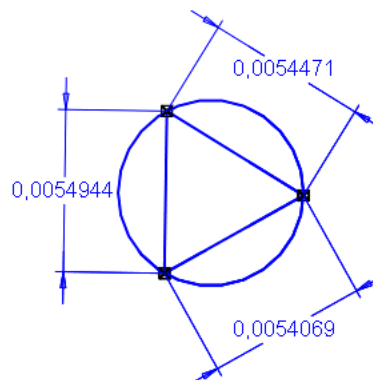
A kapott lehetséges középpontokat az ábráról leolvasva, az alábbi táblázatban foglaltuk össze milliméter egységben. A jelölésben annak a görbének a számát adjuk meg, amelyre már nem jutott kényszer. E szerint a 3.9. ábra „a” része a 3-6 változat, a „b” része az 1-4 variáció, a „c” része pedig a 2-5 variáció lesz. A továbbiakban így hivatkozunk az egyes esetekre.

3.2. táblázat

A geometriai középpont meghatározása

	3-6 variáció	1-4 variáció	2-5 variáció
x koordináta	-0,4910576	-0,4956946	-0,4957786
y koordináta	-0,1350578	-0,1321996	-0,1376934

A darab gyártási és mérési pontatlanságából adódóan három különböző pontot kaptunk. Abban az esetben, ha a görbék teljesen azonosak lennének, az eredmény egyetlen pontba koncentrálnódna. A táblázatból az is látható, hogy a pontok eltérése egymástól rendkívül kicsi, alig nagyobb 5 μm -nél, akár x, akár y irányban vizsgáljuk.



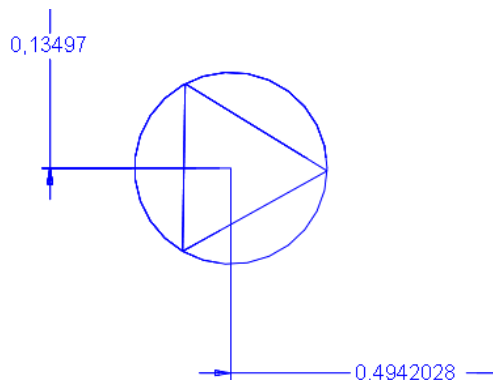
3.10. ábra

Középpont meghatározása

A továbbiakban viszont a kapott három pont közül, illetve a három pont által meghatározott háromszögen belül (amely jó közelítéssel egyenlő oldalú háromszögnek tekinthető (3.10. ábra)) el kell dönteni, hogy hol vesszük fel azt a középpontot, melyet a geometriai középpontnak fogunk tekinteni. A táblázat szerinti bármely pontot is választanánk, bizonyos görbére jó lenne a közelítés, másokra pedig nem.

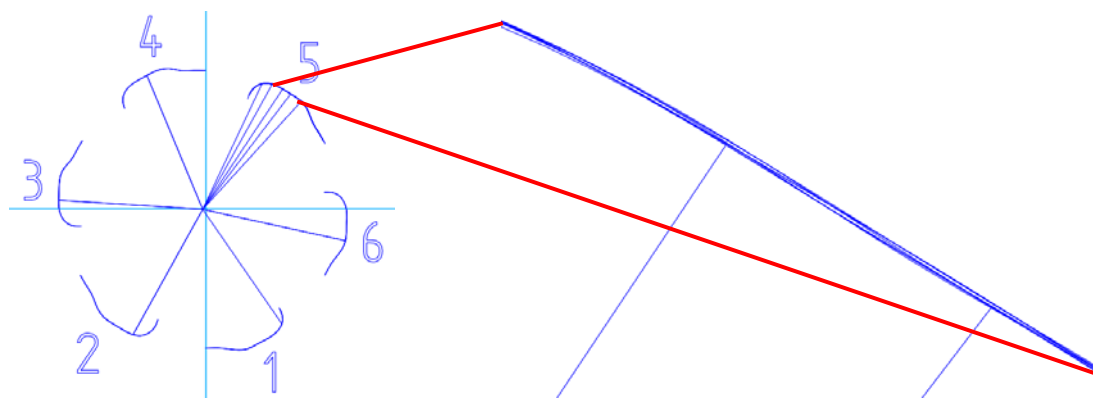
Ezért részben célszerűségi okokból, részben pedig a vizsgálatok tapasztalatai alapján válasszuk a középpontnak a három pont által meghatározott háromszög csúcspontjai köré írható kör középpontját (3.11. ábra).

A középpont koordinátái az ábráról leolvashatók, vagy matematikai úton is meghatározhatók. Értékük: $x_{\text{középpont}} = -0,4942028$, $y_{\text{középpont}} = -0,13497$.



3.11. ábra
Középpont koordinátái

A továbbiakban egy egyszerű geometriai vizsgálattal fogjuk ellenőrizni, hogy a meghatározott tervezési középpont jó választásnak bizonyult-e. Amennyiben a választott középpont körül az egyes mért görbéket egymásra forgatjuk egy tetszőlegesen kiválasztott profilra (legyen ez esetünkben az 5. jelű), pozíciójuknak megfelelő szögekkel (60, 120, stb...), úgy a hat görbe egymástól való eltérése jól láthatóvá és mérhetővé válik (3.12. ábra).



3.12. ábra
Egymásra forgatott görbék

A CAD rendszerben történt mérés szerint azon kérdéses szakaszon, ahol a feltételezett logaritmikus spirális elhelyezkedik, a legnagyobb eltérés egyik görbepár esetén sem nagyobb, mint $28 \mu\text{m}$. Az eltérés, figyelembe véve az esetleges gyártási pontatlanságot, illetve a szabaddonfutó használat közbeni esetleges kopását, elfogadhatónak mondható. Kijelenthetjük tehát, hogy a meghatározott tervezési közép-

pont megfelel arra a célra, hogy a további rekonstrukciós folyamatban alapparaméterként felhasználásra kerüljön.

3.3.2. Rekonstrukció

A spirális egyenletének, valamint a további vizsgálatoknak a könnyebb kezelhetősége megkívánja, hogy az előzőekben meghatározott geometriai középpontot eltoljuk a koordináta-rendszer origójába, természetesen ezt az offszetet alkalmazva a mért pontok koordinátáira is, úgy, mintha a 3D-s mérőgép koordináta-rendszerének origója megegyezett volna a vizsgált darab geometriai középpontjával. Ez egy $x = -0,4942028$ mm-es és egy $y = -0,13497$ mm-es eltolást jelent a mért pontokra vonatkozóan. Az eredeti mért és az új pontok koordinátáit a 3. melléklet tartalmazza.

A 3.12. ábra szerint a meglévő középponttal még mindig hat egymástól – ugyan már minimálisan – eltérő görbével rendelkezünk. A tervezési alapparaméterek (r_0 ; β) meghatározásához ezt a hat görbe által meghatározott tartományt kell tovább vizsgálni. Mivel a görbék egymást többszörösen átmetszve haladnak, ennek a sávnak a további szűkítésére nincs lehetőség. Ezért a hat görbe által meghatározott – vizsgált sávon belül és kívül futó – képzeletbeli helyettesítő görbére írunk fel egy-egy egyenletet (logaritmikus spirálist). Ehhez szükség lesz két tetszőleges pont polárkoordináta rendszerben való megadására mind a belső, mind a külső képzeletbeli helyettesítő görbén. Ezek a pontok a CAD rendszerbeli modelltől leolvashatók. Célszerű a polár-koordináták közül a θ értékét ugyanarra felvenni mind a belső, mind a külső görbe esetén. A tetszőleges két-két pont koordinátáit a 3.3. táblázat tartalmazza. A továbbiakban a két görbe pontjait „B” (belső) és „K” (külső) index használatával különböztetjük meg (pl.: r_{1B} ; θ_{1B} , stb.).

3.3. táblázat
Tetszőleges pontok a belső és külső helyettesítő görbén

	r_1	θ_1	r_2	θ_2
Belső helyettesítő görbe	23,08612	51°	22,87399	58°
Külső helyettesítő görbe	23,11059	51°	22,89725	58°

A további feladat a pontokra közelítőleg leginkább illeszthető logaritmikus spirális egyenletének felírása, és a benne szereplő paraméterek meghatározása. A görbe elvi egyenlete a következő összefüggéssel határozható meg.

$$r = r_0 \cdot e^{-k \cdot \theta} . \quad (3.1.)$$

A polár-koordinátás alakban megadott egyenletben szereplő r_0 paraméter a koordináta-rendszer origójától mért távolság, a k paraméter pedig az origóból húzott egyenes és a görbe érintő szögének kotangense:

$$k = \text{ctg } \beta . \quad (3.2.)$$

Írjuk föl az egyenletet a tetszőleges fölvevett pontokra:

$$r_0 = r_1 \cdot e^{k \cdot \theta_1} = r_2 \cdot e^{k \cdot \theta_2} . \quad (3.3.)$$

Átalakítva a (3.3) egyenletet a

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{e^{k \cdot \theta_1}}{e^{k \cdot \theta_2}} = e^{k(\theta_1 - \theta_2)} \quad (3.4.)$$

alakhoz jutunk, melyből a „k” értéke kifejezhető:

$$k = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\theta_1 - \theta_2} = \operatorname{ctg} \beta = \frac{1}{\tan \beta} . \quad (3.5.)$$

A logaritmikus spirális érintő szöge ebből számítható:

$$\beta = \arctan \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} . \quad (3.6.)$$

A belső képzeletbeli helyettesítő görbe érintő szöge tehát:

$$\beta_B = 85,679^\circ . \quad (3.7.)$$

Hasonlóan a külső képzeletbeli helyettesítő görbe érintő szöge:

$$\beta_K = 85,659^\circ . \quad (3.8.)$$

Az r_0 a logaritmikus spirális egy adott kezdőszöghöz tartozó sugara. Ezt az r_0 sugarat önkényesen válasszuk az előzőekben felvett, $\theta_1 = 51^\circ$ -hoz tartozó $r_0 = r_1$ értéknek. Természetesen a belső és a külső képzeletbeli helyettesítő görbéhez külön-külön fel kell venni ezt a sugarat, különbséget közöttük a fentiekben meghatározott indexelt jelölésben teszünk.

$$\begin{aligned} r_{0B} &= 23,08612 \text{ mm} , \theta_{0B} = 51^\circ ; \\ r_{0K} &= 23,11059 \text{ mm} , \theta_{0K} = 51^\circ . \end{aligned} \quad (3.9.)$$

A „k” értéke a belső és külső helyettesítő görbe esetén:

$$\begin{aligned} k_B &= \operatorname{ctg} \beta_B = 0,075558 ; \\ k_K &= \operatorname{ctg} \beta_K = 0,075910 . \end{aligned} \quad (3.10.)$$

A továbbiakban a θ szöget ettől a θ_{0B} szögtől értelmezve, a belső helyettesítő görbe egyenlete:

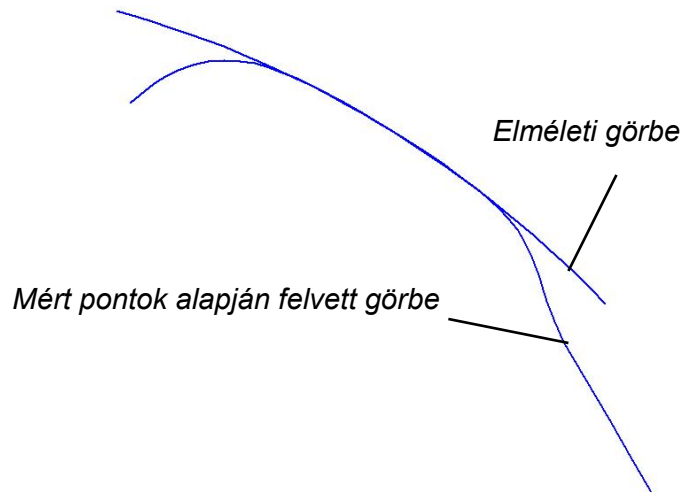
$$r_B = r_{0B} \cdot e^{-k_B \cdot \theta} = 23,08612 \cdot e^{-0,075558 \cdot \theta} , \quad (3.11.)$$

a külső helyettesítő görbe egyenlete pedig:

$$r_K = r_{0K} \cdot e^{-k_K \cdot \theta} = 23,11059 \cdot e^{-0,075910 \cdot \theta} . \quad (3.12.)$$

Az egyenlet ismeretében a két kérdéses görbe tetszőleges pontossággal megszerkeszthető, és összehasonlítható a mérésből származó pontseregrel illesztett közelítő szplájnnal.

Az ábrán jól látható, hogy a görbék jó egyezést mutatnak a kérdéses szakaszon. Méréssel meghatározható, hogy az elméleti görbe, valamint a mért pontok által felvett görbe legnagyobb eltérése nem nagyobb, mint 0,03 milliméter.

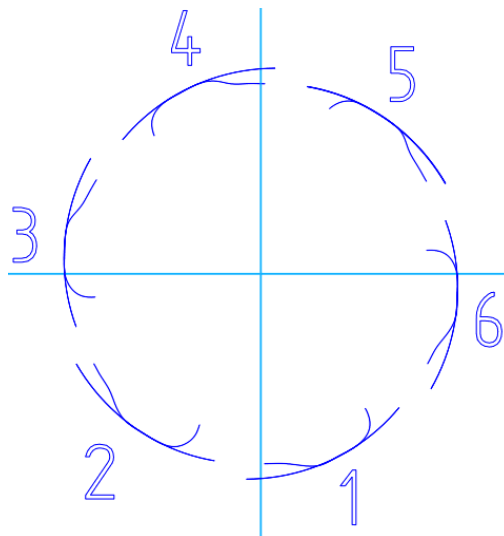


3.13. ábra

Az elméleti és a valóságos görbe jó egyezést mutat

Megállapítható tehát, hogy a mérőgéppel felvett pontokból rekonstruált görbe valóban logaritmikus spirális, és a módszer az egyenlet meghatározására megfelelő pontosságú eredményt hozott. Az elméleti belső és külső képzeletbeli helyettesítő görbe pontkoordinátáit Descartes koordinátás alakban a 4. melléklet tartalmazza.

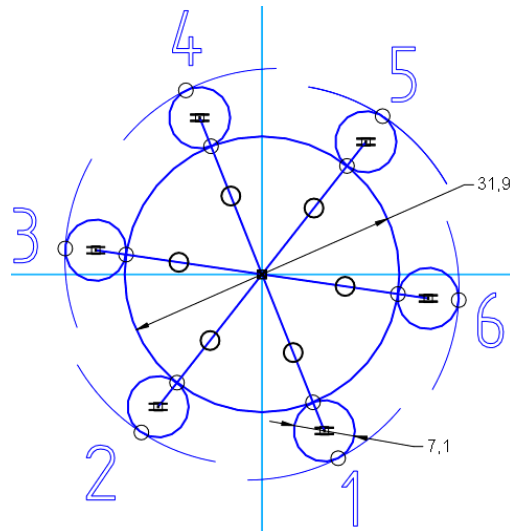
A többi elméleti görbe pontjait úgy állíthatjuk elő, hogy a 4. melléklet szerinti pontokat a középpont körül megfelelő szöggel elforgatjuk (3.14. ábra).



3.14. ábra

Rekonstruált görbék

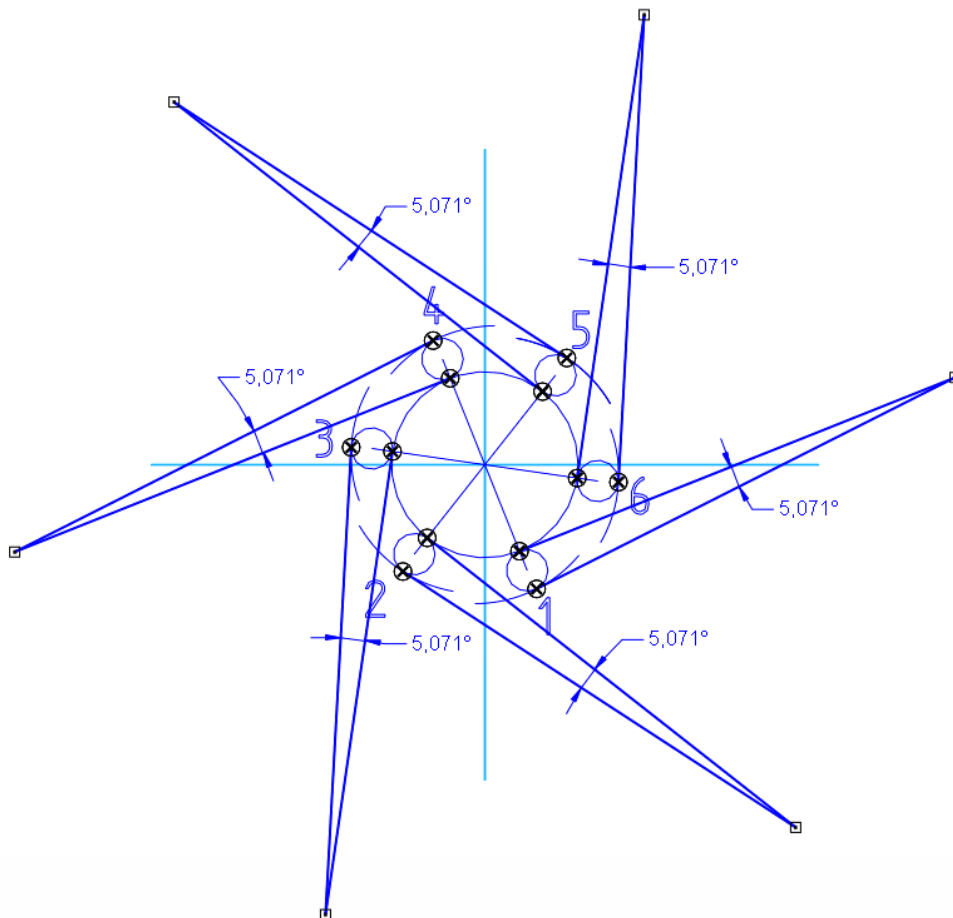
Amennyiben ebben az ábrában az agynak és görgőknek megfelelő köröket megjelenítjük, és a kapcsolódási pontokat a megfelelő geometriai kényszerekkel ellátjuk, akkor kizárólag egy lehetséges pozícióban helyezkedhetnek el a görgők mind a belső, mind a külső helyettesítő görbén (3.15. ábra).



3.15. ábra

Görgők elhelyezkedése a rekonstruált logaritmikus spirálison

Ha az így kapott logaritmikus spirális és görgő érintkezési pontra, valamint az agy és görgő érintkezési pontra az érintőket berajzoljuk, akkor az ábráról lemérhető a $2\alpha_B$ zárószög nagysága (matematikai úton is számítható), amelynek most már bármely görgő esetén azonosnak kell lennie (3.16. ábra). A $2\alpha_B$ zárószög értéke a mérés alapján: $5,071^\circ$.



3.16. ábra

Zárószög érték meghatározása grafikusán

Hasonlóan a β_B szög pontos értéke is lemérhető az ábrából, vagy matematikai úton (ld. alább) meghatározható. Az értéke: $\beta_B = 85,709^\circ$. A geometriai modell alapján az α és β szögre vonatkozóan az alábbi összefüggések írhatók föl:

$$r \cdot \sin \beta = (r_b + r_g) \cdot \cos 2\alpha + r_g, \quad (3.13.)$$

$$r \cdot \cos \beta = (r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha. \quad (3.14.)$$

Kifejezve az r érintkezési pontot mindkét egyenletből, és azokat egymással egyenlővé téve, az alábbi eredményhez jutunk:

$$\frac{(r_b + r_g) \cdot \cos 2\alpha + r_g}{\sin \beta} = \frac{(r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha}{\cos \beta}. \quad (3.15.)$$

Átalakítás után behelyettesítve az ismert adatokat:

$$\beta_B = \arctan \frac{(r_b + r_g) \cdot \cos 2\alpha_B + r_g}{(r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha_B} = 85,709^\circ.$$

Ismételten alkalmazva a fentiekben tárgyalt módszert a külső helyettesítő görbére is, a zárószög értékére $2\alpha_K = 5,085^\circ$ adódik, az érintőszög értékére pedig akár grafikusan, akár számítással $\beta_K = 85,698^\circ$ -ot kapunk. Az eltérés a két görbére meghatározott érintőszög között $0,011^\circ$. Ez alig több, mint 0,01%-os relatív eltérést jelent.

3.3.3. Az egyenlet paramétereinek meghatározása

Sok pontpár vizsgálata alapján az a következtetés vonható le, hogy a vizsgált külső csillagkeres görgős szabadonfutó egyik tervezési alapparamétere feltételezhetően a $2\alpha = 5^\circ$ lehetett. Ebből, valamint a görgő és agy átmérőjének ismeretében a kérdéses görbe egyenlete felírható.

A (3.15) egyenletbe behelyettesítve a fenti megállapítás szerinti zárószög értékét

$$\beta = \arctan \frac{(r_b + r_g) \cdot \cos 2\alpha + r_g}{(r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha} = 85,77^\circ. \quad (3.16.)$$

érintőszög értékhez jutunk, mely alapján a logaritmikusspirális egyenletében szereplő „ k ” paraméter:

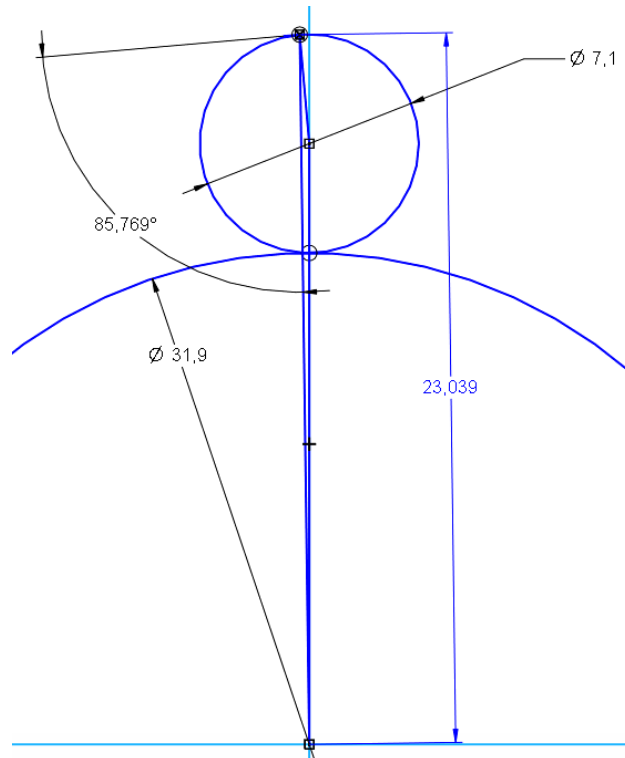
$$k = \operatorname{ctg} \beta = 0,07397 \approx 0,074. \quad (3.17.)$$

Az egyenletben szereplő r_0 paraméter grafikusán vagy matematikai úton meghatározható. A grafikus megoldás alapján (3.17. ábra) az r_0 paraméter:

$$r_0 = 23,039 \text{ mm}. \quad (3.18.)$$

Ezek ismeretében a rekonstruált görbe egyenlete polár-koordinátás alakban:

$$r = r_0 \cdot e^{-k \cdot \theta} = 23,039 \cdot e^{-0,074 \cdot \theta}. \quad (3.19.)$$



3.17. ábra

Zárószög érték meghatározása grafikusán

3.3.4. Az előállított görbe alkalmazási lehetőségei

A matematikai formulával előállított görbének gyakorlati jelentősége többértű:

- Egyrészt a logaritmikus spirális görbe jó illeszkedése a mért pontokra megbízhatóan igazolja a kezdeti hipotézist, valamint a szakirodalmi adatokat, melyek a görbe típusára, illetve leírására vonatkoznak.
- Az egyenlet ismerete segítséget nyújt a külső csillagkeres görgős szabadonfutók felújításához – melyre sok egyéb tevékenység mellett bizonyos cégek szakosodtak. A felújítás során a szétszedett kapcsolókat megtisztítják, ellenőrzik az esetleges károsodásokat a csillagkeréken, illetve az agyon. A durva hibáktól mentes külső csillagkerék újból felhasználható, annak belső felületén semmilyen megmunkálás nem történik. Az agy futófelületét viszont – mint leginkább kopásnak kitett elemet – esetleg felülmunkálják, újra megköszörülik. A köszörülés hatására az elem átmérője szükségszerűen csökken, így az összeépítés során nem zárható ki annak a lehetősége, hogy nagyobb átmérőjű görgőket kell beépíteni a szerkezetbe. (A felújítás során a görgőket minden esetben újakra cserélik.) Amennyiben azt szeretnénk, hogy a görgők és a csillagkerék közelítőleg az eredeti pozícióban kapcsolódjanak – logaritmikus spirális felső harmada –, az egyenlet ismeretében megmondható, hogy az agy átmérőjének csökkenése milyen mértékű változást indokol a görgők méretére vonatkozóan. Természetesen mivel a görgők (csapágygörgők) csak bizonyos diszkrét méretekben rendelhetők (0,05 mm-es lépcsőkben), az eredeti kapcsolódási pont csak bizonyos közelítéssel érhető el. Mivel azonban a zárószög változása csak nagyon kis mértékben függ az érintkezés pozíciójától, így ezen kapcsolódási pont megváltozása nincs hatással a szerkezet működésére.
- Az egyenlet ismerete lehetőséget teremt a pontosabb szilárdsági számítások elvégzéséhez, melyre a továbbiakban kerítünk sort.

A kidolgozott módszer lehetővé teszi nemcsak görgős szabadonfutók rekonstrukcióját, hanem bármely más speciális görbével leírható gépelem profiljának matematikai leírását. A módszer jellegénél fogva fél-automatikusnak tekinthető, hiszen egyrészt a kapcsolatot a 3D-s mérőgép által szolgáltatott pontkoordináták és a CAD rendszer között csak manuálisan lehet létrehozni. Másrészt a CAD rendszerben a teljes modell felépítését szintén nem lehet teljesen automatizálni. Olyan esetben viszont, ahol a vizsgált gépelemek azonos alakosságokkal, de különböző méretekkel felépíthetőek, a CAD rendszer parametrikus tulajdonságait kihasználva, alkatrészcsalád képzésével viszonylag gyorsan elvégezhető az egyes modellek felépítése. Ebben az esetben már csak a 3D-s mérőgép pontkoordinátáit kell a modellhez hozzárendelni, illetve az elemzés eredményeit jelentő paramétereket a modelltől leolvasni. A geometria matematikai leírásához azonban további feladat annak vizsgálata, hogy milyen típusú görbével közelíthető legkisebb hibával a mért görbe. Ennek automatizálása egy külön erre a feladatra fejlesztett szoftver segítségével érhető el.

A módszert 6 különböző típusú, 5 illetve 6 görgőszámú szabadonfutó esetében teszteltük, és minden esetben sikerült elfogadható pontossággal meghatározni a profil egyenletét. Ezeket az eredményeket az értekezésben terjedelmi korlátok, valamint titoktartási kötelezettség miatt nem részleteztük, de a már előzőekben említett K+F tevékenység zárójelentésében megtalálhatóak, amelyet az ipari megbízó elfogadott.

3.4. Megfogalmazható új eredmény

Módszert dolgoztam ki, amely alkalmas a külső csillagkerekű görgős szabadonfutók profilgörbéjének mérési pontokon és valamely CAD rendszer lehetőségein alapuló matematikai meghatározására.

A módszer elsősorban az újrahasznosítás során felújított szabadonfutóknál használható, az összetartozó agy és görgő méretek meghatározására.

Az előállított görbe egyenlet felhasználható az elemek szilárdsági méretezésénél, a szabadonfutó teherbírásának meghatározásához.

4. Görgős szabadonfutók egytengelyűségének vizsgálata

Jelölésjegyzék

b_{13}	$a t_{13}$ egyenesre merőleges egyenes y tengellyel való metszése
C	maximális középpont-eltolódás értéke
d_b	agy átmérője
d_g	görgő átmérője
F_{13}	$a t_{13}$ egyenes felezőpontja
i	vizsgálat lépéseinek indexe
j	logaritmikus spirálist jelző index
k	logaritmikus spirális paramétere
r	logaritmikus spirális sugara
r_b	agy sugara
r_B	a logaritmikus spirális szakasz belső pontjához tartozó sugara
r_g	görgő sugara
r_{jBtr}	a „ j ” jelű logaritmikus spirális belső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó sugár transzformáltja
r_{jKtr}	a „ j ” jelű logaritmikus spirális külső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó sugár transzformáltja
r_K	a logaritmikus spirális szakasz külső pontjához tartozó sugara
r_0	logaritmikus spirális kezdeti pontjához tartozó sugara
r_3	a „3” jelű szakaszhoz kapcsolódó görgő aktuális érintkezési pontja
r_{3GB}	a „3” jelű szakasz belső pontjához tartozó görgő középpontjába mutató sugár
r_{3GK}	a „3” jelű szakasz külső pontjához tartozó görgő középpontjába mutató sugár
m_{13}	$a t_{13}$ egyenes meredeksége
M_1	a kedvező megoldásokat tartalmazó függvény
M_{13}	$a t_{13}$ egyenesre merőleges egyenes meredeksége
R	az agy és a görgő sugarának összege
s_{13}	az F_{13} pont és az agy középpontja által meghatározott szakasz
t_{13}	az „1-3” jelű görgők középpontjait összekötő egyenes
x_{F13}	az F_{13} pont x koordinátája
x_{jB}	a „ j ” jelű spirális szakasz belső pontjához tartozó x koordináta
x_{jBtr}	a „ j ” jelű logaritmikus spirális belső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó x koordináta transzformáltja
x_{jK}	a „ j ” jelű spirális szakasz külső pontjához tartozó x koordináta
x_{jKtr}	a „ j ” jelű logaritmikus spirális külső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó x koordináta transzformáltja
x_{jGB}	a „ j ” jelű szakasz belső pontjához tartozó görgő középpontjának x koordinátája
x_{jGK}	a „ j ” jelű szakasz külső pontjához tartozó görgő középpontjának x koordinátája
x_0	a középpont-eltolódás x koordinátája
x_3	a „3” jelű szakaszhoz kapcsolódó görgő aktuális érintkezési pont x koordinátája
x_{3G}	a „3” jelű szakaszhoz kapcsolódó görgő középpontjának x koordinátája
y_{F13}	az F_{13} pont y koordinátája
y_{jB}	a „ j ” jelű spirális szakasz belső pontjához tartozó y koordináta
y_{jBtr}	a „ j ” jelű logaritmikus spirális belső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó y koordináta transzformáltja
y_{jK}	a „ j ” jelű spirális szakasz külső pontjához tartozó y koordináta

y_{jKtr}	a „j” jelű logaritmikus spirális külső ponthoz tartozó, görgő középponthez tartozó y koordináta transzformáltja
y_{jGB}	a”j” jelű szakasz belső pontjához tartozó görgő középpontjának y koordinátája
y_{jGK}	a”j” jelű szakasz külső pontjához tartozó görgő középpontjának y koordinátája
y_0	a középpont-eltolódás y koordinátája
y_3	a ”3” jelű szakaszhoz kapcsolódó görgő aktuális érintkezési pont y koordinátája
y_{3G}	a ”3” jelű szakaszhoz kapcsolódó görgő középpontjának y koordinátája
β	a logaritmikus spirális érintőszöge
Δ_{13}	a középpont-eltolódás mértéke
ϕ_{3GB}	a ”3” jelű szakasz belső pontjához tartozó görgő polár-koordinátás szöge
ϕ_{3GK}	a ”3” jelű szakasz külső pontjához tartozó görgő polár-koordinátás szöge
γ	a logaritmikus spirális hatásszöge
θ	logaritmikus spirális paramétere
θ_1	logaritmikus spirális szakasz kezdőszöge
ν_i	aktuális vizsgálati szög
Ψ_{13}	a t_{13} egyenesre merőleges egyenes x tengellyel bezárt szöge

4.1. Bevezetés

A rekonstrukciós elemzéskor számos szabadonfutó szerkezet (4 görgős, 5 görgős és 6 görgős kivétel) működését valós darabon is megvizsgáltuk. A kutatás során ellenőriztük mind használt, mind új szerkezetek működési feltételeit. Mindezen ismeretek birtokában azt a következtetést vontuk le, hogy a szabadonfutókba beépített rugók eltávolítását követően is látszólag működőképeseek a szerkezetek. Egyes szakirodalmi források, valamint a felújítással foglalkozó vállalatnál tett látogatáskor kapott információ szerint a rugók feladata az, hogy a görgőket működési pozícióban tartsák. Tapasztalat szerint a szabadonfutás üzemállapotban a súrlódó nyomaték lényegesen nagyobb abban az esetben, ha a rugókkal ellátott szerkezetet vizsgáljuk. A nagyobb súrlódó nyomaték következtésképpen intenzívebb kopást is eredményez ebben az üzemállapotban.

Ennek a fejezetnek a célja annak kiderítése, hogy a szerkezetbe épített rugóknak van-e valamilyen egyéb szerepük a biztonságos működés szempontjából, illetve a szerkezetet egyszerűbbé téve van-e lehetőség rugó nélküli változat alkalmazására.

4.2. A szabadonfutó alapparamétere

A vizsgálathoz az előzőekben matematikai úton leírt logaritmikus spirálist alkalmazzuk, a valós darabról lemért görgő és agy átmérő felhasználásával. A továbbiakban szereplő ábrákat az egyes alapfogalmak, valamint a számításnál használt paraméterek érthetőbbé tétele érdekében szándékosan eltorzítottuk. Az elemzéshez felhasznált alapparamétereket számszerűen is közöljük, az egyes összefüggések részeredményei viszont csak az 5. mellékletben található meg. A fejezet fő célja a vizsgálati módszer és számítás bemutatása, a konkrét számszerű eredmények csak a nagyságrendek érzékeltetésére szolgálnak. A továbbiakban felhasználásra kerülő görgő sugara:

$$r_g = \frac{d_g}{2} = 3,55 \text{ mm} . \quad (4.1.)$$

Az agy sugara:

$$r_b = \frac{d_b}{2} = 15,95 \text{ mm} . \quad (4.2.)$$

Az előzőekben meghatározott logaritmikus spirális paraméterei és egyenlete:

$$r = r_0 \cdot e^{-k \cdot \theta} , \quad (4.3.)$$

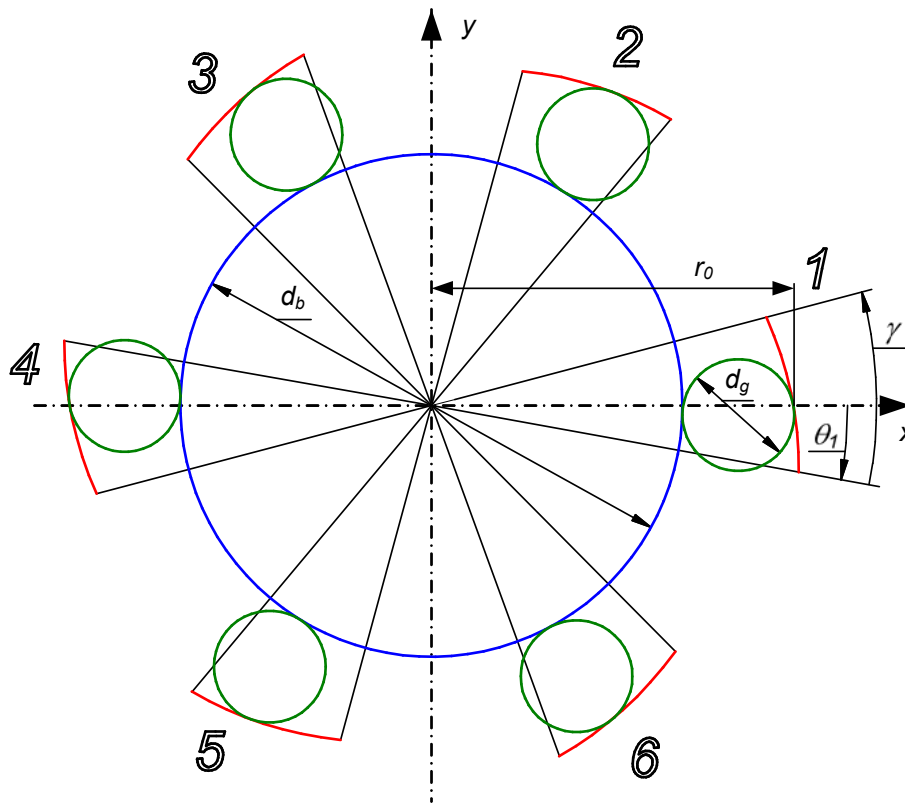
ahol $r_0 = 23,039$ és $k = 0,074$. Az egyenlet szerinti görbe esetén az érintő szöge (β) állandó:

$$\beta = \text{atan} \left(\frac{1}{k} \right) . \quad (4.4.)$$

k behelyettesítésével β értéke $85,768^\circ$.

4.3. A logaritmikus spirális jellemző pontjai

A paraméterek alapján megrajzolható görbe esetén meg kell határozni azt a hasznos tartományt, amelyben a spirálist értelmezzük. Ehhez bevezetjük az alábbi ábra szerinti θ_1 és γ szögeket.



4.1. ábra
Alapparaméterek jelölése

A meghatározott logaritmikus spirális szakaszt 60° -okkal elforgatva a középpont körül megkapjuk a szabadonfutó csillagkerékének profiljait. Ezeket rendre 1 – 6 -ig számokkal jelöljük. A továbbiakban ezekkel a számokkal hivatkozunk az egyes ívek paramétereire.

A 4.1. ábra szerinti logaritmikus spirális ívek külső – legnagyobb sugárhoz tartozó – pontjait az x-y koordináta-rendszerben a következő összefüggésekkel írhatjuk föl:

$$x_{1K} = r_K \cdot \cos(\theta_1) \quad y_{1K} = r_K \cdot \sin(\theta_1)$$

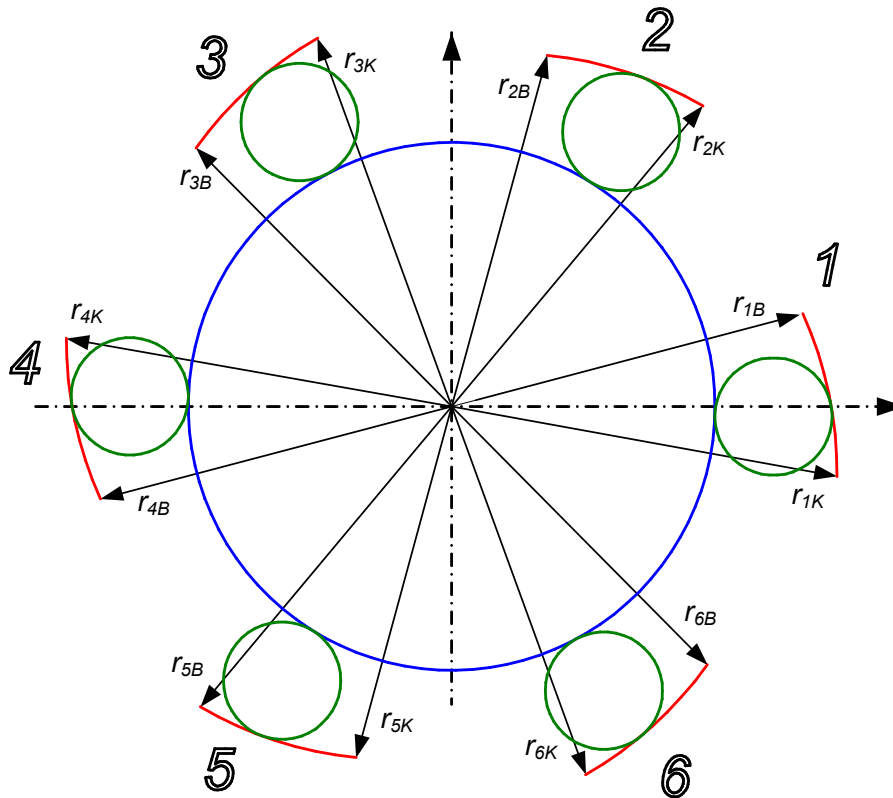
$$\begin{aligned}
 x_{2K} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{\pi}{3}\right) & y_{2K} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{\pi}{3}\right) \\
 x_{3K} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) & y_{3K} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) \\
 x_{4K} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{3 \cdot \pi}{3}\right) & y_{4K} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{3 \cdot \pi}{3}\right) \\
 x_{5K} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{4 \cdot \pi}{3}\right) & y_{5K} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{4 \cdot \pi}{3}\right) \\
 x_{6K} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{5 \cdot \pi}{3}\right) & y_{6K} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{5 \cdot \pi}{3}\right)
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

A képletekben szereplő „ r_K ” értéke az 4.1. ábra szerint számítható:

$$r_K = r_0 \cdot e^{-k \cdot \theta_1} . \tag{4.6}$$

A „ K ” index a külső pontokra utal, a későbbiekben bevezetett „ B ” index pedig a belső pontok jelölésére szolgál. Annak érdekében, hogy a továbbiakban ismertetésre kerülő összefüggések egyszerűbben kezelhetők legyenek, bevezetjük a „ j ” indexet, amely a görbe sorszámára utal ($j = 1 \dots 6$). Ez alapján a (4.5)-ben közölt 12 egyenlet az alábbi 2 formulával írható le:

$$\begin{aligned}
 x_{jK} &= r_K \cdot \cos\left(\theta_1 + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right) \\
 y_{jK} &= r_K \cdot \sin\left(\theta_1 + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right)
 \end{aligned} \tag{4.7}$$



4.2. ábra
Logaritmus spirális külső és belső pontjai

Ezt a rövidebb formát alkalmazzuk a további egyenletek felírásakor is. A választott logaritmikus spirális szakaszok belső pontjai mindezek, valamint a 4.2. ábra jelölései alapján:

$$\begin{aligned} x_{jB} &= r_B \cdot \cos\left(\theta_1 + \gamma + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right) \\ y_{jB} &= r_B \cdot \sin\left(\theta_1 + \gamma + \frac{(j-1) \cdot \pi}{3}\right). \end{aligned} \quad (4.8.)$$

Az „ r_B ” értelmezését a (4.6) analógia alapján az alábbi összefüggéssel adhatjuk meg:

$$r_B = r_0 \cdot e^{-k \cdot (\theta_1 + \gamma)}. \quad (4.9.)$$

A 4.2. ábra mutatja a logaritmikus spirális külső és belső pontjaihoz húzható sugarakat, illetve azok jelölését. A (4.5), illetve (4.7) és (4.8) összefüggések ezen pontok x és y koordinátáit jelentik.

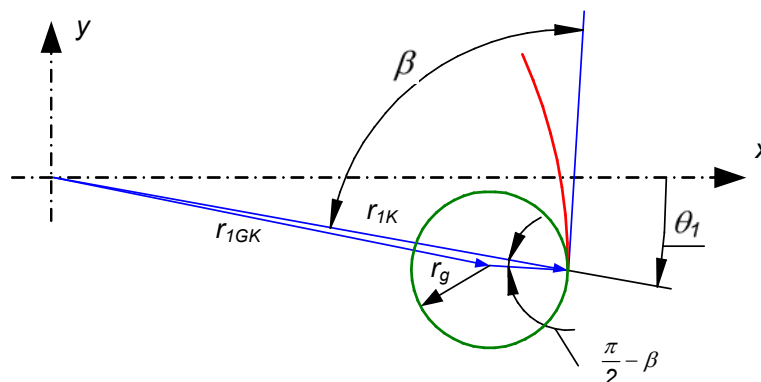
4.4. A görgők szélső helyzetének koordinátái

A gyakorlati és számítógépes szimulációs vizsgálatok tanúsága szerint a szerkezet működtetése során a görgők nem mindig ugyanabban a pontban kapcsolódnak. Egy bizonyos szakaszon belül tetszőlegesen és véletlenszerűen vándorolhatnak a profilgörbe mentén. Ennek az a következménye, hogy az agy középpontja elmozdul az eddig ideálisnak tekintett helyéről, az x - y koordináta rendszer középpontjából. A Solid Edge CAD rendszerrel végzett mozgás-szimulációs vizsgálatok kimutatták, hogy:

- a görgők által felvett kapcsolódási pozíciók egy kétváltozós függvény szerint írhatók le (geometriai kényszerek lekötése után 2 szabadon maradt szabadságfok);
- a legnagyobb középpont eltolódás akkor valósul meg, ha az egyik tetszőlegesen kiválasztott görgőt külső szélső pozícióban helyezük el.

Válasszuk ki önkényesen az „1” görbe külső pontját, és ebben a pontban helyezzük el a görgőt. A görgő középpontja ekkor a 4.3. ábra alapján az alábbiak szerint alakul:

$$\begin{aligned} x_{1GK} &= x_{1K} - r_g \cdot \cos\left[\theta_1 + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right] \\ y_{1GK} &= y_{1K} - r_g \cdot \sin\left[\theta_1 + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right]. \end{aligned} \quad (4.10.)$$



4.3. ábra

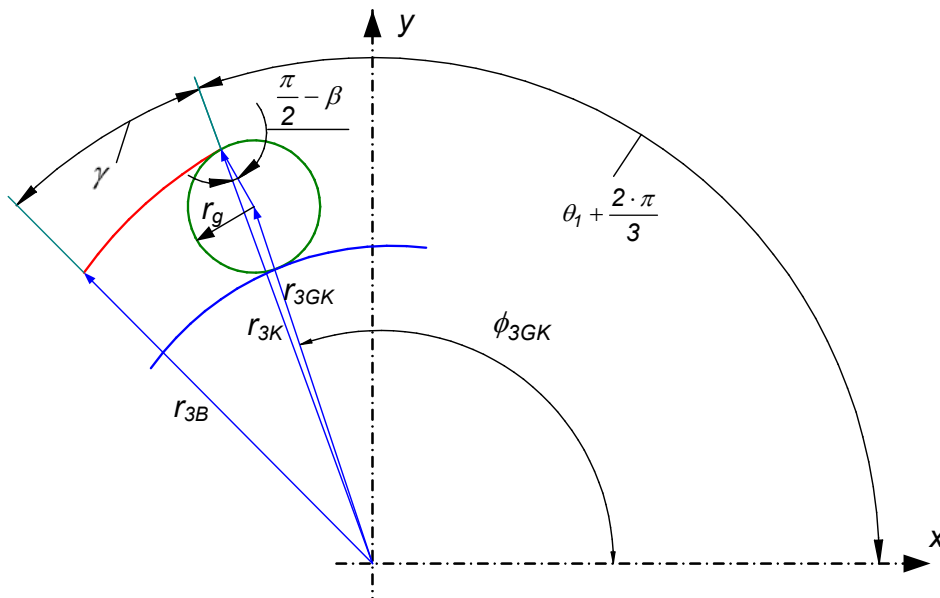
„1” jelű görgő középpontjának koordinátái a külső pontban

Az így kapcsolódási pozícióba hozott görbével a maradék szabadságfokok száma 1-re csökkent. Ezt követően válasszunk egy másik görbét tetszőlegesen. Legyen ez a görbe a „3” jelű. Helyezzünk el egy görgőt ennek a profilnak ugyancsak a külső pontján. A görgő középpontjának koordinátái:

$$\begin{aligned} x_{3GK} &= x_{3K} - r_g \cdot \cos\left[\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right] \\ y_{3GK} &= y_{3K} - r_g \cdot \sin\left[\left(\theta_1 + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right]. \end{aligned} \quad (4.11.)$$

Ennek az érintkezési pontnak a polár-koordinátái a külső ponthoz tartozó aktuális sugár és szög értékkel adhatók meg (4.4. ábra):

$$\begin{aligned} r_{3GK} &= \sqrt{x_{3GK}^2 + y_{3GK}^2} \\ \phi_{3GK} &= \pi + a \tan\left(\frac{y_{3GK}}{x_{3GK}}\right) \end{aligned} \quad (4.12.)$$

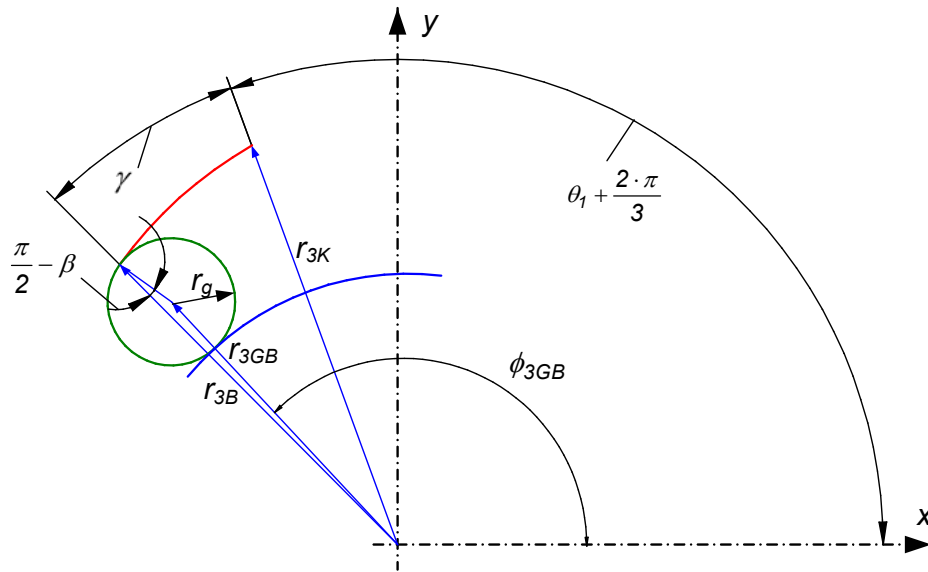


4.4. ábra

„3” jelű görgő középpontjának koordinátái a külső pontban

Amennyiben a „3” jelű görbén a belső ponton helyeznénk el a görgőt, a koordináták az alábbiak szerint alakulnának:

$$\begin{aligned} x_{3GB} &= x_{3B} - r_g \cdot \cos\left[\left(\theta_1 + \gamma + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right] \\ y_{3GB} &= y_{3B} - r_g \cdot \sin\left[\left(\theta_1 + \gamma + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right]. \end{aligned} \quad (4.13.)$$



4.5. ábra

„3” jelű görgő középpontjának koordinátái a belső pontban

Hasonlóan az előzőekhez, a belső ponthoz tartozó aktuális sugár és szög érték (4.5. ábra):

$$r_{3GB} = \sqrt{x_{3GB}^2 + y_{3GB}^2}$$

$$\phi_{3GB} = \pi + a \tan \left(\frac{y_{3GB}}{x_{3GB}} \right). \quad (4.14.)$$

4.5. A középpont-eltolódás mértéke

A továbbiakban a feladat annak meghatározása, hogy ha a „3” jelű görbén a kapcsolódási pontot r_{3GK} és r_{3GB} sugarak között (ϕ_{3GK} és ϕ_{3GB} szögek között) tetszőlegesen kis lépésként „vonszoljuk”, akkor a maradék négy görgőt (2; 4; 5; 6) el tudjuk-e helyezni a szabadonfutó szerkesztett vázlatán a következő feltételek szerint:

- a görgők érintőlegesen csatlakozzanak mind az agy, mind a profilt jelképező ívekhez;
- a görgők érintkezési pontja a megadott γ szöggel jellemzett szakaszon belül helyezkedjen el.

Azt a ϕ szöget, amely esetén mind a négy görgő a megadott feltételeknek megfelelően elhelyezhető, a továbbiakban kedvező megoldásnak tekintjük. Végigpásztázva a kérdéses szakaszt, meg kell határozni a kedvező megoldások közül az agy elméleti középpontjához képest történő eltolódásának mértékét. Ezek közül a legnagyobb érték fogja megadni azt a radiális irányú egytengelyűségi hibát, amely a vizsgált szabadonfutó szerkezetben egy kapcsolódás során maximálisan megvalósulhat.

Mivel a vizsgálat nagy számú matematikai művelet végrehajtását követeli meg, érdemes ezt a számítástechnika adta lehetőségek alkalmazásával elvégezni. Az 5. mellékletben található számítási algoritmus a Mathcad nevű szoftverrel készült. Ez a program alkalmas igen nagy számú matematikai egyenlet paraméteres megoldására, miközben az egyes változók értékeinek módosítását a rendszer azonnal érzékeli, az eredményeket pedig akár táblázatos formában, akár diagramban képes megjeleníte-

ni. Az algoritmus gyakorlati elkészítésének lépései nem képezik részét ennek a munkának, itt csak a matematikai formulák értelmezését közöljük.

A ϕ_{3GK} és ϕ_{3GB} szögek közötti tartomány tetszőlegesen kis lépésekkel vizsgálható. Osszuk föl ezt 100 egyenlő részre (i). Jelölje az éppen aktuális pozíciót „ v ”. Ennek megfelelően a v_i az i -dik lépés aktuális szöge (4.15.).

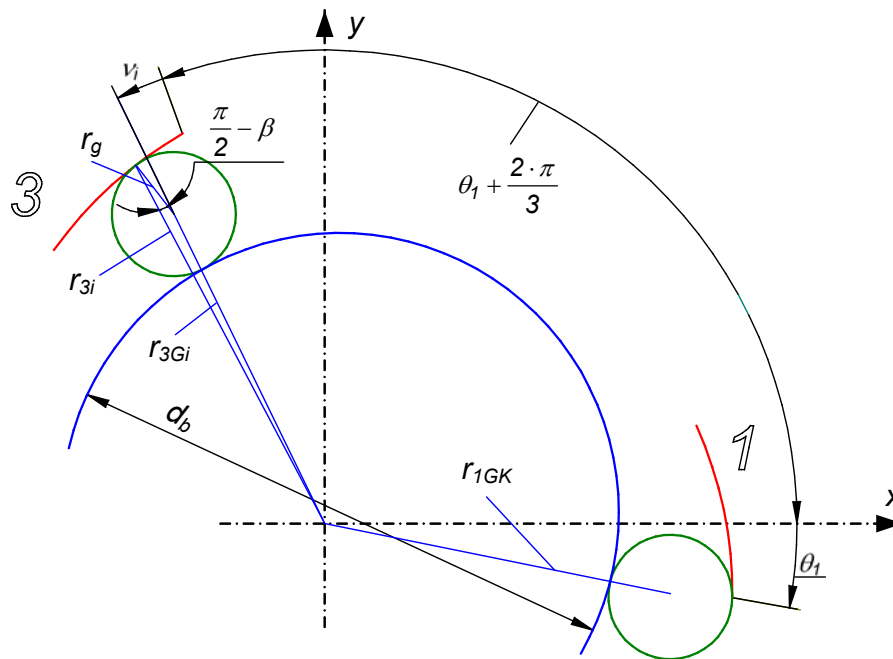
$$v_i = \frac{\phi_{3GB} - \phi_{3GK}}{100} \cdot i. \quad (4.15.)$$

Ekkor a „3” –al jelölt görgőn az érintkezési ponthoz húzható sugár nagysága a polár-koordinátás rendszerben:

$$r_{3_i} = r_0 \cdot e^{-k(\theta_1 + v_i)}. \quad (4.16.)$$

Ennek az érintkezési pontnak a Descartes-féle koordináta-rendszerbeli x - y koordinátái a 4.6. ábra szerint:

$$\begin{aligned} x_{3_i} &= r_{3_i} \cdot \cos\left(\theta_1 + v_i + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) \\ y_{3_i} &= r_{3_i} \cdot \sin\left(\theta_1 + v_i + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right). \end{aligned} \quad (4.17.)$$



4.6. ábra

A görgő érintkezési pontja az i -dik lépésben

A 4.6. ábra jelöléseit alkalmazva a „3”-as profilgörbéhez érintőlegesen csatlakozó görgőt jelképező kör középpontjának x - y koordinátái az aktuális v_i szög függvényeként felírhatók:

$$\begin{aligned} x_{3G_i} &= x_{3_i} - r_g \cdot \cos\left[\left(\theta_1 + v_i + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right] \\ y_{3G_i} &= y_{3_i} - r_g \cdot \sin\left[\left(\theta_1 + v_i + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right]. \end{aligned} \quad (4.18.)$$

Ebben az érintkezési pontban kell meghatározni az agyat jelképező (kék színnel jelölt) kör középpontjának x-y koordinátáit, valamint azt a távolságot, amely a koordináta-rendszer origójától eddig a középpontig mérhető. A feladat elvégzéséhez kössük össze a két görgő („1”-es és „3”-as jelű) középpontját (4.7. ábra). Ezt az egyenest jelöljük a továbbiakban „ t_{13} ”-al. Ennek az összekötő egyenesnek az iránytangense az ismert végpontok x-y koordinátái alapján egyszerűen felírható:

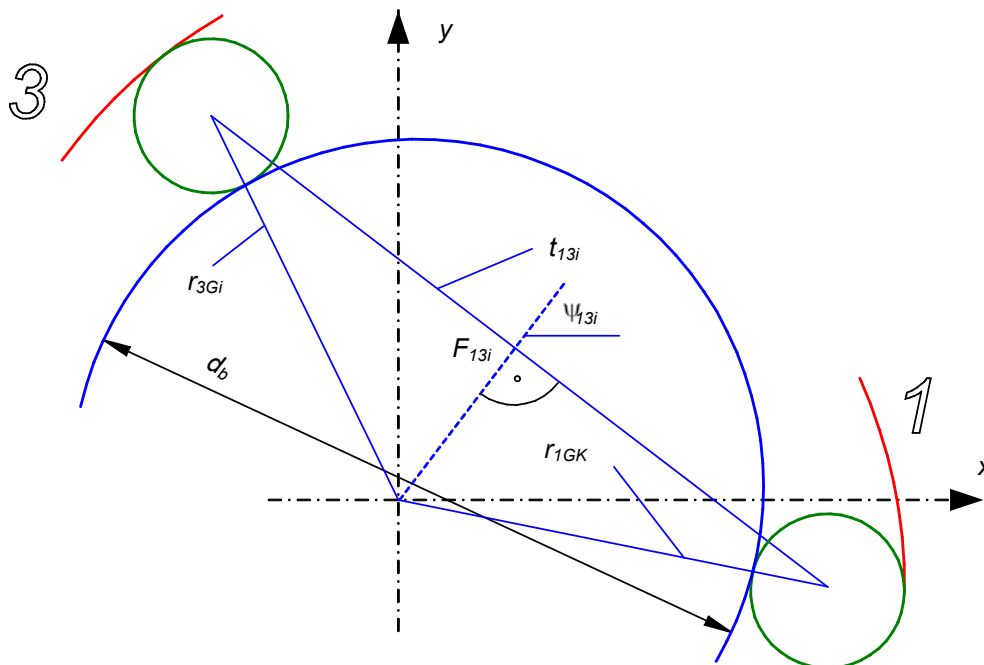
$$m_{13_i} = \frac{y_{3G_i} - y_{1GK}}{x_{3G_i} - x_{1GK}}. \quad (4.19.)$$

A t_{13} egyenes felezőpontja „ F_{13} ” ugyancsak az ismert végpontok ismeretében:

$$x_{F_{13_i}} = \frac{x_{1GK} + x_{3G_i}}{2}$$

$$y_{F_{13_i}} = \frac{y_{1GK} + y_{3G_i}}{2}. \quad (4.20.)$$

(Megjegyzés: Az összefüggésekben szereplő „ i ” index az i -dik lépést szimbolizálja.)



4.7. ábra

A középpont-eltolódás meghatározás módszere

Amennyiben a két görgő-középpontot összekötő egyenes F_{13} középpontjára merőlegest állítunk (4.7. ábra), annak meredeksége:

$$M_{13_i} = \frac{-1}{m_{13_i}}. \quad (4.21.)$$

A meredekségből az x tengellyel bezárt szög kifejezhető:

$$\psi_{13_i} = \arctan(M_{13_i}) \quad (4.22.)$$

A középpont-eltolódás mértékének meghatározása során jó ellenőrzési lehetőséget jelent, ha ismerjük a felezőpontra állított merőleges egyenletét. Ehhez a meredekségen túl ezen egyenes y tengellyel való metszéspontjának ismerete is szükséges (b_{13}):

$$b_{13_i} = -M_{13_i} \cdot x_{F13_i} + y_{F13_i} \cdot (4.23.)$$

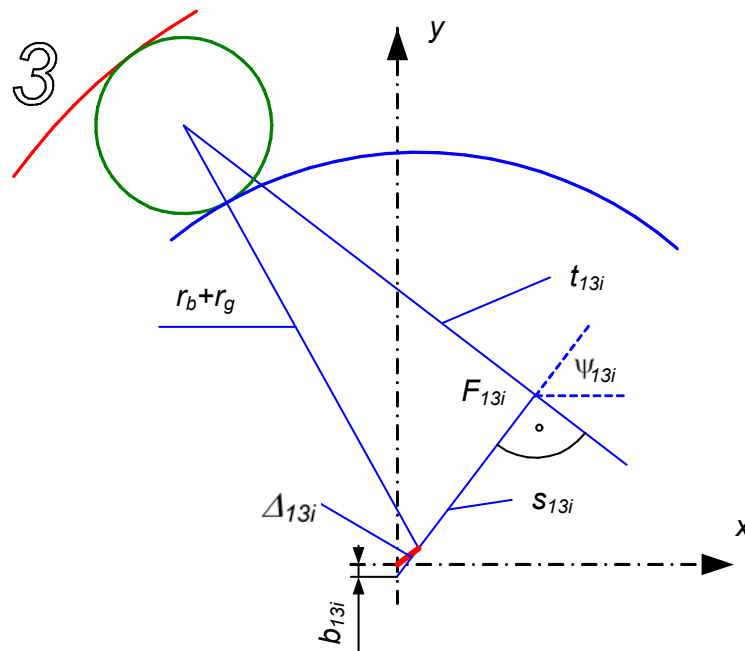
Az így meghatározott két számított paramétert a Solid Edge tervező rendszerben készített modellel összevetve, a számítás bármely tetszőleges i -dik lépésben egyszerűen leellenőrizhető.

Az agy középpont koordinátáinak ismeretéhez szükség lesz a két görgő középpontját összekötő t_{13} húr hosszára, amely az előzőekben alkalmazott jelölésekkel (4.7. ábra):

$$t_{13_i} = \sqrt{(x_{1GK} - x_{3G_i})^2 + (y_{1GK} - y_{3G_i})^2} \cdot (4.24.)$$

A 4.8. ábra szerinti derékszögű háromszögből (melyet a görgő középpontja, a t_{13} húr F_{13} felezőpontja és az agy geometriai kényszerek által meghatározott középpontja alkot) az s_{13} szakasz Pithagorasz-tétel alkalmazásával számítható:

$$s_{13_i} = \sqrt{(r_b + r_g)^2 - \left(\frac{t_{13_i}}{2}\right)^2} \cdot (4.25.)$$



4.8. ábra

A középpont-eltolódás meghatározása

Az agy középpontjának koordinátái mindezek ismeretében:

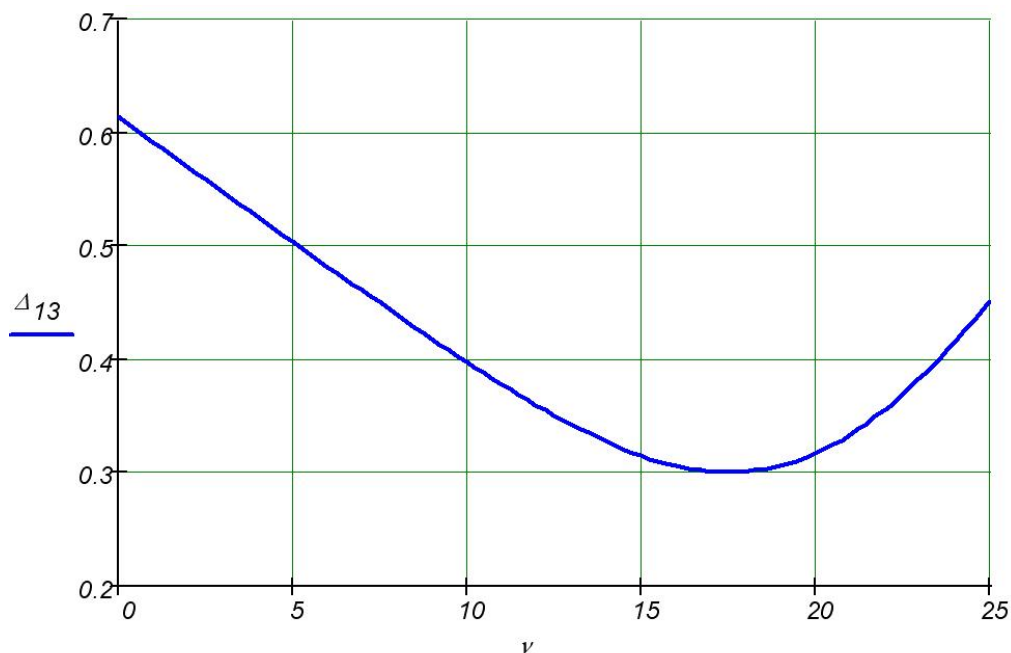
$$\begin{aligned} x_{0_i} &= x_{F13_i} - s_{13_i} \cdot \cos(\psi_{13_i}), \\ y_{0_i} &= y_{F13_i} - s_{13_i} \cdot \sin(\psi_{13_i}). \end{aligned} \quad (4.26.)$$

A 4.8. ábra szerinti (origóból induló pirossal jelzett egyenes) középpont-eltolódás mértéke az i -dik lépésben:

$$\Delta_{13_i} = \sqrt{x_{0_i}^2 + y_{0_i}^2} \cdot (4.27.)$$

Az „ i ” lépésközzel végigpásztázva a kérdéses tartományt, a kapott Δ_{13} értékek diagramban a v szög függvényében megjeleníthetők (4.9. ábra).

Ahhoz azonban, hogy megállapíthassuk a lehetséges maximális előforduló Δ_{13} eltolódás mértékét, a 4.9. ábra szerinti diagramból ki kell szűrni azokat a megoldásokat, amelyek valóban megvalósulhatnak. Ehhez egy új működési feltételt kell bevezetni. E szerint csak és kizárólag akkor fogadhatunk el a „3”-as jelű profilon egy görgőpozíciót, ha az eddig nem vizsgált „2”, „4”, „5” és „6” jelű profilon is az adott γ szögtartományon belül elhelyezhetők a görgők az előzőekben már részletezett érintő geometriai kényszerrel. Amennyiben az adott profilon a jelzett γ szögtartományon kívül van a profil és a görgőt jelképező kör érintkezési pontja, úgy azt a megoldást el kell vetni. Ez alapján – feltételezésünk szerint – a 4.9. ábra szerinti diagramnak csak egy rész-tartománya fog az elfogadható megoldások közé tartozni. A maximálisan előforduló középpont-eltolódást ezen rész-tartomány legnagyobb értéke fogja jelenteni.



4.9. ábra
A középpont-eltolódás a ν függvényében

4.6. Az elfogadható megoldások keresése

Az előzőekben ismertetett feltétel szerinti elfogadható megoldások kereséséhez ismerni kell a „2”, „4”, „5” és „6” görbék szélső pozícióiban („K” és „B” pontokban) elfoglalt helyeken a görbék középpontjait. Ehhez a már bevezetett „j” indexet alkalmazzuk, mely itt a $j = 2, 4, 5$ és 6 értékeket veheti föl. Az egyes görgők középpontjainak koordinátái abban az esetben, ha azok a logaritmikusan spirális profil „K” külső pontjain érintkeznek:

$$x_{jGK} = x_{jK} - r_g \cdot \cos \left[\left(\theta_1 + (j-1) \cdot \frac{\pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right],$$

$$y_{jGK} = y_{jK} - r_g \cdot \sin \left[\left(\theta_1 + (j-1) \cdot \frac{\pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right]. \quad (4.28.)$$

Hasonlóan, ha az egyes görgők a logaritmikusan spirális profil „B” belső pontjain érintkeznek:

$$\begin{aligned}
 x_{jGB} &= x_{jB} - r_g \cdot \cos \left[\left(\theta_1 + \gamma + (j-1) \cdot \frac{\pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right], \\
 y_{jGB} &= y_{jB} - r_g \cdot \sin \left[\left(\theta_1 + \gamma + (j-1) \cdot \frac{\pi}{3} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \right].
 \end{aligned}
 \tag{4.29.}$$

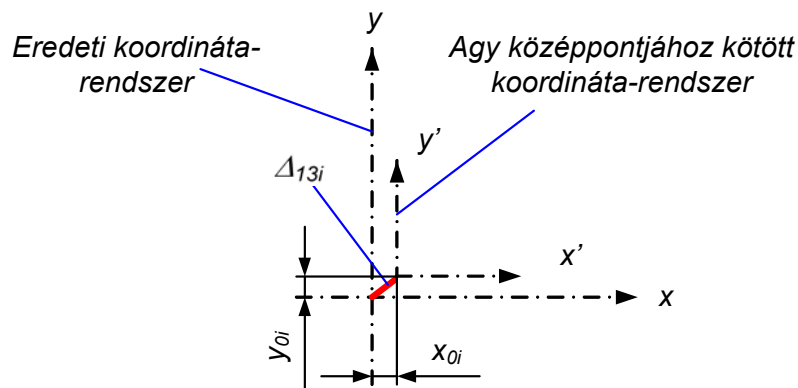
Az így kapott pontok az eredeti derékszögű koordináta-rendszerben kerültek felírásra. Az agy középpontja azonban közben egy Δ_{13} értékkel ($x_0; y_0$) elmozdult az eredeti, ideálisnak tekintett origóból. Ezért a fenti (4.28) és (4.29) összefüggésekkel megadott görgő-középpontokat az új, az agy középpontjába helyezett $x'-y'$ koordináta-rendszerbe kell áthelyezni (4.10. ábra). Mivel ez a rendszer csak egy x_0, y_0 értékű eltolást jelent, ezért a transzformálás az alábbi egyenletek szerint alakul:

– Külső pontok x - y transzformált koordinátái:

$$\begin{aligned}
 x_{jKtr_i} &= x_{jGK} - x_{0i}, \\
 y_{jKtr_i} &= y_{jGK} - y_{0i}.
 \end{aligned}
 \tag{4.30.}$$

– Belső pontok x - y transzformált koordinátái:

$$\begin{aligned}
 x_{jBtr_i} &= x_{jGB} - x_{0i}, \\
 y_{jBtr_i} &= y_{jGB} - y_{0i}.
 \end{aligned}
 \tag{4.31.}$$



4.10. ábra
Koordináta-rendszer transzformáció

Ez az $x'-y'$ koordináta-rendszer origójából induló sugár szempontjából a logaritmus spirális szakasz külső és belső pontjára vonatkozóan a következőt jelenti:

$$\begin{aligned}
 r_{jKtr_i} &= \sqrt{x_{jKtr_i}^2 + y_{jKtr_i}^2}, \\
 r_{jBtr_i} &= \sqrt{x_{jBtr_i}^2 + y_{jBtr_i}^2}.
 \end{aligned}
 \tag{4.32.}$$

A „j” index itt is a „2”, „4”, „5” és „6” jelű görgőkre, illetve spirális profilokra vonatkozik.

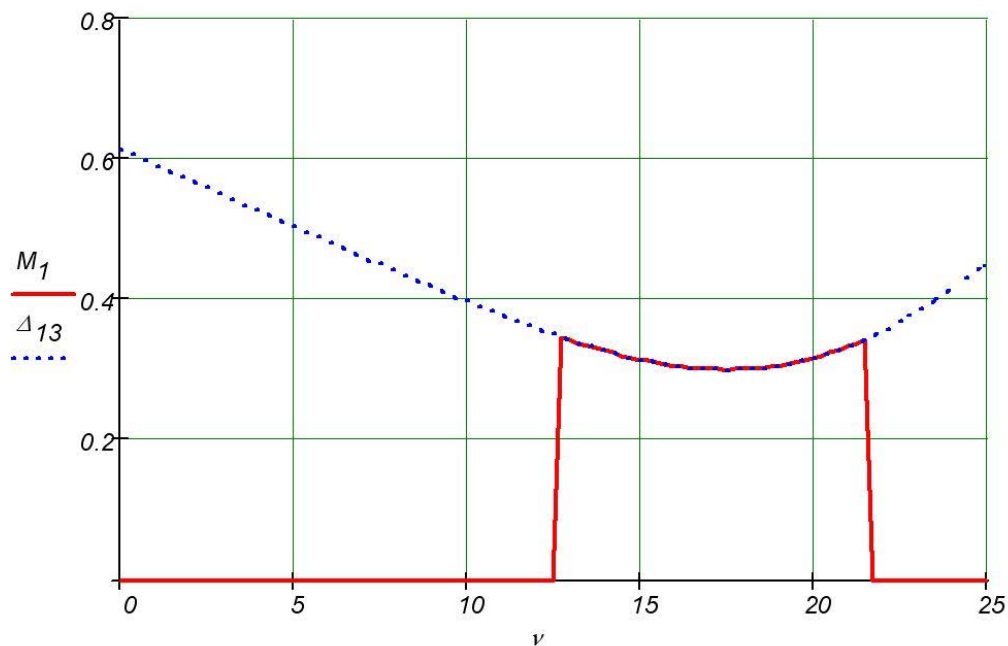
Kedvezőnek tekinthető az a megoldás, ha kivétel nélkül mind a 4 esetben a görgő érintkezési pontja a logaritmus spirális profilgörbe γ szöggel megadott szakaszán található. Ez akkor valósulhat meg, ha az agy és görgő sugarának összege számérték szerint az adott görbe külső és belső szélsőhelyzetét meghatározó sugár közé esik. Ezt mind a négy görgő középpontra vonatkozóan meg kell vizsgálni. Az egyszerűbb felírás érdekében „R” jelölje a görgő és agy sugarának összegét:

$$R = r_b + r_g. \quad (4.33.)$$

Eszerint a vizsgálat feltétele:

$$r_{jKtr_i} \geq R \geq r_{jBtr_i}, \quad (4.34.)$$

ahol a korábban ismertetettek szerint a „j” index a „2”, „4”, „5” és „6” jelű görgőkre vonatkozik, az „i” index pedig a „3” jelű görgőn a tetszőleges számú és finomságú lépéseket (jelen esetben $i = 1..100$) jelenti. Ha mind a 4 görgő esetén az adott tartományon belül van az „R” értéke, akkor azt lehetséges megoldásnak tekintjük. Jelölje ezeket a megoldásokat az $M_1(v)$ függvény. Ennek a függvénynek csak kedvező esetben van nullától különböző értéke. Ekkor ez az érték legyen a Δ_{13} . Az M_1 megoldásfüggvényt az alábbi (4.11. ábra) mutatja.



4.11. ábra

A középpont-eltolódás mértéke és a kedvező esetek a v függvényében

Ennek a függvénynek a maximális értékét meghatározva megkapjuk azt a középpont-eltolódást, amely egy kapcsolódás során véletlenszerűen maximálisan létrejöhethet. Ez a forgásirány-kapcsoló agy és ház között kialakuló maximális egytengelyűség-hibáját jelenti abban az esetben, ha a kezdeti feltételnek megfelelően a szerkezetbe rugókat nem építünk be.

Konkrét esetre vonatkozóan elvégezve a számítást (5. melléklet), ennek értéke:

$$C = 0,346 \text{ mm}. \quad (4.35.)$$

4.7. A vizsgálatból levont következtetések

A számított eredmény természetesen csak tájékoztató jellegű, hiszen a nagyságát jelentős mértékben meghatározza többek között a vizsgálat elején felvett $\theta_1 = -10^\circ$. A számérték nagyságrendje azonban figyelemre méltó abban a vonatkozásban, hogy az agy tulajdonképpen a kapcsolódó fogaskerékpár egyik tagja. Tapasztalat szerint gépészetileg elfogadható fogkapcsolódás ilyen mértékű tengelytáv-szórás esetén nem jöhet létre.

A feltételezés, mely szerint egy tetszőleges görgő az adott logaritmikus spirális szakasz egy szélső pontján kapcsolódik, csak rugó nélküli szerelésben jöhet létre. A rugók hatására a szabadonfutás üzemállapotban jelentős súrlódó nyomaték ébred. Ez hosszabb távon káros melegevést eredményez, és adott esetben a szerkezet károsodásához vezet. Normál üzemi viszonyok között azonban a rugók biztosítják a csillagkerék és az agy olyan mértékű egytengelyűségét, mely az agy felületén kialakított fogaskerék és a gépjármű lendítőkerekén kialakított fogaskoszorú megfelelő kapcsolódását biztosítja.

A rugóval szerelt egység egytengelyűsége csak mérésel határozható meg pontosan. A nagyságrendekkel kisebb mértékű, maradó radiális irányú ütés a csillagkerék és az agy között ezekben a szerkezetekben konstrukciós okok miatt nem szüntethető meg, ezért [15] szakirodalomban – az egytengelyűség biztosítása érdekében – golyócsapágyakkal kombinált konstrukciókat találunk.

4.8. Megfogalmazható új eredmény

Megvizsgáltam a külső csillagkerekes görgős szabadonfutókba épített rugók szerepét. Eszerint a rugók által kifejtett közel állandó és közel azonos rugóerő biztosítja a külső és belső gyűrű viszonylagos egytengelyűségét.

A rugók károsodása (törés, kilágyulás) esetén az agy központosítását a görgők véletlenszerű elhelyezkedése adja. Ennek eredménye az agy excentricitása, amely a fogaskerékpár kapcsolódása során a tengelytáv és a foghézag ciklikus változását okozza, amiből befeszülés, fogtörés adódhat.

5. Görgős szabadonfutók szilárdsági számítása

Jelölésjegyzék

A	felvett állandó
b_b	az érintkezési téglalap fél szélessége vonalszerű érintkezés esetén
d_b	belső gyűrű átmérője
E_b	belső gyűrű anyagára jellemző rugalmassági modulus
E_g	görgő anyagára jellemző rugalmassági modulus
E_k	csillagkerék anyagára jellemző rugalmassági modulus
E_{rb}	redukált rugalmassági modulus a görgő és a belső gyűrű között
F_A	az „A” pontban ható normál irányú erő ideális rugóerő irány esetén
F_{Av}	az „A” pontban ható tényleges normál irányú erő
F_B	a „B” pontban ható normál irányú erő ideális rugóerő irány esetén
F_{Bv}	a „B” pontban ható tényleges normál irányú erő
F_C	a „C” pontban ható normál irányú erő ideális rugóerő irány esetén
F_{Cv}	a „C” pontban ható tényleges normál irányú erő
F_{cf}	centrifugális erő
F_{cfA}	centrifugális erő komponens az „A” pontban
F_{cfC}	centrifugális erő komponens a „C” pontban
F_n	normál irányú erő
F_r	rugóerő
$F_{r nA}$	rugóerő komponens az „A” pontban
$F_{r nB}$	rugóerő komponens a „B” pontban
k	a logaritmikus spirális paramétere
l_{eff}	az érintkező felületek hossza
l_g	görgő hossza
m_g	görgő tömege
M	terhelő nyomaték
p_{m_max}	megengedett maximális érintkezési nyomás
$p_{max b}$	a felületi nyomás maximuma a belső gyűrű és a görgő között
$p_{max k}$	a felületi nyomás maximuma a csillagkerék és a görgő között
r_b	agy sugara
r_g	görgő sugara
z	görgőszám
α	kapcsolószög
β	a logaritmikus spirális érintőszöge
κ	ideális iránytól való eltérés szöge
ν_b	belső gyűrű anyagára jellemző Poisson tényező
ν_g	görgő anyagára jellemző Poisson tényező
ν_k	csillagkerék anyagára jellemző Poisson tényező
$\Sigma\rho_{b_g}$	a főgörbületek összege a belső gyűrű és a görgő esetén
$\Sigma\rho_{g_k}$	a főgörbületek összege a csillagkerék és a görgő esetén
ρ	görbületi sugár
ρ_k	a logaritmikus spirális görbületi sugara
θ	a logaritmikus spirális szögparamétere
ξ	keménységtől függő korrekciós tényező

5.1. Bevezetés

A gyártó és a felújító cégek rendszerint az általuk kibocsátott szabadonfutók idő előtti tönkremenetelére panaszkodnak. Ebben a fejezetben feltérképezzük az esetleges meghibásodási formákat, megvizsgálva a szerkezet működése közben fellépő erőket, azok lehetséges káros hatását. Külön kitérünk a méretezés alapját képező szilárdsági számításra, amely a névleges terhelő nyomatokra vonatkozóan ad felvilágosítást.

A cél egy konkrét berendezés vagy gép (nem feltétlen gépjármű indítómotor) túlfűtés elleni védelmének megvalósítása, néhány bemenő paraméter ismeretében. Ehhez úgy kell megtervezni a szabadonfutót, hogy az adott üzemi viszonyoknak megfeleljen, illetve a feladatát egy adott életciklus alatt megfelelően, lehetőleg karbantartás nélkül üzembiztosan ellássa.

5.2. Tönkremenetel lehetőségei

Mind a köznapi szóhasználatban, mind a műszaki szaknyelvben a görgős szabadonfutók leggyakrabban említett hibája a megcsúszás. Ezen kívül előfordulhat még az agy végén kialakított fogaskerék károsodása. A fogaskerék csak a szerkezet nyomatóktovábbító eleme, és valójában nem képezi a szabadonfutó részét, a forgásirány-kapcsoló működésére nincs közvetlen hatással. Joggal élhetünk azzal a feltételezéssel, hogy a tervezéskor ennek a résznek a pontos vizsgálatát elvégezték. A fogaskerék meghibásodás lehetséges formáiról a továbbiakban csak érintőlegesen teszünk említést.

5.2.1. Fogaskerék károsodása

Az agy végén kialakított fogaskerék az indítási folyamat alatt a gépjármű robbanómotor kimenő tengelyén található fogaskoszorúval kapcsolódik. A fogaskerekek jellemző tönkremeneteli formája a fogtő és a fogfelületek kifáradása. Gépjármű indítómotorok fogaskerék kapcsolatára jellemző a rövid ideig tartó, szakaszos üzemeltetéssel párosuló igen intenzív dinamikus hatás. Ebből kifolyólag ez a hajtómű némileg különbözik a megszokott fogaskerék-hajtásoktól. A szakirodalmat áttekintve azonban nem találtunk olyan számítási módszert, amely kimondottan ilyen extrém feltételekre vonatkozna.

A fogaskerékpár károsodásának vizsgálatakor tekintettel kell lenni arra, hogy a tervezés szakaszában a hajtómű viselkedése csak közelítőleg becsülhető, pontos képet csak üzemszerű terhelés közben kaphatunk. A fogaskerekekre vonatkozóan alapvetően két számítási módszert ismertet a szabvány ([7], [25]), nevezetesen a fogfelületi igénybevétel számítását, valamint a fogtő igénybevételére való méretezést.

Mivel a gépjárművek esetén az indítómotorok összműködési ideje, illetve működési ciklusszáma nem túlságosan nagy, a fogaskerék-hajtás esetén feltehetően nem a fogfelület kifáradás lesz a mértékadó, hanem a fogtő tönkremenetele, hiszen az egyetlen túlterhelés következtében is bekövetkezhet. Mivel az agy végén kialakított fogaskerék és a fogaskoszorú fogszámviszonya meglehetősen nagy (típustól függően lehet 10-15), várhatóan a fogfelület kifáradása a kisebb fogszámú keréken (a szabadonfutóval egybeépített keréken) sokkal számottevőbb lesz.



5.1. ábra
Károsodott fogaskerekek

Fogaskerék fogfelületi igénybevételének számítása

A fogaskerekek fogfelületi teherbírásának azt a terhelést nevezzük [10] szerint, amelynek hatására a fog felületén nem jön létre gödrösödés (pitting). A valóságban a ténylegesen ható, időben változó terhelés valamilyen eredőjének meghatározása a cél. A pitting elkerülésének számítási alapját a Hertz-elmélet képezi, ezt egészítik ki az egyes számítási módszerekben a különböző tényezők, melyek a valóság mind pontosabb leírására törekednek. A szakirodalomban található elméletek mögött igen nagy darabszámú kísérletsorozat húzódik. A fogfelületi teherbírás számításakor figyelembe lehet venni csaknem valamennyi befolyásoló tényezőt.

A számítási módszerek közül Magyarországon Niemann professzor 1965-ös méretezési eljárása és a Dudley-féle, európai felhasználásra átdolgozott méretezési rendszer terjedt el széles körben [10]. Ezek képezik az alapját azoknak a szabványoknak, amelyekkel a fogaskerék számítás elvégezhető (DIN 3990-87, ISO 6336-2006).

A fogaskerék túlterhelésének következménye, hogy a fogak felületén apró gödrök keletkeznek. A gödrök hatására kialakuló feszültségcsúcsok a fogak repedéséhez, illetve töréséhez vezethetnek.

Ha a gépjárművek indítómotor szabadonfutóit vizsgáljuk, akkor a szerkezet teljes élettartama alatti működési ciklusszám alatta marad a méretezés alapját képező – a pittingesedés kialakulásának megfelelő – 10^7 értéknek. Az említett esetben átlagosan napi 3 indítással számoltunk, 1 indításra maximálisan 5 másodpercet véve. Bár az elvégzett kalkuláció csak tájékoztató jellegű adatokat, illetve eredményeket tartalmaz, extrém esetben (taxi, autóbusz esetén) ezen értékek a megadottaktól jelentősen eltérhetnek, kijelenthetjük, hogy a megfelelő üzemi körülmények között a fogfelület tönkremenetele nem valószínűsíthető.

Fogaskerék fogtő igénybevételének számítása [10]

A fogaskerekek fogtő-teherbírása az a terhelés, amelynek hatására a fogtőben nem következik be törés, repedés a hajtómű üzemeltetése során. A fogtörés a hajtómű azonnali üzemképtelenségét okozza. Ilyen esetben a hajtóművet haladéktalanul le kell állítani, hiszen sok esetben komoly veszélyforrás lehet a szerkezet többi részére vonatkozóan is. A számítási módszerek a fogtőben keletkező helyi feszültséget a hajlítófeszültség és a feszültség-koncentráció, valamint a foghajlás-szögének figyelembevételével állapítják meg. Evolvens fogazatú hengeres-kerekek fogtő-teherbírása kellő pontossággal számítható, figyelembe tudjuk venni csaknem valamennyi tényezőt, amely a fogtő teherbírását befolyásolja. Az így meghatározott fogtőben keletkező feszültség nem haladhatja meg a megengedhető feszültség nagyon gondosan megállapított értékét.

5.2.2. Tengelykapcsoló megcsúszása

Korábban már rámutattunk arra, hogy a görgős szabadonfutók működése nem függ a terheléstől, hanem csak a geometriától, valamint az agy, illetve a csillagkerék és a vele érintkezésben lévő görgő közötti súrlódási tényezőtől. Ebből következik, hogy a görgős szabadonfutók megcsúszása alapvetően az alábbi okokra vezethető vissza:

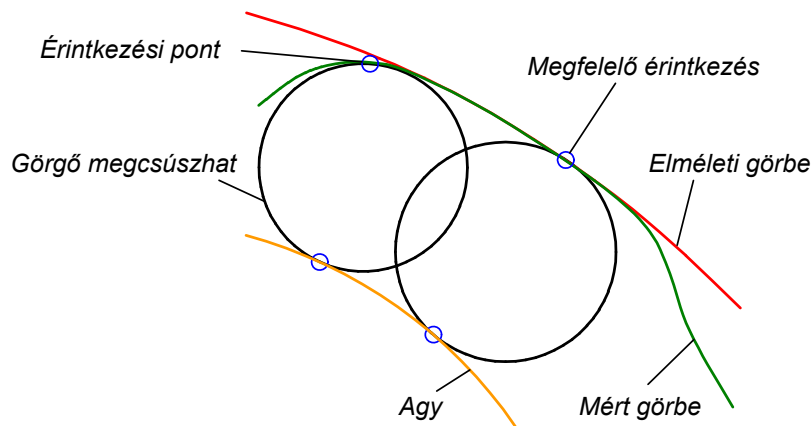
- Amennyiben a szerkezet olyan mértékű túlterhelést kap, amely hatására az érintkező felületek geometriája akkora maradó alakváltozást szenved, hogy a szerkezet működésének elemzésekor definiált zárószög növekedése egy bizonyos határt meghalad, a görgő a belső gyűrűn megcsúszhat. A túlterhelés mértékére vonatkozóan valós szerkezeten történő kísérleteket végeztünk. A mérések tanúsága szerint a névleges nyomaték 10-szeresénél az alakváltozás már szabad szemmel is jól látható volt, megcsúszás azonban még ekkor sem következett be.
- A túlterhelési vizsgálatok során előfordult olyan eset is, amikor a csillagkerék palástirányú repedése okozta a szerkezet csúszását. Az ilyen típusú meghibásodások is csak jelentős túlterhelés – a névleges nyomaték 10-15-szöröse – esetén fordultak elő.
- A palástirányú repedés másik oka lehet az ismétlődő igénybevétel okozta fáradt törés. A repedés megindulásakor ilyen esetben a szerkezet általában még nem károsodik olyan mértékben, amely a működést lehetetlenné tenné. A fáradt törésre jellemző jellegzetes töretminta ezért elmosódott, elkenődött képet mutat, így ennek bizonyítása csak precíz anyagvizsgálati módszerekkel lehetséges. (Megjegyzés: A vizsgálatokra kapott, használt szabadonfutók majd 25 %-a esetén tapasztaltuk a csésze belülről kiinduló repedését (5.2. ábra). A repedés szinte minden egyes csésze esetén ugyanazon a vonalon fut.)



5.2. ábra
Elrepedt csészék

- Egy másik meghibásodási forma, amikor a használat során a szerkezet elemeinek (görgő és agy) kopása olyan mértékű méretváltozást eredményez, hogy a kapcsolódás már nem a logaritmikus spirális görbén történik, ami szintén a zárószög drasztikus növekedését eredményezi. Megjegyzendő, hogy a csillagkerék kopása nem számottevő, hiszen kapcsolási üzemben az elemek között egyáltalán nincs

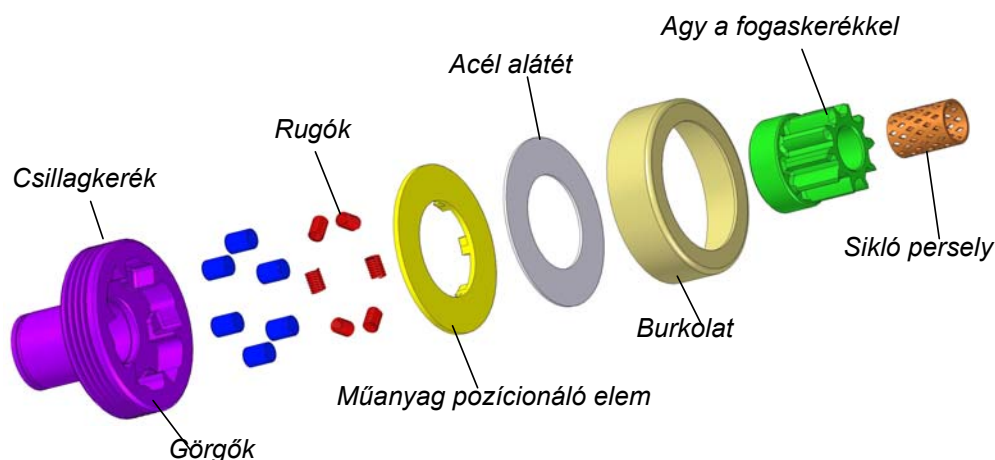
relatív sebességkülönbség, szabadonfutás üzemben is csak az agy és a görgő közötti elmozdulás jelentős. Ilyen meghibásodásra azonban a vizsgálatok során nem találtunk egyetlen gyakorlati példát sem. Ennek oka a gépjárműipari alkalmazás szakaszos, rövid idejű, viszonylag ritka működtetése (indítási folyamat). Más berendezésekben, ettől eltérő működtetési feltételek során az ilyen típusú meghibásodással is számolni kell.



5.3. ábra

A kapcsolódás nem a logaritmus spirális görbén történik

- A kopás során leváló anyagrészek, illetve egyéb szennyeződés a kenőanyagban szintén káros következményekhez vezet. Ennek időben való detektálása, valamint a szerkezet tisztítása és a kenőanyag cseréje biztosíthatja a hosszú ideig tartó biztonságos működést.
- A szerkezet megcsúszása akkor is bekövetkezhet, ha valamilyen külső körülmény folytán az elemek közötti súrlódási tényező értéke lecsökken.
- A megvizsgált szerkezetek döntő többségénél azonban a megcsúszást egy más egység, nevezetesen a mágneskapcsoló hibája okozta. A mágneskapcsoló feladata az, hogy a robbanómotor beindulását követően oldja a fogaskerék kapcsolatot, megszüntetve a szabadonfutás üzemállapotot. Amennyiben ez nem történik meg, a szabadonfutóban az agy a robbanómotor fordulatszámának megfelelő nagy kerületi sebességgel csúszik a gördülőelemeken.



5.4. ábra

Műanyag távtartó és pozicionáló elem görgős szabadonfutóknál

Ez viszonylag rövid idő alatt jelentős hőfejlődést eredményez, amely bizonyos típusú forgásirány-kapcsolókban található távtartó és pozícionáló műanyag elemek megolvadását eredményezi (5.4. ábra szerinti, sárga színű, hőre lágyuló műanyag elem (Típusjel: Bosch 1 006 209 908.)). Az ömledék a csillagkerék belső terébe kerül. Kihűlve és megszilárdulva a következő újraindításkor megakadályozza a görgőt abban, hogy a ház és az agy közötti szűkülő részbe ékelődve nyomatékátvitelre alkalmas pozícióba kerüljön. Megtisztítva a beolvadt műanyagtól ezeket a szerkezeteket, működésük minden esetben ismét kifogástalan lett.

- A mágneskapcsoló hibájából adódó hőfejlődés a szerkezetbe épített rugókra is hatással lehet. Előfordulhat a rugók kilágyulása, melyek ezért nem képesek kapcsolódási pozícióban tartani a görgőket. A forgás közben fellépő centrifugális erő a görgőket kifelé röpítve meggátolja a kapcsolódást. Ennek a jelenségnek az ismeretelésére a továbbiakban részletesen kitérünk.
- Az ismételt mechanikai igénybevétel következtében több szabadonfutónál tapasztalt jelenség, hogy a beszerelt műanyag elemek eltörnek, a darabok beékelődnek a szerkezetbe, megakadályozva a kapcsolást (5.5. ábra).



5.5. ábra
Összetört műanyag elemek

5.2.3. Egyéb hibák

Az egyéb hibákhoz sorolható a fogaskerék furatában elhelyezett bronz vezető persely kopása, amely ugyan még nem jelent működésképtelen szerkezetet, de a hiba elhanyagolása idővel a fogkapcsolódásban bekövetkező intenzív és drasztikus tönkremenetelhez vezethet.

Összegezve elmondható, hogy a görgős szabadonfutók tervezésekor a mértékadó terhelést a felületek (agy és görgő, valamint görgő és ház) közötti érintkezési feszültség alapján számíthatjuk ki. A centrifugális erő okozta megcsúszás számításával csak nagyobb fordulatszámok esetében kell a méretezést kiegészíteni.

A durva hibák (ház törése, mágneskapcsoló hibája) miatti tönkremenetel elkerülésére vonatkozó (pl.: hőtechnikai) számításoktól eltekintünk. A tervezéskor a normál üzemi feltételek meglétét, valamint a kiegészítő berendezések megfelelő működését feltételezzük.

5.3. Erőhatások vizsgálata

Az előző fejezetben ismertetett erőjáték során elhanyagoltuk a rugóerő és a centrifugális erő hatását. Ez – amint látni fogjuk – a gépjárműiparban alkalmazott indítómotor szabadonfutók esetében indokolt, hiszen a kerületi erőnél nagyságrendekkel ki-

sebb erők hatnak az alkalmazás körülményei (pl. fordulatszám) miatt. Más területen, extrém fordulatszámok esetén azonban ennek vizsgálata mindenképpen javasolt.

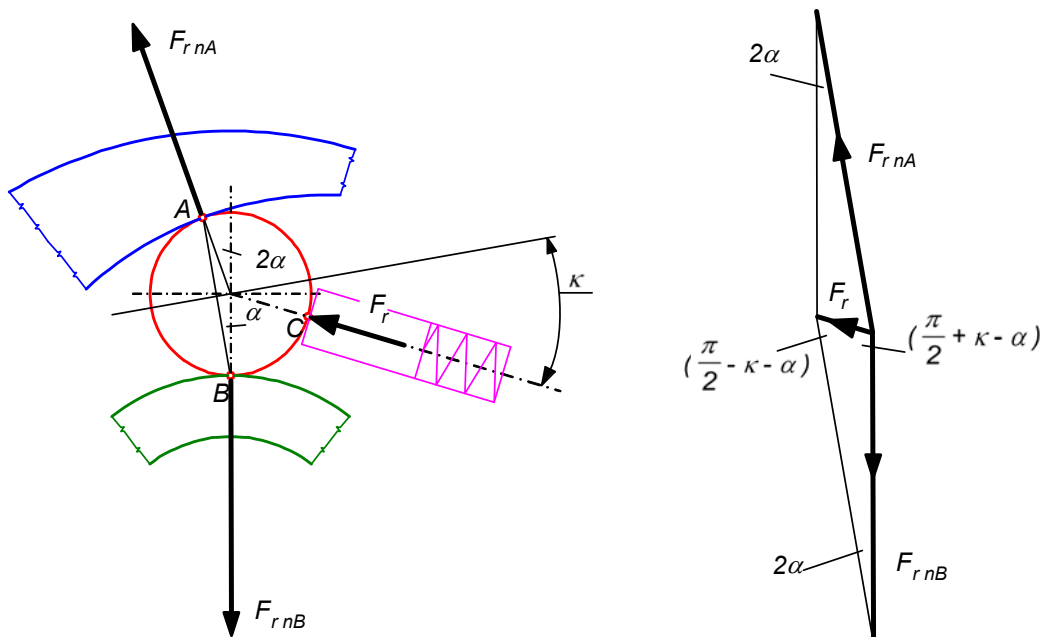
A 6. melléklet szerinti számítást egy a gépjárműiparban alkalmazott szabadonfutó geometriai és műszaki paramétereit felhasználva végeztük el. Az elemzésre kiválasztott szerkezet egy Lucas gyártmányú, és 54268140 típusjelű 6 gördülőelemmel ellátott külső csillagkeres forgásirány-kapcsoló.

Rugóerő. A beépített nyomórugó geometriája (5.6. ábra) nem hengeres kivitelű volt (a görgőre történő egyenletesebb erőátadás miatt), így ennek karakterisztikája feltételezhetően nem tekinthető lineárisnak. A beépített állapotban fellépő rugóerőt méréssel határoztuk meg. Precíziós mérőberendezés hiányában egy egyszerű módszert alkalmaztunk. A vizsgálat során egymástól 120 fokként egy 200 mm átmérőjű körön elhelyeztünk 3 db terheletlen, ismert magasságú rugót. Erre elhelyeztünk egy ismert súlyú, merev műanyag lapot, amelyre további ismert súlyú elemek kerültek egészen addig, amíg a műanyag lap és a vizsgáló asztal távolsága a rugó szabadonfutóban elfoglalt, terhelt magasságával egyenlő nem lett. Ekkor a terhelés éppen a rugóerő háromszorosa volt. A mérés pontosítása érdekében egymástól függetlenül 6 alkalommal megismételtük a mérést, amelynek átlagaként egy rugóra vonatkozó terhelés 8,03 N volt. A kezdetleges mérőberendezésre való tekintettel, elfogadható pontossággal kijelenthetjük, hogy a rugóerő nagysága $F_r \approx 8$ N.



5.6. ábra
A beépített rugó

Egy görgő elrendezését és a rugóerő hatásvonalát az alábbi, 5.7. ábra mutatja.



5.7. ábra
A rugóerő hatása

Az ábra szerinti beállításnak megfelelően, a vízszintessel α szöget bezáró hatásvonal lenne erőátadás szempontjából az egyszerűbb, szimmetrikus eset. Ilyenkor ugyanis a rugóerő ugyanolyan mértékben hatna az „A” pontbeli, mint a „B” pontbeli érintkezésre. Ezt a tervezői szemmel ideálisnak tekinthető állapotot azonban csak a szerkezet jelentős méretnövekedése árán lehetne megvalósítani. Ezért az F_r rugóerő hatásvonala ettől az iránytól κ szöggel eltér. Ez a szög a geometriáról szintén elfogadható pontossággal lemérhető.

Az így felvett erőábra szerint a rugóerő különböző mértékben terheli az „A” és „B” pontokat. Az erőábra elkészítéséhez, valamint a számítás elvégzéséhez szükséges α kapcsolószög értékét szakirodalmi adatokra támaszkodva vettük föl.

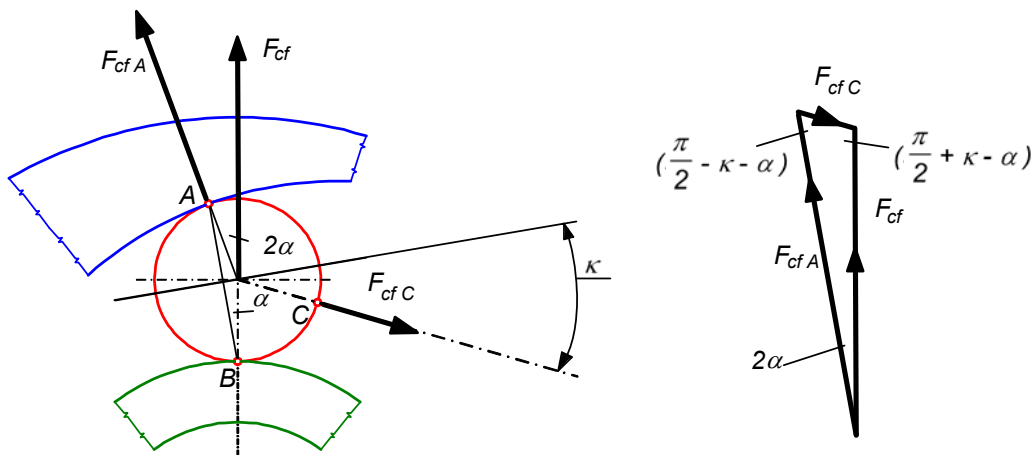
Az 5.7. ábra jobb oldali erőegyensúlyára alkalmazva a szinusz-tételt, az „A” és „B” pontban ható normális erő-növekmény az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$F_{r\ nA} = F_r \cdot \frac{\cos(\kappa - \alpha)}{\sin 2\alpha}, \quad (5.1.)$$

$$F_{r\ nB} = F_r \cdot \frac{\cos(\kappa + \alpha)}{\sin 2\alpha}. \quad (5.2.)$$

Centrifugális erő. A forgást végző szabadonfutóban elhelyezett görgőkre a fordulatszám négyzetével arányos centrifugális erő hat. Ez az erő próbálja a görgőt egyrészt kifelé röpíteni, ezzel a csillagkerékhez szorítva és növelve a felületek közötti összenyomó erőt, másrészt csökkenteni a rugóerő hatását. [60] szerint a rugóerő biztosítja a görgők megfelelő elrendezését a külső gyűrű profilján, valamint az agy hengeres felületén.

A centrifugális erő hatását az 5.8. ábra szemlélteti. E szerint a centrifugális erő – a rugóerőhöz hasonlóan – az „A” pontban ébredő normál irányú erőt egy $F_{cf\ A}$ komponenssel növeli, az $F_{cf\ C}$ komponens pedig a rugóerővel ellentétesen hat.



5.8. ábra
A centrifugális erő hatása

Az 5.8. ábra jobb oldali erőegyensúlyja alapján a felbontott centrifugális erő két összetevője felírható:

$$F_{cfA} = F_{cf} \cdot \frac{\cos(\kappa - \alpha)}{\cos(\kappa + \alpha)}, \quad (5.3.)$$

$$F_{cfC} = F_{cf} \cdot \frac{\sin 2 \cdot \alpha}{\cos(\kappa + \alpha)}. \quad (5.4.)$$

Az F_{cf} centrifugális erő az alábbiak szerint számítható:

$$F_{cf} = m_g \cdot (r_b + r_g) \cdot \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right]^2 \quad (5.5.)$$

A már ismertetett jelöléseken túl a fenti összefüggésben az m_g a görgő tömege [kg] egységben, az r_b az agy sugara [m]-ben, az r_g a görgő sugara ugyancsak [m]-ben, az n pedig a fordulatszám [1/min] mértékegységben.

A megfelelő működés [60] szerint csak akkor garantált, ha az F_r rugóerő minden esetben nagyobb, mint a centrifugális erő rugóerő irányú (F_{cfC}) komponense. Ez azt jelenti, hogy létezik egy határfordulatszám, amelyet a kifogástalan működés érdekében egy konkrét konstrukció esetén nem szabad meghaladni. Amennyiben az

$$F_{cfC} \leq F_r \quad (5.6.)$$

feltétel forgás közben nem teljesül, a centrifugális erő az „A” pont körül a görgőt kiforgatja a horonyból. Ekkor a „B” pontbeli görgő-agy érintkezés megszűnik, amely a szabadonfutó megcsúszását eredményezi.

A centrifugális erő és a rugóerő felhasználásával, az „A” pontban ható tényleges nyomóerő:

$$F_{Av} = F_n + F_{r nA} + F_{cfA} \quad (5.7.)$$

A „B” pontban ható tényleges normál irányú erő:

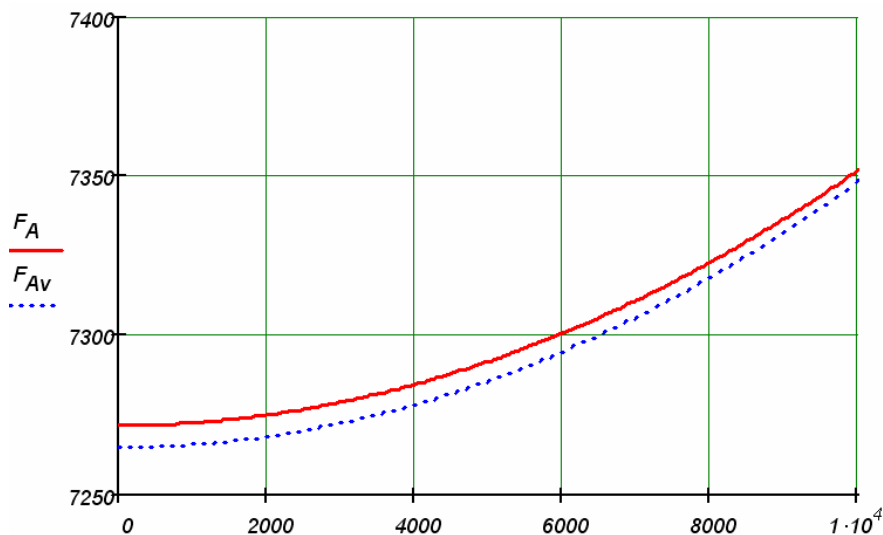
$$F_{Bv} = F_n + F_{r nB} \quad (5.8.)$$

A „C” pontban ébredő erő pedig:

$$F_{Cv} = F_r + F_{cfC} \quad (5.9.)$$

A képletekben szereplő „v” index az ideálistól eltérő, „κ” szöveget is figyelembe vevő esetre vonatkozik. (A továbbiakban diagramban bemutatott „v” index nélküli erők a szimmetrikus esetre ($\kappa = 0^\circ$) vonatkoznak.)

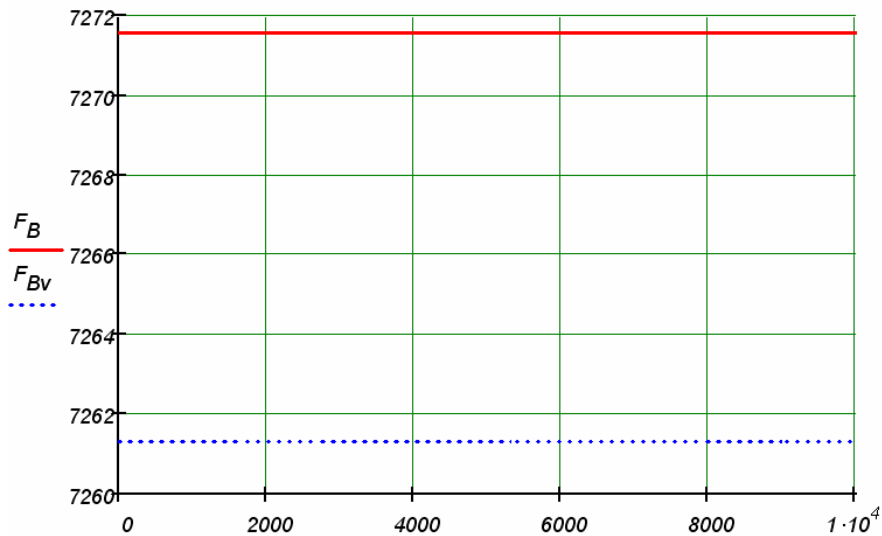
Az alábbi 5.9. ábra az „A” pontra ható F_{Av} és F_A nyomóerőt mutatja az n fordulatszám függvényében. A fordulatszámot [1/min], az erőt [N] egységben ábrázoltuk.



5.9. ábra

Az „A” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

Az ábráról jól látható, hogy a rugóerő, valamint a centrifugális erő növeli az eredeti normál irányú erőt. Nagyságrendje viszont olyan, hogy gépjármű indítómotorok esetén hatása elhanyagolható.

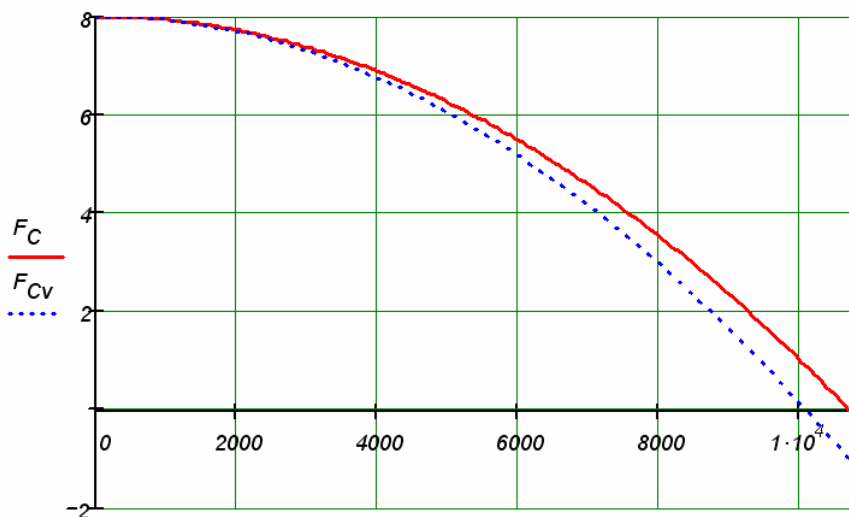


5.10. ábra

A „B” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

Hasonló megállapítást tehetünk a „B” pontban ható normálerő esetén is (5.10. ábra), azzal a megjegyzéssel, hogy a „B” pontra a centrifugális erők, így a fordulatszám változásának semmilyen hatása nincs.

A „C” pontban ható normálerő változásnak egy bizonyos fordulatszám felett van jelentősége, ahol a centrifugális erő rugóerő irányú komponense ($F_{cf\ c}$) kompenzálja a rugóerő (F_r) hatását. Ez a fordulatszám az ábráról leolvasható, értéke $n = 10080$ [1/min]. A gépjármű indítómotorok fordulatszáma ezen számított kritikus fordulatszám alatt marad, a fölött ugyanis a két felület közötti erőátadás (B pont) megszűnik.



5.11. ábra

A „C” pontra ható normálerő változása a fordulatszám függvényében

5.4. Szilárdsági méretezés [45]

Az érintkezési feszültségek meghatározásához a Hertz-féle elméletet vehetjük alapul, amely a következő feltételek meglétéén alapul:

- Az érintkező testek anyaga tökéletesen rugalmas, követi a Hooke-törvényt.

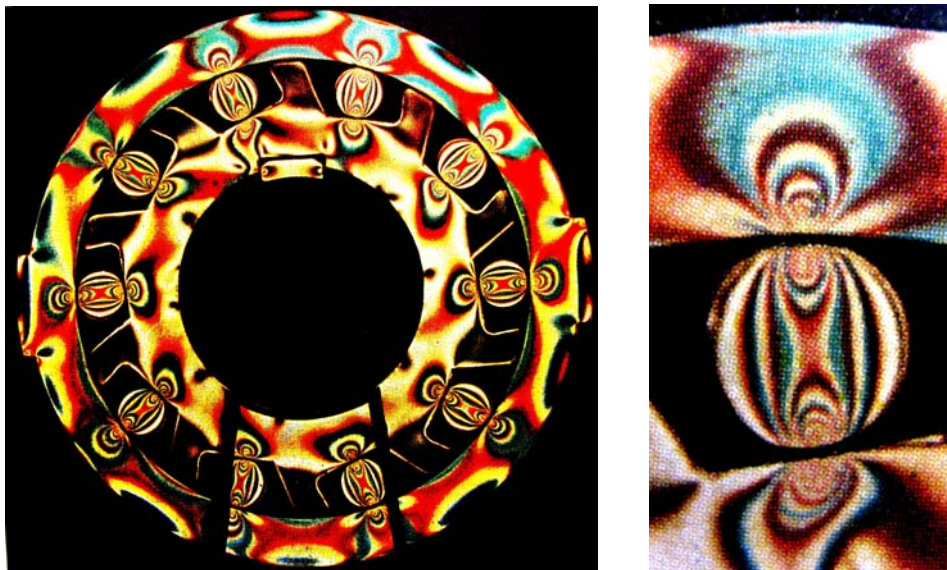
- Az érintkező testek anyaga homogén és izotróp.
- Az érintkező felület nagysága a testek méretéhez képest kicsi.
- A terhelés merőleges a geometriai felületek közös érintősíkjára.
- A testek között súrlódás nem ébred.

Pontszerűen érintkező testek a terhelés hatására deformálódnak, és egy kis méretű érintkezési felület jön létre. Az érintkezési felület alakja elliptikus paraboloid, vetülete a közös érintősíkra az érintkezési ellipszis.

A feszültségviszonyok szempontjából a vonalszerű érintkezést a pontszerű érintkezés határesetének lehet tekinteni, amikor is az érintkezési ellipszis nagytengelye végtelen hosszúvá válik, és az érintkezési ellipszis téglalappá alakul át. Az érintkezési felület felett kialakuló nyomástest egy parabolikus henger.

Az irodalomban az érintkezési feszültségek megengedett értékeinek szórása a vizsgálati körülmények különbözősége miatt viszonylag nagy. Pontszerű és vonalszerű érintkezés esetén a megengedhető maximális felületi nyomás értéke többszöröse lehet az anyag folyáshatárának. Ezt a jelenséget az érintkezési felület közvetlen környezetében kialakuló ún. támasztó hatásra lehet visszavezetni. A viszonylag kicsi érintkezési felületen az anyag a feszültségcsúcsok helyén megfolyik, de a terhelés megszűnése után a képlékeny alakváltozás jelentős része visszaalakul, mert a környező – csak rugalmasan deformálódott – részek a plasztikus alakváltozást szenvedett részeket visszanyomják. Ez a jelenség egy látszólagos folyáshatár-növekedést eredményez. Ezzel az elmélettel magyarázható, hogy a megengedett felületi nyomásértékek pontszerű érintkezés esetén 50 – 100 %-kal nagyobbak, mint vonalszerű érintkezéskor. Pontszerű érintkezés esetén ugyanis kisebb az érintkezési felület, ezáltal a környező részek támasztó hatása jobban érvényesül.

Az érintkezés környezetében kialakuló feszültségvonalak láthatóvá tehetők végeselemes program alkalmazásával, vagy optikai módszerrel történő feszültséganalízissel. Utóbbi esetben átlátszó műanyagból (pl.: plexi) kell elkészíteni a szabadonfutó elemeit, melyet polarizált fényel megvilágítva, a feszültségképet terhelés közben vizuálisan megjeleníthetjük. Egy ilyen vizsgálat eredményét mutatja az 5.12. ábra.



5.12. ábra

Szabadonfutó feszültséganalízise optikai módszerrel [60]

5.4.1. Érintkezési feszültség a görgő és az agy között

A terheléskor fellépő Hertz feszültséget az egymással kapcsolatban lévő elemek között kell vizsgálni. Ennek megfelelően az agy és a görgő közötti, valamint a görgő és a csillagkerék közötti érintkezési feszültségről beszélhetünk. Mindkét esetben a számítást csak akkor kell elvégezni, ha az agy és a csillagkerék nem ugyanolyan anyagból készülnek, vagyis a számítást befolyásoló anyagjellemzőik különböznek. Ellenkező esetben elegendő a görgő és az agy kontakt feladatára koncentrálni, hiszen ott két domború felület érintkezéséről van szó, amíg a görgő és csillagkerék esetén a palástnyomás szempontjából sokkal kedvezőbb domború-homorú felületkapcsolat jön létre.

A már korábban alkalmazott eljárásnak megfelelően, egy konkrét esetre végezzük el a számítást, jóllehet a cél ebben az esetben is inkább egy módszer bemutatása, mint egy adott szabadonfutó ellenőrzése. Természetesen a vizsgálat eredményeként azt várjuk, hogy a szerkezet az érintkezési feszültség szempontjából megfeleljen a kívánalmaknak. A választott szabadonfutó ismételten legyen a Lucas gyártmányú, 54268140 típusú, 6 gördülőelemmel ellátott külső csillagkerékes forgásiránykapcsoló. A 7. mellékletben a számításhoz szükséges alapparamétereket számszerűen ismertettük. Meg kell jegyezni, hogy a gördülőelem egy $l_g = 12$ mm teljes hosszúságú, két végén egy-egy körülbelül $R = 1$ mm-es lekerekítési sugárral készült henger. Az érintkezési feszültség szempontjából így $l_{eff} = 10$ mm-t veszünk figyelembe.

A számítás elvégzéséhez az anyagjellemzők ismerete elengedhetetlen. Mint azt már említettük, a gyártótól kapott információ alapján az egyes elemeket (agy, csillagkerék) hidegfolyatással készítik 16MnCr5 (BC3) anyagból. Ezt követően történik a cementálás folyamata, amelyet ha megfelelő védőgáz közegben végeznek, akkor a hőkezelést követően nem lesz szükség utómegmunkálásra. A görgőket szintén nagy külső keménységű acélból készítik, általában csapágygörgőket alkalmaznak. A megnevezett anyag szükséges anyagjellemzőit [56] tartalmazza.

Az agy és görgő rugalmassági modulusának, valamint Poisson tényezőjének ismeretében a két anyag kapcsolatára jellemző redukált rugalmassági modulus számítható:

$$E_{rb} = \frac{1}{\frac{1-\nu_b^2}{E_b} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g}} \quad (5.10.)$$

Az összefüggésben a „b” index a belső gyűrű kapcsolatára (agy-görgő) utal, az „r” index a redukált rugalmassági modulusot különbözteti meg. A „g” a görgőre vonatkozó jellemzőket jelöli. A tengelykapcsolóval átvihető M nyomatékból a felületeket összeszorító erő:

$$F_n = \frac{2 \cdot M}{z \cdot d_b \cdot \tan \alpha}, \quad (5.11.)$$

ahol z a görgők száma,
 d_b az agy átmérője,
 α a kapcsolószög.

A főgörbületek összege henger-henger érintkezés esetén [45] szerint:

$$\Sigma \rho_{b-g} = \frac{1}{r_g} + \frac{1}{r_b}, \quad (5.12.)$$

ahol r_g a görgő sugara,
 r_b az agy sugara.

Vonalszerű érintkezés esetén az érintkezési téglalap fél szélessége [45] szerint:

$$b_b = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot l_{eff} \cdot \Sigma \rho_{b-g} \cdot E_{rb}}} \quad (5.13.)$$

Ekkor a felületi nyomás maximuma, ha a [45] szerinti összefüggést átírjuk SI mértékegységekkel:

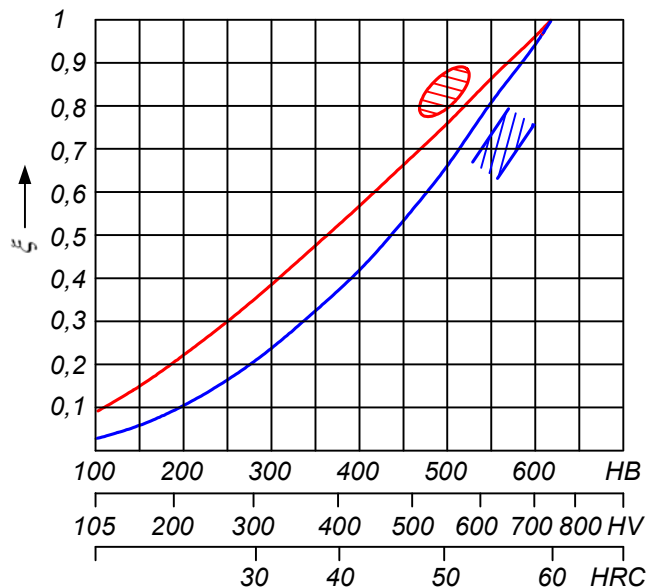
$$p_{max\ b} = 189,8 \cdot \sqrt{F_n \cdot \frac{\Sigma \rho_{b-g}}{l_{eff}}} \quad (5.14.)$$

Behelyettesítve a megadott adatokkal, $p_{max\ b} = 2985$ [MPa]-t kaptunk. Ezt a nyomás maximumot kell összehasonlítani egy szintén számítással meghatározható megengedett értékkel. Erre vonatkozóan [45] az alábbi (SI mértékegységekre módosított) összefüggést javasolja:

$$p_{m_max} = 2450 \text{ [MPa]} \cdot \xi \cdot \sqrt[4]{d_g \cdot \Sigma \rho_{b-g}} \quad (5.15.)$$

A már szerepeltetett jelöléseken túl a ξ a keménységtől függő korrekciós tényező. Értéke $HV \geq 740$ Vickers keménység ($HRC \geq 60$) esetén 1. Kisebb keménység esetén a ξ korrekciós tényezőt az 5.13. ábra szerinti diagramból kell kiválasztani.

Mind a gyártótól kapott tapasztalati adatok, mind a vizsgált darabra vonatkozó keménység mérések azt mutatták, hogy a kérdéses darab esetén a Rockwell keménység a 60 HRC értéket meghaladta, tehát a $\xi = 1$ értékkel számolhatunk. Az így meghatározott megengedett nyomás $p_{m_max} = 3064$ [MPa]-ra adódott. Ez nagyobb, mint az előzőekben kiszámított felületi nyomás maximuma, tehát a szerkezet görgő-agy kapcsolata a mértékadó nyomaték átvitelére alkalmas.



5.13. ábra
 ξ keménységtől függő korrekciós tényező [45]

5.4.2. Érintkezési feszültség a görgő és a csillagkerék között

Mint arról már szoltunk, a görgő és a csillagkerék közötti érintkezési feszültség számításának csak abban az esetben van létjogosultsága, ha a csillagkerék anyagjellemzői eltérnek a belső gyűrűétől. Amennyiben azonos anyagból készülnek, a homorú-domború felületek érintkezése szilárdsági szempontból mindenképpen kedvezőbb lesz, tehát a számítás elhagyható. Ha mégis szükség van ennek elvégzésére, a számítás menete nagyon hasonló. Az egyetlen különbség az, hogy a csillagkerék logaritmikus spirális profiljának görbületét kicsit bonyolultabb meghatározni, mint a henger esetén.

[33] alapján egy tetszőleges polár-koordinátás alakban megadott görbe esetén felírható a görbületre a következő egyenlet:

$$\frac{1}{\rho_k} = \frac{r^2 + 2 \cdot (dr / d\varphi)^2 - r \cdot (d^2 r / d\varphi^2)}{[r^2 + (dr / d\varphi)^2]^{3/2}}. \quad (5.16.)$$

A vizsgált logaritmikus spirális görbe egyenlete:

$$r_k = r_0 \cdot e^{\theta \cdot \operatorname{ctg} \beta}. \quad (5.17.)$$

Behelyettesítve az (5.17) összefüggést az (5.16) képletbe, a kijelölt műveletet elvégezve, a görbületi sugár:

$$\rho_k = \frac{r_k}{\sin \beta}. \quad (5.18.)$$

A főgörbületek összege ennek ismeretében számítható:

$$\Sigma \rho_{g-k} = \frac{\rho_k - r_g}{\rho_k \cdot r_g}. \quad (5.19.)$$

A további számítások hasonlóan végezhetők, mint azt az agy-görgő kapcsolatnál bemutattuk. Ennek részletezése, valamint a konkrét típusra vonatkozó eredmények a 7. mellékletben található.

5.5. Megfogalmazható új eredmény

Feltérképeztem a külső csillagkerekes görgős szabadonfutók tönkremenetelének lehetséges formáit, részletezve azok okait.

Meghatároztam a külső csillagkerekes görgős szabadonfutók esetében azt a kritikus fordulatszámot, amely alatt a centrifugális erő nem okozza a szerkezet megcsúszását.

Belsőégésű motorok esetében az indítási fordulatszám jóval alatta marad a meghatározható kritikus fordulatszámnak, így a centrifugális erő hatása a szerkezet méretezésekor elhanyagolható.

6. Görgős szabadonfutó csillagkerekek ideális profiljának keresése és vizsgálata

Jelölésjegyzék

A	bevezetett segéd-állandó
C	integrációs konstans
K	bevezetett segéd-állandó
r_0	logaritmikus spirális paramétere
r_b	belsőgyűrű sugara
r_g	görgő sugara
r_k	a logaritmikus spirális egy tetszőleges pontjában értelmezett sugár
r_{k0}	kezdeti ponthoz tartozó sugár logaritmikus spirális esetén
R_k	az állandó zárószögű görbe egy tetszőleges pontjában értelmezett sugár
R_{k0}	kezdeti ponthoz tartozó sugár állandó zárószögű görbe esetén
t_b	a görgő és a belsőgyűrű közös érintője
t_k	a görgő és a csillagkerék közös érintője
x	koordináta rendszer vízszintes tengelye
x_K	az állandó zárószögű görbe egy pontjának x koordinátája
x_{K0}	az állandó zárószögű görbe a $\theta = 0$ szöghöz tartozó pontjának x koordinátája
y	koordináta rendszer függőleges tengelye
y_K	az állandó zárószögű görbe egy pontjának y koordinátája
y_{K0}	az állandó zárószögű görbe a $\theta = 0$ szöghöz tartozó pontjának y koordinátája
α	kapcsolószög, zárószög fele
β	a logaritmikus spirális állandó érintőszöge
γ	a kérdéses görbe pontjához tartozó szög polár-koordinátás rendszerben
γ_0	a kérdéses görbe kezdeti pontjához tartozó szög polár-koordinátás rendszerben
η	segéd koordináta rendszer függőleges tengelye
θ	görgő tetszőleges pozícióját leíró szög
ξ	segéd koordináta rendszer vízszintes tengelye

6.1. Bevezetés

A gépjárműiparban alkalmazott görgős szabadonfutók esetén a szakirodalom szerint az esetek túlnyomó részében logaritmikus spirális profilú csillagkereket alkalmaznak. Ez azzal a tulajdonsággal rendelkezik, hogy bármely érintkezési pontban a görgő és a csillagkerék profiljának közös érintője (t_k), valamint a belsőgyűrű középpontjából a pillanatnyi érintkezési pontba húzott sugár (r_k) állandó β szöget zár be. Ebben az esetben a 2α zárószög, illetve α kapcsolószög a különböző kapcsolódási pontokon csak közel állandó, kis mértékben változik.

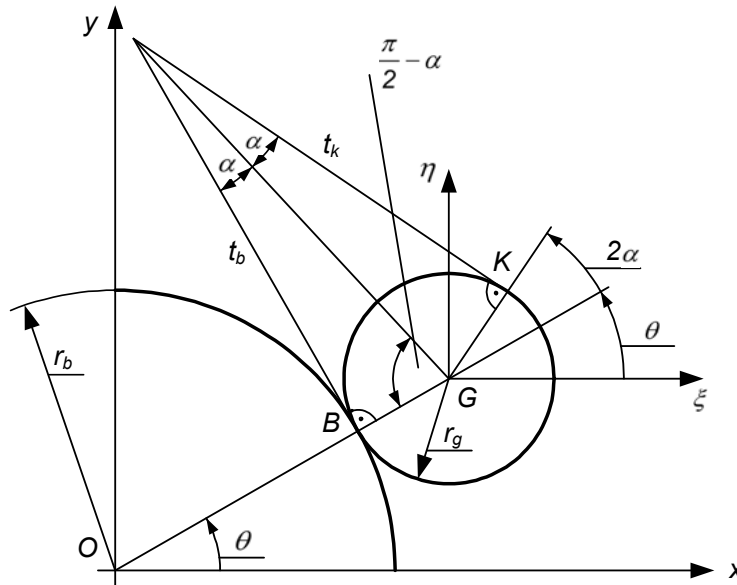
A feladat tehát annak a görbének a matematikai leírása, amely esetén a 2α zárószög bármely tetszőleges kapcsolódási pontban állandó marad. Ez akkor valósul meg, ha az r_b sugarú belsőgyűrűn legördülő, r_g sugarú görgő középpontja egy logaritmikus spirális pályán mozog.

6.2. Állandó zárószögű profilgörbe egyenlete

Az egyenlet felírásához a továbbiakban a belsőgyűrű r_b sugarát, valamint az α kapcsolószöget állandónak kell tekinteni. Így a belsőgyűrű és a csillagkerék profiljának tetszőleges pontjaira más és más r_g sugarú görgő illeszthető. Ezért az r_g a továbbiakban a θ függvényeként értelmezhető:

$$r_g = r_g(\theta). \quad (6.1.)$$

A szerkezet az alkalmazott jelölésekkel az alábbi ábrán látható (6.1. ábra).



6.1. ábra

Görgős szabadonfutó elrendezési vázlata

A K görbepont x és y koordinátái az ξ - η segéd koordináta rendszer bevezetésével az alábbiak szerint írhatók fel:

$$x_K = x_G + \xi_K, \quad (6.2.)$$

$$y_K = y_G + \eta_K. \quad (6.3.)$$

A fenti egyenletekben szereplő paraméterek mindegyike a θ szög a függvénye:

$$x_G = (r_b + r_g) \cdot \cos \theta, \quad (6.4.)$$

$$y_G = (r_b + r_g) \cdot \sin \theta, \quad (6.5.)$$

$$\xi_K = r_g \cdot \cos(\theta + 2\alpha), \quad (6.6.)$$

$$\eta_K = r_g \cdot \sin(\theta + 2\alpha). \quad (6.7.)$$

Az egyszerűbb kezelhetőség érdekében a továbbiakban célszerű az x_K -t x -el, az y_K -t y -al jelölni. Visszahelyettesítve az 6.2. és 6.3. összefüggésekbe, a K pont x és y koordinátái, mint a θ szög függvénye az alábbiak szerint alakulnak:

$$x_K = x = (r_b + r_g) \cdot \cos \theta + r_g \cdot \cos(\theta + 2\alpha), \quad (6.8.)$$

$$y_K = y = (r_b + r_g) \cdot \sin \theta + r_g \cdot \sin(\theta + 2\alpha). \quad (6.9.)$$

Az x és y koordinátákat egyszer deriválva θ szerint, az érintő meredeksége meghatározható:

$$x' = \frac{dx}{d\theta} = -(r_b + r_g) \cdot \sin \theta + r_g' \cdot \cos \theta - r_g \cdot \sin(\theta + 2\alpha) + r_g' \cdot \cos(\theta + 2\alpha), \quad (6.10.)$$

$$y' = \frac{dy}{d\theta} = (r_b + r_g) \cdot \cos \theta + r_g' \cdot \sin \theta + r_g \cdot \cos(\theta + 2\alpha) + r_g' \cdot \sin(\theta + 2\alpha). \quad (6.11.)$$

A K pontban a t_k érintő meredeksége

$$\frac{dy}{dx} = \frac{r_g' \cdot [\sin \theta + \sin(\theta + 2\alpha)] + r_g \cdot [\cos \theta + \cos(\theta + 2\alpha)] + r_b \cdot \cos \theta}{r_g' \cdot [\cos \theta + \cos(\theta + 2\alpha)] - r_g \cdot [\sin \theta + \sin(\theta + 2\alpha)] - r_b \cdot \sin \theta}, \quad (6.12.)$$

amely az ábra alapján felírható az alábbiak szerint is:

$$\tan\left(\frac{\pi}{2} + \theta + 2\alpha\right) = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta + 2\alpha\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta + 2\alpha\right)}. \quad (6.13.)$$

Az ismert trigonometriai összefüggések alapján:

$$\frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} + (\theta + 2\alpha)\right)}{\cos\left(\frac{\pi}{2} + (\theta + 2\alpha)\right)} = \frac{\sin \frac{\pi}{2} \cdot \cos(\theta + 2\alpha) + \cos \frac{\pi}{2} \cdot \sin(\theta + 2\alpha)}{\cos \frac{\pi}{2} \cdot \cos(\theta + 2\alpha) - \sin \frac{\pi}{2} \cdot \sin(\theta + 2\alpha)} = \frac{\cos(\theta + 2\alpha)}{-\sin(\theta + 2\alpha)}. \quad (6.14.)$$

Az érintő meredekségét (a 6.12. és 6.14. egyenletek alapján) a következő összefüggés írja le:

$$\frac{r_g' \cdot [\sin \theta + \sin(\theta + 2\alpha)] + r_g \cdot [\cos \theta + \cos(\theta + 2\alpha)] + r_b \cdot \cos \theta}{r_g' \cdot [\cos \theta + \cos(\theta + 2\alpha)] - r_g \cdot [\sin \theta + \sin(\theta + 2\alpha)] - r_b \cdot \sin \theta} = \frac{\cos(\theta + 2\alpha)}{-\sin(\theta + 2\alpha)}. \quad (6.15.)$$

Rendezés és egyszerűsítés után

$$r_g' \cdot \cos(2\alpha) + r_g' + r_g \cdot \sin(2\alpha) + r_b \cdot \sin(2\alpha) = 0 \quad (6.16.)$$

adódik. Fejezzük ki az r_g' -t a kapott egyenletből:

$$r_g' = -\frac{(r_g + r_b) \cdot \sin 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha} = -\frac{\sin 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha} \cdot (r_g + r_b) \quad (6.17.)$$

Megvizsgálva a fenti egyenlet zárójel előtti konstans együtthatóját:

$$-\frac{\sin 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha} = -\frac{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{1 + \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha} = -\frac{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos^2 \alpha} = -\tan \alpha = A = \text{állandó} \quad (6.18.)$$

egyszerűbb alakhoz jutunk, melyet visszahelyettesítve, az eredmény egy elsőrendű, változóiban szétválasztható differenciálegyenlet lesz:

$$r_g' = A \cdot (r_g + r_b), \quad (6.19.)$$

vagyis

$$\frac{dr_g}{d\theta} = A \cdot (r_g + r_b). \quad (6.20.)$$

Az egyenlet átrendezése után végezzük el az integrálást, majd mindkét oldalt emeljük az „e” hatványára:

$$\frac{dr_g}{r_g + r_b} = A \cdot d\theta \quad / \int \quad (6.21.)$$

$$\ln \cdot (r_g + r_b) = A \cdot \theta + C \quad / e^{\cdot} . \quad (6.22.)$$

A kapott eredményt rendezve, valamint bevezetve az $e^C = K$ egyszerűsítést, az elsőrendű, változóiban szétválasztható differenciálegyenlet általános megoldását kapjuk (6.25.):

$$r_g + r_b = e^{(A \cdot \theta + C)} = e^{A \cdot \theta} \cdot e^C, \quad (6.23.)$$

$$r_g + r_b = K \cdot e^{A \cdot \theta}, \quad (6.24.)$$

$$r_g = K \cdot e^{A \cdot \theta} - r_b = K \cdot e^{-\theta \cdot \tan \alpha} - r_b. \quad (6.25.)$$

Amennyiben előírjuk az $r_b =$ állandót, valamint egy $\theta = \theta_0$ helyen az $r_g = r_{g0}$ értékét, a „K” értéke, mint a differenciálegyenlet egy partikuláris megoldása kiszámítható:

$$K = \frac{r_g + r_b}{e^{-\theta \cdot \tan \alpha}} = (r_g + r_b) \cdot e^{\theta \cdot \tan \alpha} \Rightarrow K_0 = (r_{g0} + r_b) \cdot e^{\theta_0 \cdot \tan \alpha} . \quad (6.26.)$$

A 6.25. egyenlet tehát egy olyan görbe egyenlete, amelynél az α kapcsolószög (illetve a 2α zárószög) nem változik egyetlen lehetséges kapcsolódási pontban sem. Ez azt jelenti, hogy a kapcsolódás geometriai viszonyai, és ezzel a görgős szabadonfutó, mint forgásirány-kapcsoló tengelykapcsoló működési feltételei is azonosak maradnak tetszőleges r_g sugarú görgő alkalmazása esetén.

6.3. A 2α zárószög állandóságának igazolása

Bár az előzőekben bemutatott levezetésből egyértelműen kiderül, hogy a 2α zárószög bármely érintkezési pontban állandó, érdemes egy másik megközelítést is megvizsgálni. Ez a gondolatmenet a 2α zárószög állandóságát egy másik feltételből kiindulva egyértelműen igazolja, és segítségével az ideálisnak tekinthető görbe paraméteres egyenletéhez egy másik módszerrel is eljuthatunk, bizonyítva annak helyességét.

Vizsgáljuk meg a 6.2. ábra szerinti állapotot. Amennyiben a piros színnel rajzolt görbe logaritmikus spirális, úgy az egyenletét leíró összefüggésben paraméterként az β szerepel. Mivel a logaritmikus spirális esetén ez a szög állandó, következésképpen a BGC derékszögű háromszög C csúcsánál lévő α szögnek is állandónak kell lennie. Ezért az állandó kapcsolószögű (ideálisnak tekinthető) görbe esetén a görgő középpontjának egy logaritmikus spirálison kell végigfutnia. Így a G pont pillanatnyi helyzete az

$$R_G = R_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta} \quad (6.27.)$$

egyenlettel írható fel, ahol az

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha. \quad (6.28.)$$

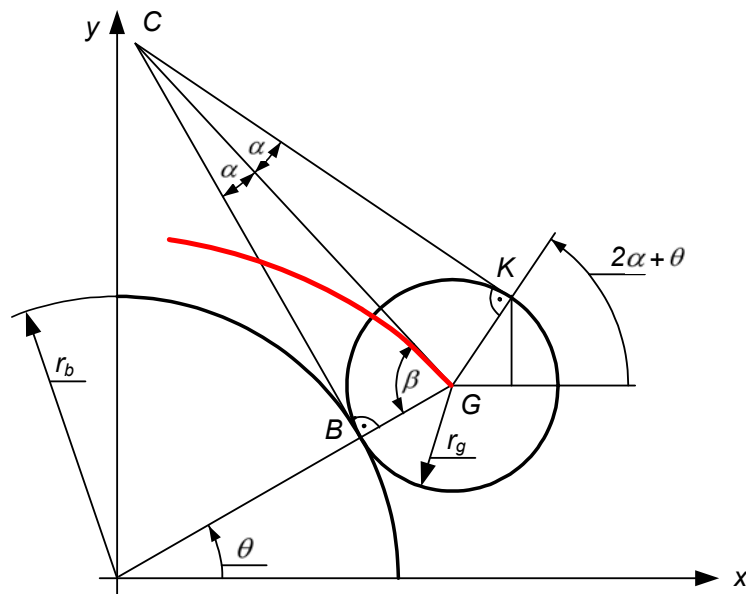
Az r_b állandó, az r_g értéke a $\theta = 0$ helyen legyen r_{g0} , az α szög pedig a szabadonfutó egyik tervezési alapparamétere, melyet a súrlódási viszonyok alapján lehet meghatározni.

Az ideálisnak tekinthető görbe egy tetszőleges pontjának koordinátái a fenti összefüggés, valamint a 6.2. ábra alapján felírhatók.

$$\begin{aligned} x_K &= x_G + r_g \cdot \cos(2\alpha + \theta), \\ y_K &= y_G + r_g \cdot \sin(2\alpha + \theta), \end{aligned} \quad (6.29.)$$

azaz

$$\begin{aligned} x_K &= R_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta} \cdot \cos \theta + r_g \cdot \cos(2\alpha + \theta), \\ y_K &= R_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta} \cdot \sin \theta + r_g \cdot \sin(2\alpha + \theta). \end{aligned} \quad (6.30.)$$



6.2. ábra
Görgő középpontjának mozgása

Összehasonlítva a 6.8 és 6.9 egyenletekkel az alábbi összefüggést kapjuk:

$$R_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta} = r_b + r_g. \quad (6.31.)$$

Ebből az r_g görgő sugara egyszerű átrendezéssel számítható:

$$r_g = R_0 \cdot e^{-\theta \cdot \text{ctg } \beta} - r_b. \quad (6.32.)$$

Az előzőekben levezetett differenciálegyenlet általános megoldása (6.25.), valamint a 6.32. egyenlet csak abban az esetben írja le ugyanazt a görbét, ha az együtthatóik megegyeznek. Helyettesítsük be a 6.25. összefüggésbe a 6.26. egyenletben kapott K_0 állandót:

$$r_g = K \cdot e^{A \cdot \theta} - r_b = K \cdot e^{-\theta \cdot \tan \alpha} - r_b = (r_{g0} + r_b) \cdot e^{\theta_0 \cdot \tan \alpha} \cdot e^{-\theta \cdot \tan \alpha} - r_b, \quad (6.33.)$$

azaz

$$r_g = (r_{g0} + r_b) \cdot e^{(\theta_0 - \theta) \cdot \tan \alpha} - r_b. \quad (6.34.)$$

Összevetve a 6.32. és 6.34. egyenleteket az

$$R_0 = r_{g0} + r_b, \quad (6.35.)$$

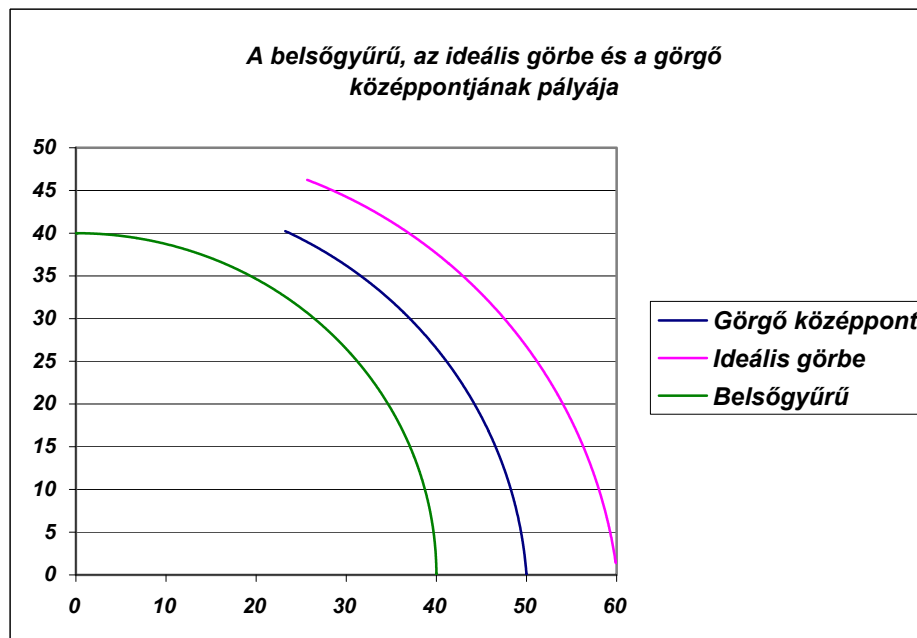
valamint a

$$-\theta \cdot \operatorname{ctg} \beta = (\theta_0 - \theta) \cdot \tan \alpha \quad (6.36.)$$

együtthatók egyezését kell bizonyítani. A 6.35. feltétel egyszerűen belátható, hiszen a kezdeti pozícióban, amikor a $\theta_0 = 0$, valóban igaz, hogy az R_0 az állandó értékű r_b belsőgyűrű sugár, valamint az r_{g0} kezdeti görgősugár összegeként határozható meg. A 6.36. feltétel esetében hasonlóan a $\theta_0 = 0$ helyen a $\operatorname{ctg} \beta = \tan \alpha$ egyenletnek kell teljesülnie. A 6.28. felhasználásával átalakítás után a

$$\operatorname{ctg} \beta = \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) = \tan \alpha \quad (6.37.)$$

egyenlet valóban teljesül, tehát megállapíthatjuk, hogy mindkét módszerrel ugyanarra a megoldásra jutottunk. Ez bizonyítja a levezetés helyességét, valamint azt, hogy ha a görgő középpontjának pályája logaritmikus spirális, akkor az állandó zárószögű – ideálisnak tekinthető – görbe a változó görgősugár miatt nem lehet logaritmikus spirális. A belsőgyűrű, az ideális görbe és a görgő középpontjának pályáját a 6.3. ábra mutatja.



6.3. ábra

A belsőgyűrű, az ideális görbe és a görgő középpontjának pályája

6.4. Az állandó zárószögű görbéhez illeszkedő logaritmikus spirális meghatározása

Az előző fejezetben meghatároztuk annak a görbének az egyenletét, amelynél a 2α zárószög nem változik. A továbbiakban keressük azt a – [64] szakirodalom által leírt – logaritmikus spirális, amely leginkább megfelel az előzőekben matematikailag meghatározott görbének. Ehhez bizonyos paraméterek rögzítése feltétlen szükséges, különben végtelen számú megoldás található. A 2α zárószög, valamint az r_b belsőgyűrű sugár mellett egy θ_0 szöghöz tartozó r_{g0} görgősugár, mint kezdőérték megadása elengedhetetlen. Ekkor a már részletesen ismertetett levezetésnek megfelelően az

$$A = -\frac{\sin 2\alpha}{1 + \cos 2\alpha} = \dots = -\tan \alpha \quad (6.38.)$$

bevezetett állandó és a

$$K_0 = (r_{g0} + r_b) \cdot e^{-A \cdot \theta_0} = \dots \quad (6.39.)$$

értéke számítható. Az aktuális θ -hoz tartozó r_g görgősugár bármely θ szöghöz meghatározható:

$$r_g = K_0 \cdot e^{A \cdot \theta} - r_b. \quad (6.40.)$$

Ennek ismeretében az állandó zárószögű görbe x - y koordinátákkal adott pontjai is tetszőleges sűrűséggel felvehetők:

$$x_K = (r_b + r_g(\theta)) \cdot \cos \theta + r_g(\theta) \cdot \cos(\theta + 2\alpha), \quad (6.41.)$$

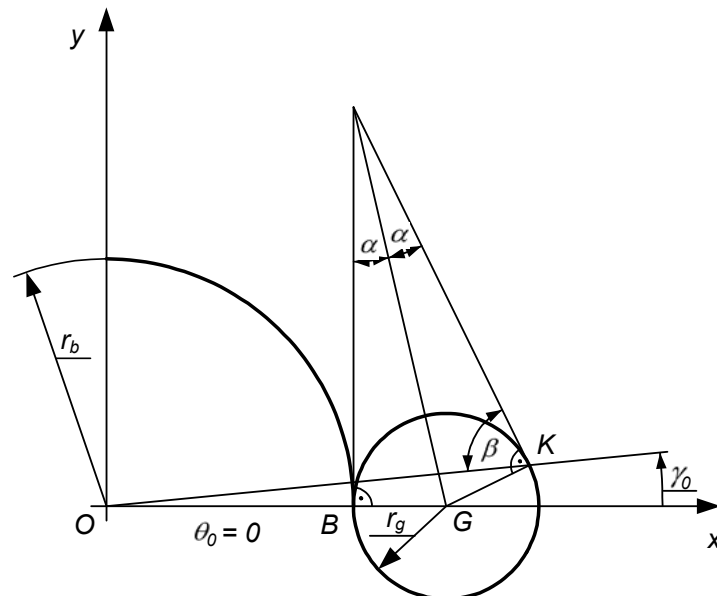
$$y_K = (r_b + r_g(\theta)) \cdot \sin \theta + r_g(\theta) \cdot \sin(\theta + 2\alpha). \quad (6.42.)$$

Áttérve polár-koordinátás rendszerbe, a 6.4. ábra szerinti $\theta_0 = 0$ kezdeti szöghöz tartozó γ_0 érték, valamint az R_{k0} állandó zárószögű görbe-ponthoz tartozó sugár az alábbiak szerint írható fel:

$$R_{k0} = \sqrt{(x_K\{\theta = 0\})^2 + (y_K\{\theta = 0\})^2} = \sqrt{x_{K0}^2 + y_{K0}^2} \quad (6.43.)$$

$$\gamma_0 = \arctan \frac{y_K\{\theta = 0\}}{x_K\{\theta = 0\}} = \arctan \frac{y_{K0}}{x_{K0}} \quad (6.44.)$$

Megjegyzés: A továbbiakban jelöljük R_k -val az állandó zárószögű görbe helyvektorát, r_k -val pedig a logaritmus spirális helyvektorát a polár-koordinátás rendszerben.



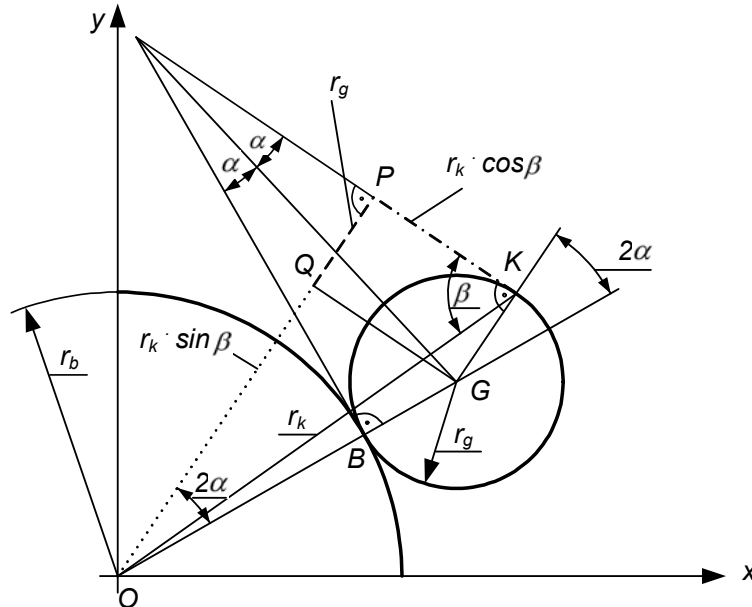
6.4. ábra

Kezdeti pozíció paramétereinek rögzítése

A szakirodalomban ([64]) leírt, és a görgős szabadonfutók gyártása során alkalmazott logaritmus spirális esetén a 6.4. ábra szerinti β szög állandó. Logaritmus spirális esetén a görbe polár-koordinátás alakja a már alkalmazott jelölésekkel:

$$r_k = r_0 \cdot e^{-\gamma \cdot \text{ctg} \beta}. \quad (6.45.)$$

Tekintsük kezdeti pozíciónak ebben az esetben is a $\theta_0=0$ szöghöz tartozó állapotot. Ez azt jelenti, hogy a már levezetett állandó zárószöghöz tartozó görbének és a logaritmikus spirálisnak ebben a pontban kell egybeesnie. Ahhoz, hogy a logaritmikus spirális egy tetszőleges pontját meghatározzuk, az r_0 kezdeti sugár és a β állandó érintőszög ismerete szükséges.



6.5. ábra
 β szög meghatározása

Vizsgáljuk meg a 6.5. ábra OKP háromszögét. A K pontnál elhelyezkedő β szöggel szemközt befogó, melynek hossza

$$r_k \cdot \sin \beta, \quad (6.46.)$$

két egyenes összegeként is felírható (szaggatott vonal és pontozott vonal). A szaggatott vonal hossza az ábra alapján r_g , amíg a pontozott vonal az OGQ derékszögű háromszög egyik befogója, azaz

$$r_k \cdot \sin \beta = (r_b + r_g) \cdot \cos 2\alpha + r_g. \quad (6.47.)$$

Hasonlóan a másik befogó ugyanezen két háromszögből:

$$r_k \cdot \cos \beta = (r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha. \quad (6.48.)$$

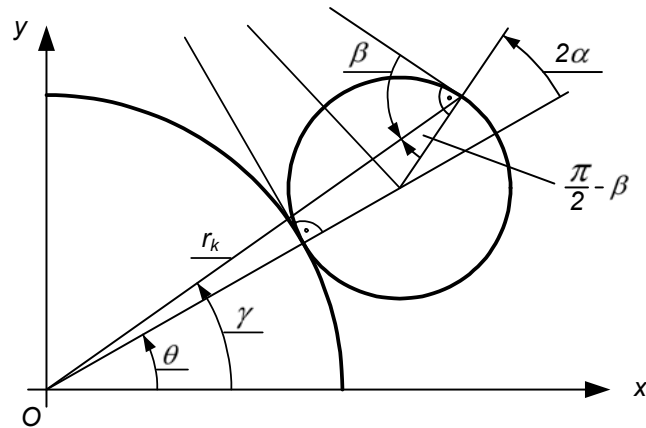
Bármelyik egyenletet választhatjuk, de célszerű az egyszerűbbet felhasználva számítani a kérdéses β szöveget:

$$\beta = \arccos \frac{(r_b + r_g) \cdot \sin 2\alpha}{r_k} = \text{állandó}. \quad (6.49.)$$

Mivel a β szög állandó, így a kezdeti pozícióban (ahol $r_g = r_{g0}$ és $r_k = R_{k0}$) is ugyanakkora, mint bárhol máshol, ezért számszerűen is meghatározható:

$$\beta = \arccos \frac{(r_b + r_{g0}) \cdot \sin 2\alpha}{R_{k0}}. \quad (6.50.)$$

Mivel az állandó zárószögű görbét a θ szög függvényében írtuk le, az egyszerűbb tárgyalás érdekében a logaritmikus spirális összefüggésében szereplő γ változót is a θ függvényében célszerű megadni.



6.6. ábra

A γ szög meghatározása a θ függvényében

A 6.6. ábra segítségével ez a kapcsolat egyszerűen értelmezhető:

$$\gamma = \theta + 2 \cdot \alpha - \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right). \quad (6.51.)$$

A $\theta_0 = 0$ kezdeti állapotban így a γ_0 számszerűen is kiszámítható:

$$\gamma_0 = 2 \cdot \alpha - \frac{\pi}{2} + \beta \quad (6.52.)$$

(Természetesen a kezdeti pontban a logaritmikus spirálishez tartozó γ_0 értékének meg kell egyeznie a 6.44.-ben meghatározott γ_0 -al.) A logaritmikus spirális alapösszefüggésében szereplő r_0 értéke (az $r_{k0} = R_{k0}$ miatt) 6.45.-ből adódik:

$$r_0 = \frac{R_{k0}}{e^{-\gamma_0 \cdot \text{ctg } \beta}}. \quad (6.53.)$$

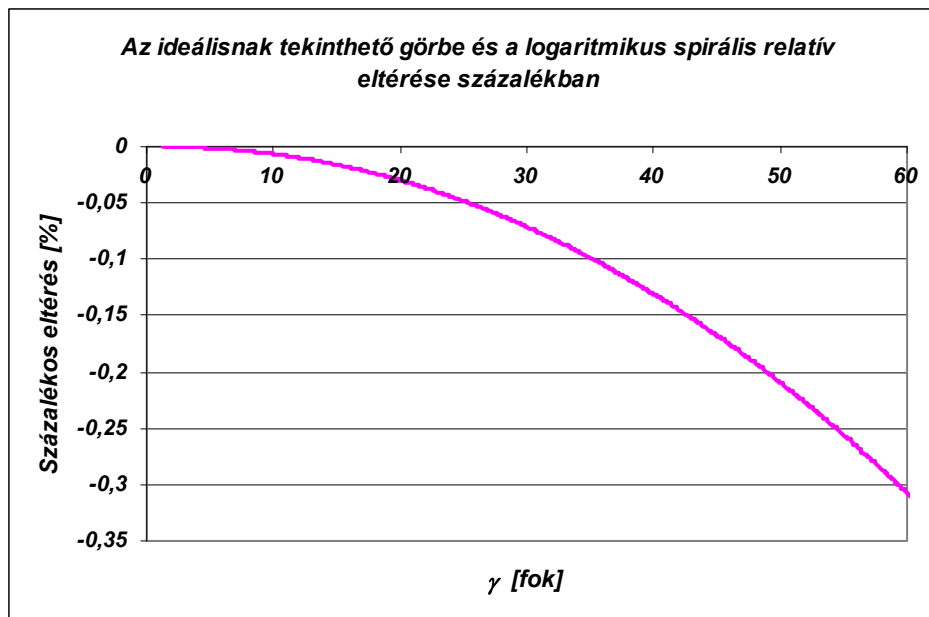
6.5. Az állandó zárószögű görbe és a logaritmikus spirális összehasonlítása

6.5.1. Relatív eltérés

Miután megtaláltuk a zárószög állandóságát biztosító – ebből a szempontból ideálisnak mondható – görbét, nem lehet érdektelen számunkra, hogy mekkora az eltérése a hagyományos, szakirodalom által javasolt logaritmikus görbéhez viszonyítva. Mivel ez az eltérés a bevitt alapadatok függvénye, így érdemes relatív eltérést értelmezni, amely egy adott γ szöghöz tartozó R_k ideálisnak tekinthető görbepont, valamint r_k logaritmikus spirálishez tartozó görbepont irányvektorának különbsége, viszonyítva az állandó zárószögű görbepont irányvektorának hosszához. Így az eltérés százalékosan mutatható ki.

$$\delta(\gamma) = \frac{R_k(\gamma) - r_k(\gamma)}{R_k(\gamma)} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6.54.)$$

Mivel a δ értéke nem állandó, hanem függvénye a γ szögnek, így diagram formájában szemléletesen ábrázolható ez a relatív hiba. A γ szöget az előzőekben felvett koordináta rendszerben elegendő $0 \leq \gamma \leq 60^\circ$ tartományban értelmezni, mivel a vizsgált görgős szabadonfutók öt vagy hat görgővel készülnek, így $\gamma \geq 60^\circ$ szögekhez tartozó görbeponton való kapcsolódás a gyakorlatban nem jön létre.



6.7. ábra
Az ideálisnak tekinthető görbe és a logaritmikus spirális relatív eltérése százalékban

A 6.7. ábra egy – a gyakorlatban alkalmazott – görgős szabadonfutó geometriai adataival készült. A százalékos eltérés-értékekből megállapítható, hogy a két görbe közötti különbség nem számottevő.

6.5.2. Az α kapcsolószög változása logaritmikus spirális esetén

Az előző fejezetben tett megállapítást érdemes részletesebben is megvizsgálni. A zárószög növekedése a görgős szabadonfutó megcsúszásának kockázatát növeli, amíg annak csökkenése a görgő esetleges beszorulását eredményezheti. Nézzük meg tehát, hogy a $0 \leq \gamma \leq 60^\circ$ tartományban a logaritmikus spirális mely részén milyen jellegű a zárószög változása. Mint az már ismert, a logaritmikus spirális esetén a β érintőszög állandó. Állandó továbbá az r_b belsőgyűrű sugár, az r_k pedig a γ szög függvényében ismert logaritmikus spirális pont.

$$r_k = r_k(\gamma) \quad (6.55.)$$

Kifejezve a 6.48 egyenletből az r_g görgő sugarát, belátható, hogy r_g is γ függvénye.

$$r_g = \frac{r_k \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha} - r_b \quad (6.56.)$$

Helyettesítsük vissza a 6.47 egyenletbe a kapott összefüggést:

$$r_k \cdot \sin \beta = \frac{r_k \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha} \cdot \cos 2\alpha + \frac{r_k \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha} - r_b \cdot \quad (6.57.)$$

Rendezve az egyenletet, az

$$\frac{r_k \cdot \sin \beta + r_b}{r_k \cdot \cos \beta} = \frac{1 + \cos 2\alpha}{\sin 2\alpha} \quad (6.58.)$$

képletet kapjuk, melynek jobb oldala tovább alakítható:

$$\frac{1 + \cos 2\alpha}{\sin 2\alpha} = \frac{1 + \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = \operatorname{ctg} \alpha \cdot \quad (6.59.)$$

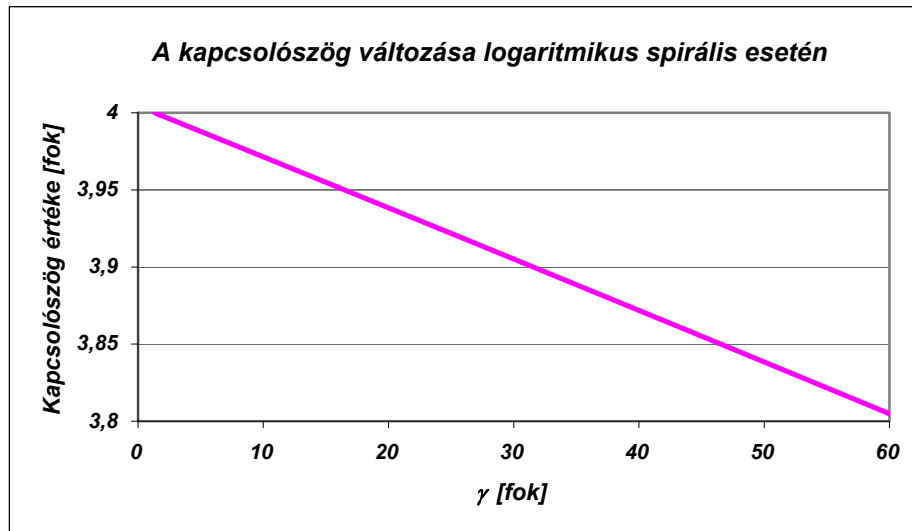
Az α kapcsolószög változása tehát az alábbiak szerint alakul:

$$\frac{r_k \cdot \sin \beta + r_b}{r_k \cdot \cos \beta} = \operatorname{ctg} \alpha, \quad (6.60.)$$

vagy másképpen:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{r_k \cdot \cos \beta}{r_k \cdot \sin \beta + r_b}. \quad (6.61.)$$

Diagramban ábrázolva a változást (6.8. ábra), azt tapasztaljuk, hogy a kapcsolószög közel lineárisan csökken a γ függvényében.



6.8. ábra

A kapcsolószög változása a γ szög függvényében logaritmikus spirális esetén

Mivel a változás mértéke a használati tartományban nem számottevő, így megállapítható, és a továbbiakban bizonyítottan tekinthetjük, hogy a logaritmikus spirális pálya megfelelő a görgős szabadonfutók kifogástalan működéséhez. Az előzőekben levezetett, ideálisnak tekinthető görbe esetén a kapcsolószög viszont bármely pontbeli érintkezés esetén állandó értéken marad. Tekintettel arra, hogy mind a logaritmikus spirálissal, mind az ideális görbével készíthető csillagkerék gyártási technológiája teljesen megegyezik, és semmivel sem bonyolultabb az egyik vagy a másik előállítás, megállapíthatjuk, hogy plusz költség sem jelentkezne abban az esetben, ha az ideális görbét alkalmaznák a külső csillagkerékes görgős szabadonfutók gyártásakor.

6.6. Megfogalmazható új eredmény

A görgős szabadonfutók csillagkerékére vonatkozóan értelmeztem és meghatároztam egy ún. ideális profilt, amely a görgők méretszórása és kopása esetén is állandó zárószöget, és ezzel megbízható működést biztosít.

Megállapítottam, hogy az ideális profil megvalósításához a görgők középpontjának logaritmikus spirálison kell elhelyezkednie.

Az ideális profil és a logaritmikus spirális alakú csillagkerék egybevetése alapján meghatározható az optimális paraméterekkel rendelkező logaritmikus spirális, amelynél a kapcsolószög (zárószög) változása a legkisebb mértékű.

7. Akusztikai mérőpad koncepcionális tervezése

Jelölésjegyzék

a	gyorsulás
B	mágneses indukció
c	rugóállandó
c_1	konstans
c_2	konstans
c_3	konstans
D	elmozdulás
f	frekvencia
f_n	forgási frekvencia
f_p	pólus-áthaladási frekvencia
f_s	szlip-frekvencia
f_v	hálózati frekvencia
F	erő
k	rugómerevség
M	nyomaték
M_t	terhelő nyomaték
M_0	kezdő nyomaték
n	fordulatszám
n_s	szlip fordulatszám
N	mechanikai teljesítmény
L	szint
L_p	hangnyomásszint
L_W	teljesítményszint
p	pólusok száma
t	idő
v	sebesség
v_{eff}	effektív rezgéssebesség
z	támasztó lemezek száma
λ	fajlagos nyúlás
ν	rezgés rendszáma
ω	szögsebesség

7.1. Bevezetés

A gépjárművekbe épített görgős szabadonfutók az indítási folyamatban vesznek részt. Fő feladatuk, hogy a robbanómotor beindulását követően megvédjék az indítómotort a károsodástól addig, amíg a mágneskapcsoló fizikailag nem oldja a fogaskerék-kapcsolatot. Egy gépjármű hosszú távú használata során az indítási folyamatok száma átlagosan napi 2-3. Az éves szinten történő körülbelül 1000 indítás reális becslésnek tekinthető. Egy gépjármű teljes életciklusa alatt a kapcsolások száma átlagosan elérheti a 15-20000-et.

Ez a fejezet egy olyan vizsgálpad koncepcionális tervezését tűzte ki célul, amely lehetővé teszi a felújítás előtt álló görgős szabadonfutók roncsolásmentes állapotfelmérését. Ezek a gépjármű elemek nagy számban, ömlesztve érkeznek a felújítást végző vállalathoz, így arra vonatkozóan semmilyen információ nem áll rendelkezés-

re, hogy az egyes szerkezetek milyen károsodást szenvedtek a használat során. Elképzelhető, hogy sok esetben a görgős szabadonfutók teljes felújítása indokolatlan, azok egy külső tisztítást követően ismét használhatóak lennének. Amennyiben létezik olyan roncsolásmentes vizsgálati módszer, amellyel ez a kérdés egyértelműen eldönthető, abban az esetben ez anyagi megtakarítást jelenthet a felújítást végző vállalat számára.

A roncsolásmentes vizsgálat elvégzéséhez ezeket a forgásirány-kapcsoló tengelykapcsolókat meg kell forgatni. Ez – funkciójukból adódóan – csak szabadonfutás irányában kivitelezhető. Szubjektív megítélés szerint egy teljesen új kapcsolót szabadonfutás irányában mozgatva más hangot illetve rezgést érzelünk, mint egy használt esetben. A mozgatáshoz szükséges nyomaték is tapasztalat szerint különböző. Ebből következik, hogy zaj- illetve rezgés-, valamint nyomatékméréssel a szerkezet elhasználódásának foka detektálható. A roncsolásmentes vizsgálat kiegészíthető esetleg érintkezésmentes hőmérsékletméréssel is.

Ehhez egy olyan vizsgáló berendezést kell megtervezni és elkészíteni, amely alkalmas a feladat elvégzésére, kiszűrve az egyes, méréshez elengedhetetlen kiegészítő egységek, valamint a környezet saját zaját illetve rezgését.

7.2. Vizsgáló helyiség – laboratórium

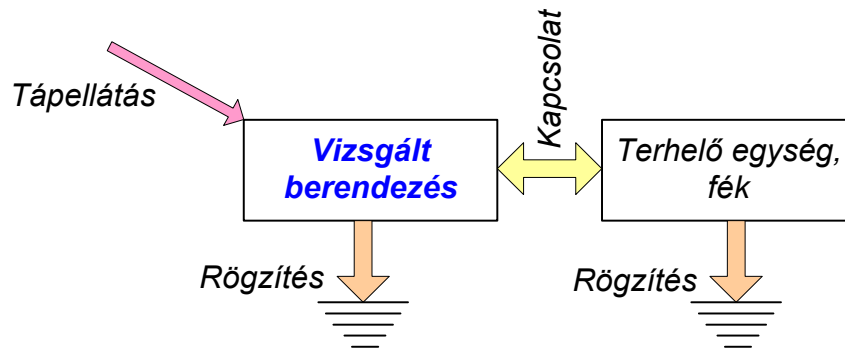
Egy görgős szabadonfutó akusztikai vizsgálatához számos szempontot kell figyelembe venni. A mérőberendezés megtervezése és összeállítása szempontjából lényeges, hogy léghangot (zajt) vagy testhangot (rezgést), esetleg mindkettőt kell-e mérni. A léghang mérése mindenképpen feltételez egy speciális laboratóriumi helyiséget, melyet kialakításától függően süketszobának vagy zengőszobának nevezünk. Süketszobának nevezzük azt a helyiséget, amelyben a teljes belső felületet nagy hangelnyelő képességű burkolattal látták el. A zengőszoba ezzel ellentétben hangvisszaverő felületű burkolatot kap.

A léghang laboratóriumi körülmények között való mérésére mindkettő alkalmas, lényeges feltétel viszont mindkét esetben, hogy a környezetből érkező külső zajokat teljesen kizárjuk. A mérést csak abban az esetben tekinthetjük elfogadhatónak, ha olyan feltételeket tudunk létrehozni, amelyek mellett a mérési eredmények reprodukálhatók, illetve két különböző darabon végzett mérés eredménye összehasonlítható az azonos feltételek biztosítása miatt. A léghang mérés esetén a vizsgáló helyiségben lévő személyek száma is befolyásoló tényező lehet, így ott csak a szükséges számú személyzet tartózkodhat (optimális esetben senki). A léghang mérése egy vagy több mikrofon alkalmazásával történik, pontosan rögzített távolságban, a zajforrás távolterében. (Közeltérben csak intenzitáspondás mérést szabad végezni.)

A testhang (rezgés) mérésekor nem szükséges ilyen szigorú feltételeknek megfelelni. Ebben az esetben csak a környezetből származó zavaró rezgések kiküszöbölése (pl: közúti forgalom, közelben működő lift,...) szükséges. A mérés során a helyiségben tartózkodó személyek száma nem befolyásolja az eredményt, illetve a reprodukálhatóságra sincs hatással. Az akusztikai vizsgáló helyiségeket olyan módon szokták kialakítani, hogy mind léghang, mind testhang mérésére alkalmasak legyenek. Az esetleges egyéb zavaró hatások kiküszöbölése a mérést végző feladata. A rezgés mérése rezgésérzékelő alkalmazásával történik. Ez a vizsgált eszköz, illetve a kívánt információ alapján lehet rezgéskitérés, rezgéssebesség vagy rezgésgyorsulás érzékelő. Kiválasztásának és felhelyezésének szempontjait a későbbiekben részletezzük.

7.3. Vizsgált berendezés

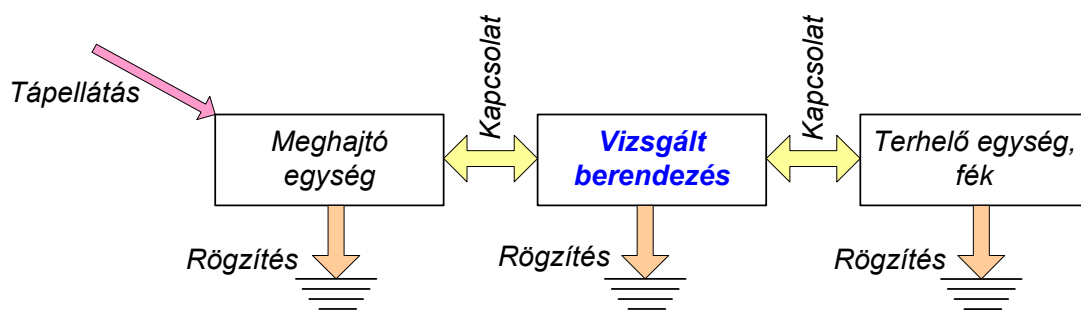
Az akusztikai szempontból vizsgált berendezéseket két csoportra oszthatjuk: aktív és passzív eszközök. **Aktív** eszköznek nevezzük azokat a berendezéseket, melyek önálló meghajtással rendelkeznek (pl.: kézi szerszámgép, porszívó, légtechnikai berendezés), azok egészére irányul a vizsgálat. Ebben az esetben csak az eszköz rögzítéséről és tápellátásáról, esetleg terhelés alatti vizsgálat esetén fékrendszer beépítéséről kell gondoskodni (7.1. ábra).



7.1. ábra

Aktív eszköz mérési blokkja

Passzív eszközről beszélünk abban az esetben, ha a vizsgálni kívánt részegység önálló mozgásra nem képes (pl: hajtóművek, görgők, csapágyak akusztikai vizsgálata esetén), annak meghajtásáról egy külső egység alkalmazásával kell gondoskodni ahhoz, hogy a mérés elvégezhető legyen. Ehhez társul az előzőekben ismertetett rögzítési feladat, ill. terhelés alatti vizsgálat esetén a fékrendszer csatlakoztatása (7.2. ábra).



7.2. ábra

Passzív eszköz mérési blokkja

Jelen esetben a vizsgált egység a passzív eszközök csoportjába sorolható. Ez lényegesen bonyolultabbá teszi a vizsgáló berendezést, hiszen akár léghangot, akár testhangot mérünk, a kiegészítő berendezés saját zaja, ill. rezgése teljes mértékben nem szűrhető ki, így zavaró hatással van a mért eredményre nézve.

Passzív eszközök (pl.: hajtómű) léghang mérési eredményei – az esetek döntő többségében – csak összehasonlító elemzésre használhatók fel laboratóriumi pontossággal. Ennek az az oka, hogy a meghajtó egység zaja gyakran meghaladja a vizsgálni kívánt eszköz működési zaját. A meghajtó egység hangszigetelése a vizsgált darabtól sok esetben körülményes vagy kivitelezhetetlen.

Passzív eszközök testhang mérése is bonyolult feladat, de körültekintő tervező munka által sokkal jobb eredmények érhetők el, mint a léghang mérés esetén. Ebben az esetben a meghajtó egység rezgése szintén zavaró hatású lehet, de megfelelő

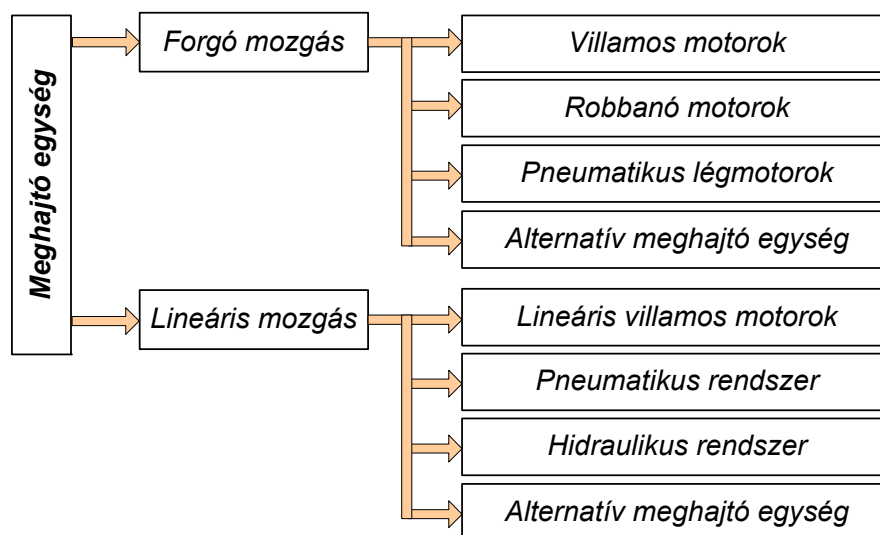
rezgésszigeteléssel valamelyest kiküszöbölhető. Az esetlegesen megmaradó, zavaró frekvenciájú rezgések a mérés eredményéből beazonosíthatóak, illetve figyelmen kívül hagyhatók.

A leírtak alapján a görgős szabadonfutó, mint passzív eszköz akusztikai vizsgálata a rezgés mérése javasolt. Amennyiben saját érzékszervvel is kíváncsiak vagyunk a szerkezet belsejében ébredő hangokra, úgy léteznek módszerek, melyekkel a testhang (rezgés) digitálisan feldolgozható és hallhatóvá tehető.

7.4. Meghajtó egység kiválasztása

A passzív eszközök meghajtó egységének kiválasztása alapvetően a mozgás típusától függ. Eszerint beszélhetünk forgó vagy lineáris mozgásról. A meghajtó egységeket a létrehozott mozgástípus alapján csoportosítva (7.3. ábra) azt mondhatjuk, hogy a forgó mozgás sokkal inkább előtérbe kerül a mindennapi gyakorlatban. A lineáris mozgás alárendeltebb jelentőségű, illetve speciális esetekben alkalmazott.

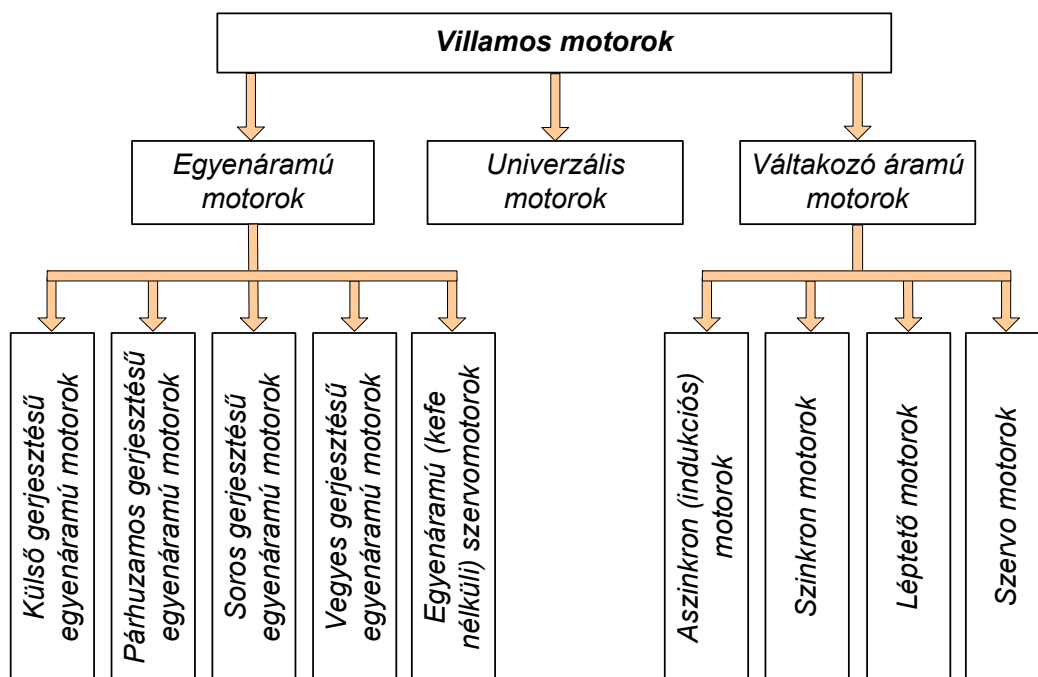
Esetünkben a görgős szabadonfutó meghajtásához a forgó mozgást megvalósító egységek jöhetnek szóba. Tekintettel arra, hogy akusztikai vizsgálatról van szó, zajosságuk miatt a robbanó motorok és a pneumatikus légmotorok kizárhatóak. Kézenfekvő megoldás a villamos motorok alkalmazása, mivel bő típusválaszték áll rendelkezésre, a fordulatszám-változtatás lehetősége akár fokozatmentesen is megvalósítható, valamint a tápellátás széles körben elterjedt, hozzáférhető. Hátránya, hogy a működés közben fellépő zaj illetve rezgés esetleg elnyomhatja a vizsgált berendezés saját zaját illetve rezgését. Az alternatív meghajtó egység elnevezésen olyan meghajtó egységeket értünk, melyek a testek tehetetlenségét vagy a Föld tömegvonzását használják ki a forgó mozgás létrehozására. Ezen megoldások hátránya a körülményes alkalmazás mellett a mérés közben változó fordulatszám, ami bonyolultabb és költségesebb műszerparkot igényel. Éppen ezért ezeket a megoldásokat csak végső esetben érdemes alkalmazni.



7.3. ábra

Meghajtó egységek csoportosítása

A leggyakrabban alkalmazott villamos motorok csoportosítása a teljesség igénye nélkül az alábbi ábrán látható.



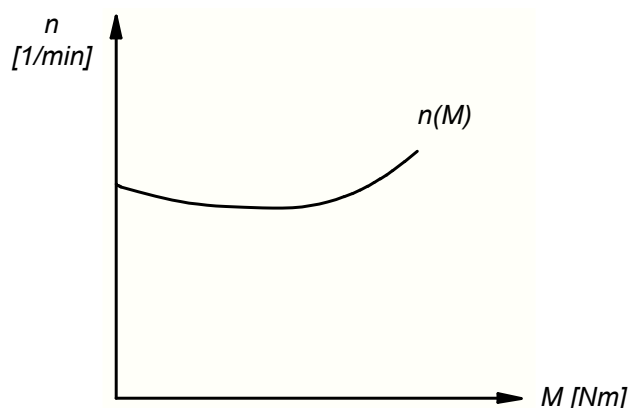
7.4. ábra

Villamos motorok csoportosítása

A 7.4. ábra szerinti kategóriákba sorolt, különböző működési elvű villamos gépek tulajdonságainak rövid leírását, valamint a fordulatszám-változtatás lehetőségeit – [43] szerint – az alábbi alfejezetekben foglaltuk össze.

7.4.1. Külső és párhuzamos gerjesztésű motorok

A külső és a párhuzamos gerjesztésű motorok jellemzői nagyon hasonlóak egymáshoz, ezért ezt a két típust együtt tárgyalhatjuk. A különbség csupán annyi, hogy párhuzamosan gerjesztett motoroknál a gerjesztő feszültség nem egyezik meg a motort tápláló hálózat feszültségével. Ezen motorok legjellemzőbb tulajdonsága a fordulatszám-tartás, tehát növekvő nyomaték mellett csak csekély mértékben változik a fordulatszám. Ezért felhasználási területe is az állandó fordulatszámot igénylő berendezésekre korlátozódik.

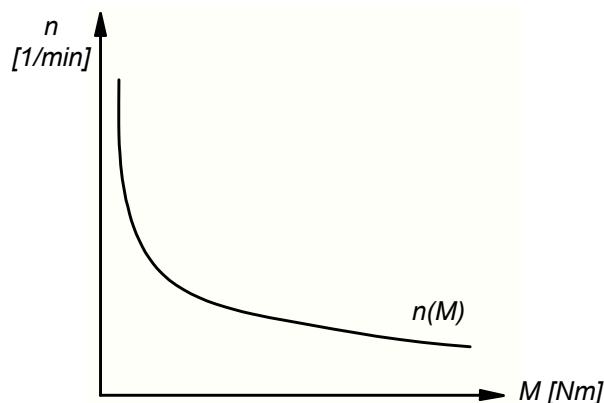


7.5. ábra

A külső és a párhuzamos gerjesztésű villanymotorok fordulatszám-nyomaték jelleggörbéje

7.4.2. Soros gerjesztésű motorok

A soros gerjesztésű motorok tipikus jellemzője a nagy indítónyomaték. Terhelés nélkül tilos az indítása, mivel ebben az esetben fennáll a megszaladás veszélye. Ekkor a motor fordulatszáma kritikus mértékben megnő, ami a szerkezet károsodását eredményezheti.



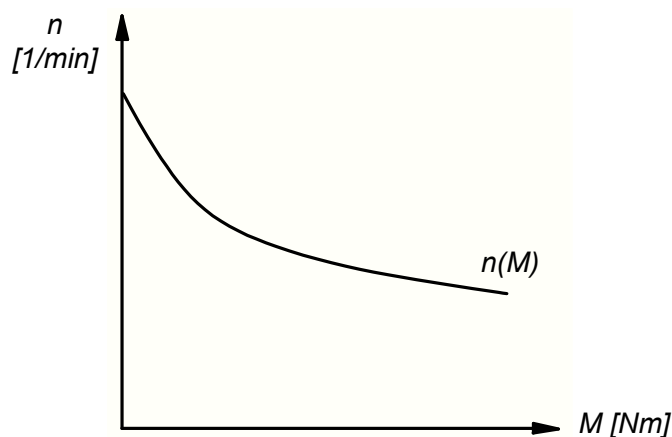
7.6. ábra

Soros gerjesztésű villanymotorok fordulatszám-nyomaték jelleggörbéje

A fordulatszám-nyomaték jelleggörbéről leolvasható, hogy a fordulatszám növekedésével nagymértékben csökken a nyomaték igény, ezért ezt a típusú motort olyan gépek hajtására használják, amelyeknek az indításakor nagy nyomatékra van szükség, majd a kellő fordulatszámot kis nyomaték befektetés árán is fent tudják tartani.

7.4.3. Vegyes gerjesztésű motorok

A vegyes gerjesztésű motorokban a soros és a párhuzamos gerjesztésű motorok tulajdonságai ötvöződnek. Tehát a jellemzően nagy indítónyomaték és kis terhelés esetén sem növekszik meg kritikus mértékben a fordulatszám.



7.7. ábra

Vegyes gerjesztésű villanymotorok fordulatszám-nyomaték jelleggörbéje

A jelleggörbéből kitűnik, hogy a fordulatszám üresjáratban nem szalad meg, és terhelés hatására sem változik jelentős mértékben.

7.4.4. Egyenáramú (kefe nélküli) szervomotorok

Ez a típusú motor csak egy állórészből és egy forgórészből áll, kefét és kommutátort nem tartalmaz, ezáltal magasabb fordulatszámot tud elérni, mint a többi egyen-

áramú motor. A kefék elhagyása miatt kisebb a karbantartási igény. A kefe nélküli szervomotorok forgórésze állandó mágnesezésű, ami kis tömeget, kis tehetetlenséget biztosít, így a motor nagyobb gyorsításokra és lassításokra is képes, tehát nagyon dinamikus. Ezeknek a motoroknak a hajtás szabályozása viszonylag olcsó és egyszerű.

Egyenáramú motorok fordulatszám változtatása

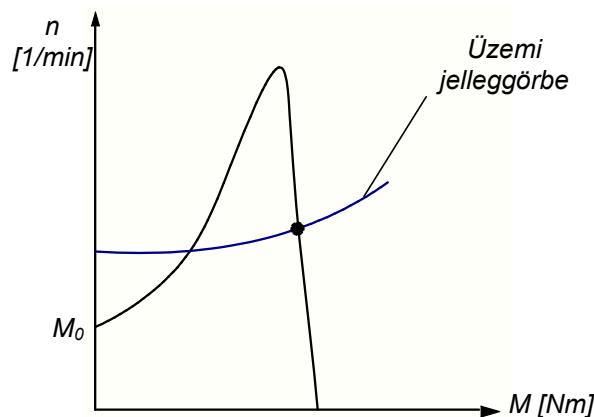
Az egyenáramú motorok széleskörű felhasználásának egyik oka, hogy a fordulatszámukat viszonylag egyszerűen lehet változtatni. Az egyenáramú motor fordulatszáma függ a kapcsolófeszültségtől, az armatúraáramtól, az armatúrakör ellenállásától és a fluxustól. Ezek alapján háromféle fordulatszám változtatási mód terjedt el:

1. A fluxus csökkentése: ezzel a módszerrel csak növelhető a fordulatszám.
2. Előtét ellenállással: így csak csökkenthetjük a motor fordulatszámát.
3. A motor kapcsolófeszültségének változtatása: csökkenthető és növelhető is a fordulatszám.

7.4.5. Váltakozó áramú aszinkron motorok

Az aszinkron vagy más néven indukciós motorok a leggyakrabban használt típusú villanymotorok közé tartoznak. Ezt egyszerű szerkezetüknek, üzemi tartományban stabil munkapontjuknak, jó üzembiztosságuknak, nagy indítási nyomatékuknak köszönhetik. Emellett nincsenek olyan kényes alkatrészeik, mint az egyenáramú motoroknál a kommutátor, sőt a rövidre zárt kivételben még csúszógyűrű és kefe sincs, ami megnöveli a motor üzembiztosságát, és lecsökkenti a javítási és üzemeltetési költségeket. Az egyenáramú motorokhoz képest viszonylagosan kisebb a tömegük és a tehetetlenségük is.

Az aszinkron motorokat forgórészük kivitele alapján két csoportra oszthatjuk, ezek a tekercselt vagy más néven csúszógyűrűs és a rövidre zárt forgórészű vagy kalickás aszinkron motorok.



7.8. ábra

Váltakozó áramú aszinkron motorok jelleggörbéje

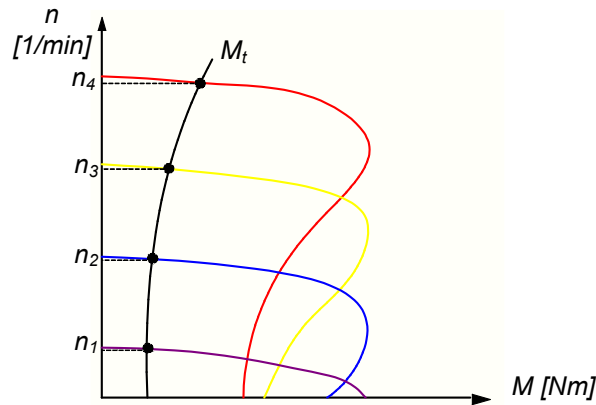
Az aszinkron gépek fordulatszámának változtatása

Az aszinkron gépek fordulatszámát három lehetséges módon lehet befolyásolni: a szlip, a frekvencia, valamint a pólusszám változtatása révén.

A szlip változtatását a csúszógyűrűs motoroknál alkalmazzák, mert kalickás kivitelű motoroknál jelentősen csökkenne a nyomaték. A szlip módosítását a forgórész-körbe iktatott ellenállásokkal oldják meg, amelyekkel folyamatos fordulatszám változtatás lehetséges, de az ellenállások miatt jelentősen megnövekszik a veszteség.

A másik megoldás a pólusszám változtatása. Ezzel a módszerrel több fokozatú fordulatszám módosítás érhető el. Ennek legelterjedtebb módszere a Dahlander-féle tekercselés, amelyben 1:2 arányban lehet a pólusszámot változtatni. Ezzel a megoldással lényegében a fordulatszámot meg lehet felezni.

A legelterjedtebb fordulatszám változtatási módszer az állórész frekvencia megváltoztatása, amit félvezetőkből épített frekvenciaváltókkal valósítanak meg. A frekvenciaváltók egyszerre változtatják a tápfeszültséget és a tápfrekvenciát. Ezzel a megoldással fokozatmentes fordulatszám változtatás lehetséges kvázi veszteségmentesen.



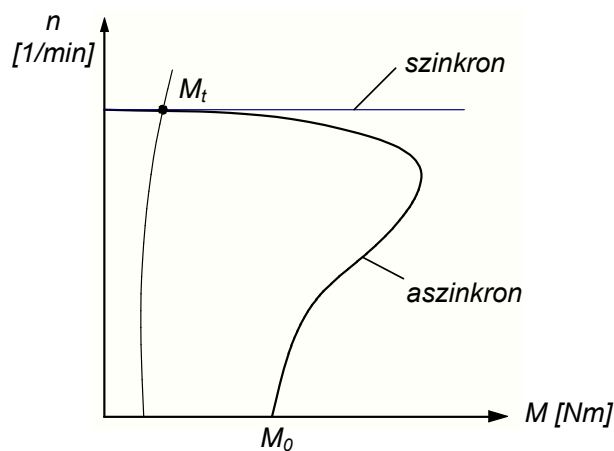
7.9. ábra

Váltakozó áramú aszinkron motorok fordulatszám változtatása

7.4.6. Váltakozó áramú szinkron motorok

A szinkron gépek legfontosabb tulajdonsága, hogy tartósan csak a szinkron fordulaton képesek üzemelni, csak itt tudnak nyomatékot szolgáltatni. Ha a fordulatszám ettől eltér, akkor kiesnek a szinkronból, és leállnak, ebből kifolyólag szinkron motorokat általában ott alkalmaznak, ahol egyenletes fordulatszám szükséges. A szinkron gépeknek két legjellemzőbb típusa a kiálló pólusú és a hengeres pólusú kivitel.

A szinkron gépek indítása külön eljárást igényel, mivel a motor csak a szinkron fordulaton képes nyomatékot leadni, ezért a szinkron gépeket általában generátorként alkalmazzák. A szinkron motor fordulatszáma csak a tápláló hálózat frekvenciájától és a motor pólusszámától függ.

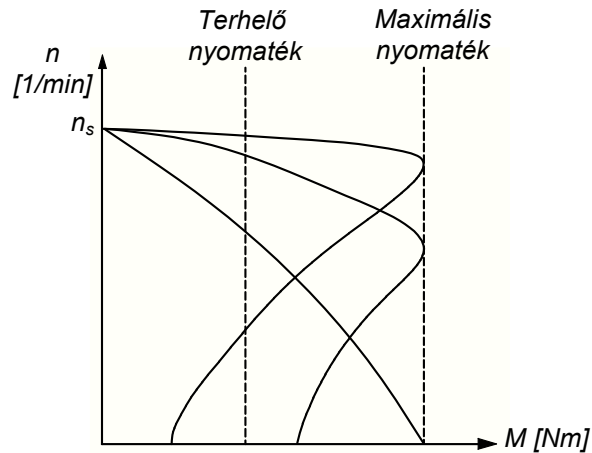


7.10. ábra

Váltakozó áramú szinkron motorok jelleggörbéi

7.4.7. Váltakozó áramú (kefe nélküli) szervomotorok

A váltakozó áramú szervomotorok jellemzően állandó mágneses szinkron motorok, amelyek legfontosabb tulajdonsága, hogy kis tehetetlenségük miatt a fordulatszámuk gyorsan és széles tartományban változtatható, a maximális nyomatékot álló állapotban is biztosítani tudják, rövid ideig a névleges nyomatékuknak többszörösét is ki tudják fejteni. Fordulatszámukat és nyomatékukat a megfelelő eszközökkel nagyon pontosan tudjuk szabályozni.



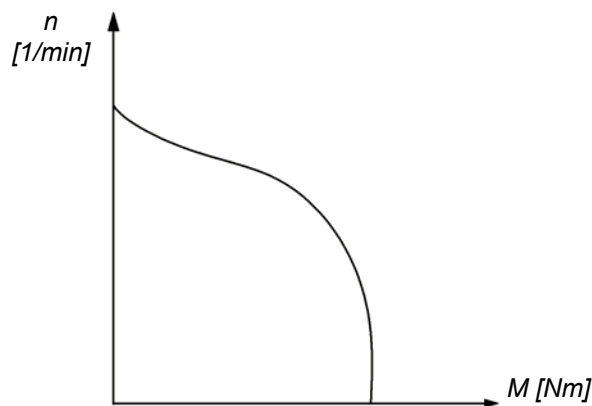
7.11. ábra

Kefe nélküli szervomotorok jelleggörbéje

7.4.8. Léptetőmotorok

A léptetőmotorok elektromos impulzusokkal vezérelt motorok, ezért pontos lépcszerű pozicionálásra képesek. Az impulzusok sorrendjével a motor forgásirányát, az impulzusok gyakoriságával pedig a motor forgási sebességét tudjuk szabályozni.

A léptetőmotorokat olyan mechanizmusok hajtására használják, ahol az elfordulási szöget, sebességet, vagy pozíciót kell vezérelni. A léptetőmotorok forgórésze fogazott, így az egy lépéshez tartozó elfordulási szög a fogak számának függvénye. A fogazott kialakításból következik, hogy viszonylag jelentős a zaj és rezgés kibocsátásuk.



7.12. ábra

Léptetőmotorok mechanikai jelleggörbéje

7.4.9. Univerzális motorok

Az univerzális motorok mind egyenáramú, mind váltakozó áramú hálózatról üzemeltethetőek. Ezeknek a motoroknak az állórésze és a forgórésze is tekercselt, kommutátorral és szénkefével is rendelkeznek, ezért sok olyan alkatrészt tartalmaznak, amely elkophat, gyakori karbantartásra szorulhat.

Ezeknek a motoroknak a tulajdonságai szinte azonosak az egyenáramú motorokéval. Ilyen típusú motorokat alkalmaznak a háztartási gépek, fűrógépek, porszívók meghajtására.

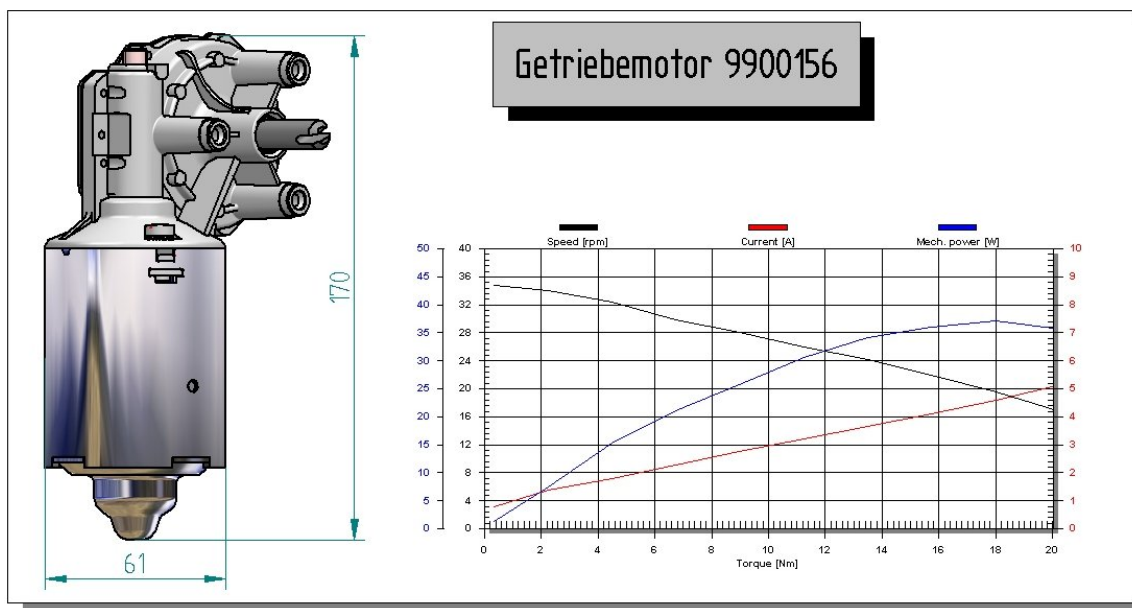
7.4.10. Villanymotor kiválasztási szempontok

A motor kiválasztásánál a következő szempontokat kell figyelembe vennünk: fordulatszám, nyomaték, teljesítmény, dinamika, szabályzás, karbantartás, élettartam, ár, zaj-rezgés.

	Egyenáramú motorok	Egyenáramú kefe nélküli szervomotorok	Váltakozó áramú aszinkron motorok	Váltakozó áramú kefe nélküli szervomotorok	Léptető motorok
Fordulatszám [1/min]	0-5000	0-50000	100-2800	0-50000	0-400
Nyomaték [Nm]	0,01-1000	0,01-100	0,01-300	0,01-100	0,01-30
Teljesítmény [kW]	0,001-200	0,001-20	0,1-50	0,001-20	0,001-1
Dinamika	közepes	magas	alacsony	magas	közepes
Szabályzás kivitele	összetett	összetett	egyszerű	bonyolult	egyszerű
Karbantartás	bonyolult	egyszerű	egyszerű	egyszerű	egyszerű
Élettartam	kicsi	nagy	nagy	nagy	nagy
Ár	közepes	magas	alacsony	magas	alacsony
Zaj-rezgés	közepes	alacsony	alacsony	alacsony	magas

Mivel a váltakozó áramú szinkron motorok csak szinkron fordulaton képesek nyomatékot biztosítani, ezért ezzel a típussal a későbbiekben nem foglalkozunk. A fenti táblázat alapján a rezgésdiagnosztikai mérőpad hajtására – gazdaságossági szempontokat is figyelembe véve – a váltakozó áramú aszinkron motor, vagy az egyenáramú villanymotor a legmegfelelőbb választás. Utóbbi előnye, hogy a fordulatszám változtatása a tápfeszültség megfelelő megválasztásával egyszerűen beállítható.

Részben technikai okok miatt a Phoenix Mecano cég által gyártott 9900156 motorkóddal ellátott egyenáramú hajtóműves motor került beépítésre. A fordulatszám csökkentést egy csavarhajtás biztosítja, amely egy egybekezdésű, acél anyagú csigából és egy $z_2 = 69$ fogszámú, POM anyagú, ferde fogú fogaskerékből épül fel. Ennek a típusnak a névleges feszültsége $U_n = 24$ V, amely esetben a kimenő fordulatszám $n_2 \approx 35$ min^{-1} . A motor fordulatszáma $n_1 = 2400$ min^{-1} . A választott egyenáramú motor ábráját, illetve jelleggörbéit az alábbi (7.13. ábra) mutatja.



7.13. ábra
Választott hajtóműves motor

7.5. Villamos forgógépek, mint zajforrások [38]

Mint az már az előzőekben említésre került, a passzív szerkezetet meghajtó egység működési zaja ill. rezgése befolyásolhatja a mérési eredményt. Ezért érdemes megvizsgálni a villamos forgógépek által kibocsátott zajt ill. rezgést, azok jellemző frekvenciáit, hogy a mérés eredményeként kapott spektrumban ezek könnyen beazonosíthatók legyenek. [38] szerint amennyiben a zajforrásokat osztályozzuk, három fő csoportot különböztethetünk meg:

- Mechanikai zaj;
- Mágneses zaj;
- Áramlási zaj.

7.5.1. A zaj lehetséges okai villamos forgógépek esetén

A villamos forgógépek olyan szerkezetek, melyekben mind a három típusú zaj előfordul.

A **mechanikai jellegű zajt** alapvetően a csapágyak futási pontatlansága, helytelen beépítése, a gyártási és szerelési hibák, a forgórész kiegyensúlyozatlansága, illetve a nem megfelelő alapozás okozzák. Ide sorolható a kefezaj is, amely csak üresjáratban számottevő.

A **mágneses eredetű zajt** a működés közben az álló és forgó rész között fellépő Lorentz-féle erők, Maxwell-féle erők, valamint a magnetostrikciós erők okozzák. Káros nagyságú rezgés és ezzel zaj csak rezonancia esetén alakul ki, amikor is valamelyik gerjesztési frekvencia és sajátfrekvencia megegyezik.

A magnetostrikció a ferromágneses anyagoknak az a tulajdonsága, hogy mágneses térbe helyezve alakváltozást szenvednek. Ez megnyúlás (+) és megrövidülés (-) is lehet. A mágneses térerősség periodikus változásával periodikus alakváltozás –

rezgés jön létre –, amely a környezetben zaj formájában jelentkezik. Az alakváltozást leíró görbék [38] szerint parabolák, egyenletük

$$\lambda = c_1 B^2 \quad (7.1.)$$

alakban írható fel. Mivel a mágneses indukció a váltakozó feszültség miatt $\sin \omega t$ függvény szerint változik, ezért

$$\lambda = c_2 \sin^2 \omega t = \frac{c_2}{2}(1 - \cos 2\omega t) = c_3(1 - \cos 2\omega t). \quad (7.2.)$$

Következésképpen az 50 Hz-es váltakozó feszültségű táplálás esetén a rezgés alapfrekvenciája a $2\omega t$ miatt 100 Hz lesz. A spektrumban jól beazonosíthatók ezek felharmonikusai is. A leírtak csak váltóáramú villamos motorok esetében igazak.

Az **áramlási zaj** fő oka a villamos gép hűtését szolgáló, forgórészre szerelt ventilátor lapát. Ennek hiányában is fellép némi áramlási jellegű zaj, mivel a nyugalmi térben, működés közben a forgó rész a levegőt bizonyos mértékben mozgásba hozza.

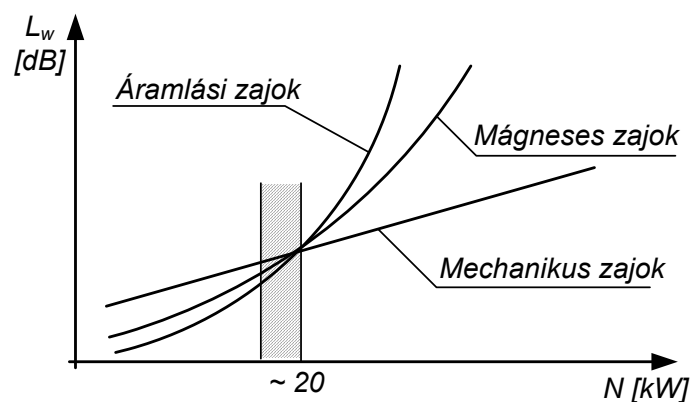
A ventilátor zaj alapvetően két részből tevődik össze, egy szélessávú zajból és egy vagy több tisztahangból. A ventilátor mindkettőben közrejátszik, míg az álló- és forgórész radiális irányú lemezei közötti rések hatására tisztahang jelentkezik. Frekvenciája

$$f = v \frac{z \cdot n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (7.3.)$$

ahol v a rezgés rendszáma; z a forgórészbe szerelt támasztólemezek száma; n a forgórész fordulatszáma min^{-1} -ban.

Az áramlási zaj önmagában is meghatározó, ha a kerületi sebesség (u) $> 50 \text{ m s}^{-1}$. Kényszerszellőztetés esetén a forrásteljesítmény a ventilátornak megfelelően nő. A szabványos villamos motorokba egy bizonyos teljesítményig többnyire egyenes állású lapátózással ellátott ventilátorok vannak beépítve, hogy mindkét forgásirányra alkalmasak legyenek. Ez akusztikailag rendkívül hátrányos. Áramlástechnikailag kedvező kialakítású axiál ventilátorok beépítésével (forgásiránytól függő átáramlás) lényeges javulást lehet elérni.

A leírtak alapján megállapítható, hogy villamos forgógépeknél az eredő zajt az áramlási, a mágneses és a mechanikus zajok, mint összetevők együttesen határozzák meg. Ezeket a teljesítmény függvényében külön-külön ábrázolva (7.14. ábra) jól látható, hogy a csapágyzajok a kb. 20 kW alatti tartományban meghatározóak, e felett az áramlási és a mágneses eredetű zajok lényegesen erősebbek.



7.14. ábra
Csapágyzaj összetevők villamos forgógépeknél [9]

7.5.2. Villamos forgógépek zajcsökkentési lehetőségei

A **mechanikus zajok** csökkentése rendszerint csapágyazási és alapozási feladat. Jelentősen csökkenthetők a rezgések, ha a csapágyak az állórészben rugalmasan vannak megfogva (utólag is megoldható), de ez csak kisebb teljesítményű gépeknél alkalmazható. Amennyiben a zajok kiegyensúlyozatlanságra vezethetők vissza, akkor a kiegyensúlyozást utólag el kell végezni.

Az **áramlási zajok** rendszerint csak konstrukciós úton csökkenthetők a megfelelő hűtési rendszer kiválasztásával. Fokozott költséget jelent egy utólagos beavatkozás, s csupán tokozásra, esetleg a hűtést végző közeg terelésére van lehetőség.

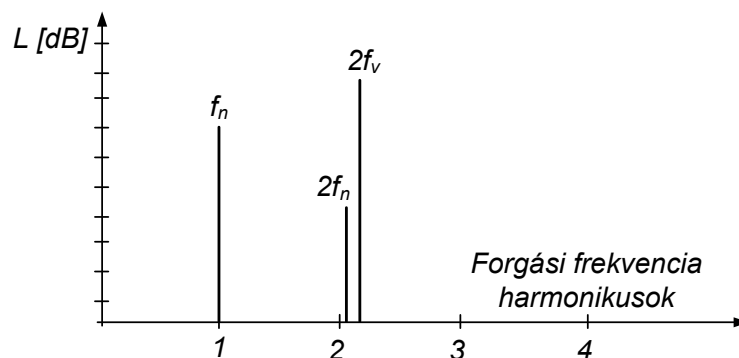
A **mágneses zajok** csökkentése kizárólag tervezői, ill. gyártási feladat. Nem részletezve, ez többek között a horonyszámok összehangolásával, horonyferdítéssel, horonyalak módosítással, lépésváltoztatással történhet.

Amennyiben a meghajtó egységen nem kívánunk konstrukciósan módosítani, az egyetlen lehetőségünk a megfelelő gépalapozás, illetve a rezgés elszigetelése a mérni kívánt passzív egységtől.

7.5.3. Villamos gép alaphibáinak felismerése

Bármilyen gondosan kiválasztott villanymotor, illetve precízen kivitelezett rezgészigetelés ellenére bizonyos mértékű rezgés át fog adódni a vizsgált egységre. Amennyiben a vizsgált egységről spektrumot veszünk föl, érdemes ismerni a villamos motor által keltett rezgések frekvenciáit, hogy azok beazonosíthatók legyenek, elkülönítve a vizsgált egység által gerjesztett rezgésektől. A továbbiakban a teljesség igénye nélkül néhány villamos forgógép hibát veszünk sorra, azok jellegzetes frekvenciáinak megadásával. A „durva hibák” hatását nem részletezzük, feltételezzük, hogy a villamos motor, valamint annak csapágyazása megfelelően újszerű állapotban van, valamint a forgórész megfelelően dinamikusan kiegyensúlyozott.

Az aszinkrongép állórész excentrikussága [8]. Ismertetőjele a spektrumban radiális irányú érzékelő elhelyezés esetén a hálózati frekvencia (f_v) kétszerese (100 Hz). Az állórész excentricitás szabálytalan, helyhez kötött légrést okoz a forgórész és az állórész között, amely határozott irányú rezgést gerjeszt (7.15. ábra). A légrés változás e motortípusoknál az 5 %-ot nem haladhatja meg. Hasonlóan excentricitást okozhat a nem megfelelően merev motor-lábazat és a görbült, csavarodott (deformálódott) alapzat is.

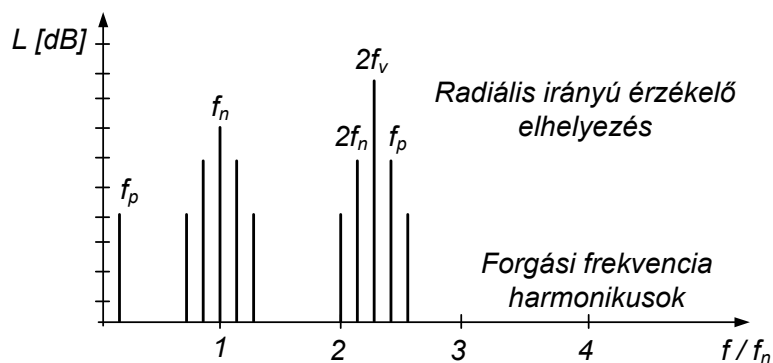


7.15. ábra

Az állórész excentricitásának elvi spektruma [8]

Az állórész hiba (excentrikusság) kimutatására spektrumfelvételnél a javasolt FFT vonalfelbontás legalább 3200 [2].

Az aszinkrongép forgórész excentrikussága [8]. Ismertetőjele a spektrumban az oldalsáv-frekvenciák megjelenése (f_n) és a hálózati frekvencia (f_v) kétszerese (100 Hz) körül.



7.16. ábra

Az aszinkrongép forgórész excentricitásának elvi spektruma [8]

Az excentrikus forgórész változó légrést jelent a forgó és az állórész között, amely lüktető rezgést gerjeszt. Ez a gerjesztett rezgés rendszerint a kétszeres hálózati frekvencián ($2f_v$) jelenik meg (7.16. ábra). A kétszeres hálózati frekvencia megjelenésének szoros kísérője a motor kétszeres tengelyfordulati frekvenciája ($2f_n$) is.

A spektrumban megjelennek a pólus-áthaladási frekvenciát (f_p) jellemző csúcsok az alsó frekvenciatartományban, valamint a kétszeres hálózati frekvencia és a tengelyfrekvencia oldalsávjaként. A szinkronfordulatszám

$$n_{sz} = 60 \cdot \frac{f_v}{2 \cdot p} \quad [\text{min}^{-1}], \quad (7.4.)$$

ahol f_v a hálózati frekvencia (Európában $f_v = 50$ Hz); $2p$ a póluspárok száma.

7.6. A rezgés elszigetelése, gépalapozás [35]

A rezgések egyik testről a másikra való átvitelének megakadályozása, ill. csökkentése a rezgésszigetelés. Ez a két test közé elhelyezett szigetelő réteggel (szerkezettel) valósítható meg, amelynek működése a határfelületeken történő visszaverődésen és a rezgési energiának a belső anyagsúrlódás által vagy alakváltozással történő felemésztésén alapszik.

7.6.1. Gépek alapozása

A gépalapozások szerkezeti megoldásukat tekintve lehetnek tömbalapok, keret-alapok, falazott alapok, cölöpalapok és rugalmas gépalátétek.

A tömbalapok viszonylag nagy tömegű, (vas)betonból, téglából készült tömbök. Ekkor a rezgést végző tömeg a gép és az alaptömb, rugalmasságot a talaj vagy valamilyen rugalmas anyag (szerkezet) biztosít. Leggyakrabban Diesel-motorok és gépi kalapácsok alapozásánál alkalmazzák.

A keret-alapok acél- vagy vasbeton keretszerkezetek, többnyire turbinák és törőgépek elhelyezésénél szokásosak.

A falazott alapok talplemezből és falakból állnak, ritkán használatosak. A cölöpalapok épületszerkezeteknél fordulnak elő.

A rugalmas gépalátétek kisebb gépek alátámasztására szolgálnak, többnyire szerszámgépek, villamos motorok, ventilátorok rögzítésénél fordulnak elő.

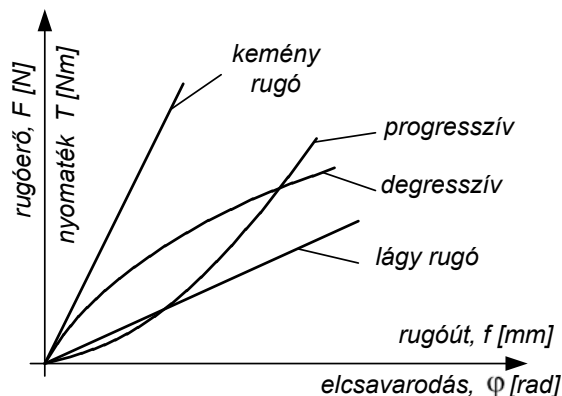
A gépágyazás kiválasztásánál a gerjesztési frekvenciát, a gerjesztő erőt és a ki-egyensúlyozottságot, illetve a szerkezet elhelyezését kell elsősorban figyelembe venni. Ehhez azonban csupán hozzávetőleges szabályokat lehet adni. Az elvi megoldásokat a legegyszerűbb esetekre Makhult táblázatokban foglalta össze ([41]).

7.6.2. Gépek rezgésszigetelése [41]

A rezgésszigetelés a rezgés áterjedését kívánja megakadályozni. A gyakorlatban ez azt jelenti, hogy valamilyen szigetelő anyagot vagy szerkezetet helyezünk el a rezgést végző és a védeni kívánt elem közötti átviteli úton.

Maga a rezgésszigetelés lehet aktív vagy passzív. Aktív rezgésszigetelés az, ha a szerkezet rezgéseinek a környezetbe való átadódását kívánjuk korlátozni (pl.: a meghajtó egység esetén). Passzív rezgésszigetelésnél viszont a környezet rezgéseinek a szerkezetre történő átkerülését akarjuk elkerülni (pl.: a vizsgálat tárgyát képező szerkezet (görgős szabadonfutó)).

Rezgés szigetelésére jellemzően rugalmas anyagokat és rugalmas szerkezeteket alkalmaznak. Az előbbieket az ún. anyagrugók (gumi, parafa, nemez stb.), míg az utóbbiak fémes alapanyagú rugók, ingák vagy ezek kombinációi. A legáltalánosabban használt szerkezeti elem rezgésszigetelésre a **fém alapanyagú** (acél, bronz, réz) **rugó**. Működésére jellemző jelleggörbéje lineáris, degresszív és progresszív (7.17. ábra), ill. lágy vagy kemény jellegű lehet.



7.17. ábra
Rugó jelleggörbék

A rugó keménységére jellemző mennyiség a rugóállandó

$$c = \frac{f}{F} \quad [m \cdot N^{-1}] \quad (7.5.)$$

vagy ennek reciproka, a rugómerevség

$$k = c^{-1} \quad [N \cdot m^{-1}]. \quad (7.6.)$$

A legfontosabb típusok: csavarrugó (hengeres vagy kúpos kialakítás, egyedi vagy csoportos elrendezés), gyűrűs rugó, tányérrugó, esetenként laprugó, forgató rugó, rúd rugó stb. Jellemző igénybevétel a nyomás, alkalmanként azonban lehet hajlítás, csavarás is. Előnyük a gyors cserélhetőség, a korrózióállóság és a tömeggyárthatóság, hátrányuk a kb. 200 Hz feletti összetevők átérésztése. Ez a hátrány azonban gumi, parafa vagy nemez közdarabok elhelyezésével megszüntethető.

Szintén gyakori megoldás a gumirugók alkalmazása. A gumirugók fémből készült alakos elemek közé vulkanizált gumituskók. Anyaguk különböző keménységű természetes vagy mesterséges gumi. Igénybevételük nyírásra és nyomásra kedvező, a

húzást kerülni kell. Karakterisztikájuk ([42] szerint) kis alakváltozás esetén lineáris, nagy alakváltozásnál degresszív.

Rezgésszigetelési célokra az eddig tárgyaltakon kívül rendszeresen alkalmaznak még parafa, nemez (vasfilc) alapanyagú rugókat. A parafa nyomásra vagy egyidejű nyomásra és nyírásra vehető igénybe, egyszerűen beépíthető.

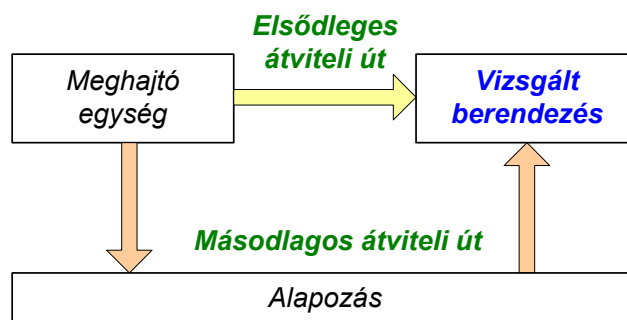
A nemez igénybevétele a parafáéhoz hasonló lehet. Csillapítási tényezője nagy, így főként a rezonancia-tartományban kedvező hatású. Szokásos vastagsága általános célok esetén 1,2...2,5 cm. ([42]).

A rezgésszigetelő szerkezetek többnyire kereskedelmi forgalomban kapható egységek. A rendelkezésre álló választék elég nagy ahhoz, hogy a felmerülő igényeket ki lehessen elégíteni.

Megjegyzés: A gépek alapozása, rezgésszigetelése és a helyszíni zajcsökkentés módszerei témakörben részletes útmutatást [9]-ben találunk.

7.7. Tengelykapcsolat létrehozása - rezgésszigetelés a vizsgált egységtől

Az előző fejezetben megvizsgáltuk a meghajtó és a vizsgált egység rezgésszigeteléseinek elvi lehetőségeit a gépalaptól. Ezzel lecsökkenthető a másodlagos átviteli úton átadódó rezgés, amely a két részt az alappal kapcsolatba hozza. Elsődleges átviteli útnak nevezzük azt a kényszer-kapcsolatot, amely a meghajtó és a vizsgált egység között a mozgásátvitelt biztosítja (7.18. ábra).



7.18. ábra

Elsődleges és másodlagos átviteli út

A forgó mozgás, illetve a nyomaték továbbítására a vizsgált egység felé tengelykapcsolót használnak. Ez a leghatékonyabb mód a teljesítmény átvitelére és a kívánt tengely meghajtására. A tengelykapcsoló szerepe jelen esetben többértű. Alkalmazásával ugyanis mindamellet, hogy biztosítani kell a kényszer-kapcsolatot a két egység között, ki kell egyenlíteni a motor és a hajtó tengely közötti relatív helyzethibákat, valamint a villanymotorban és a tengelyek összekapcsolásakor keletkező zavaró rezgéseket hatásosan kell csillapítani. Ezért igen lényeges feladat a legmegfelelőbb tengelykapcsoló kiválasztása.

7.7.1. Tengelykapcsoló kiválasztása

A mérőpad tervezéséhez a tengelykapcsoló választásakor a következő követelményeket kell kielégíteni:

- **Rezgéscsökkentés:** A villanymotor keltette zavaró rezgések elnyelése, csökkentése.

- **Helyzet hiba kiegyenlítése:** A szerkezet konstrukciójából adódó helyzet hibák kiegyenlítése. A vizsgált darab cseréjekor nincs lehetőség a precíz tengelybeállítás biztosítására.
- **Szerelhetőség:** A mért darabot gyakran kell cserélni, ezért elengedhetetlen követelmény az egyszerű szerelhetőség.

Megvizsgálva az 1. fejezetben részletesen ismertetett osztályozási szempontokat, ezen követelményeknek a rugalmas elemes tengelykapcsolók felelnek meg leginkább. Az ismertetett elemzést tekintve, a választott kapcsoló az alábbi kódolással lenne ideális a mérőpad működtetésére: 1-0-2-5-2. Ennek a kategóriának, valamint a fenti követelményeknek a **csillagbetétes körmös tengelykapcsoló** felel meg. Amennyiben a vizsgálópadon a tengelyhiba kiküszöbölhető, és a vizsgált egység rögzítése jól definiált, esetleg elektromágneses tengelykapcsoló alkalmazása is szóba jöhet. (Kódja: 3-2-1b-1-1.) Ennek megerősítésére próbamérések végzése mindenképpen javasolt.

A mérőberendezésbe egy Lenze márkájú 14 125 06 11 típusjelű elektromágneses tengelykapcsoló került beépítésre, biztosítva a szabadonfutók gyors cserélhetőségét, valamint a tengelyek közötti érintkezésmentes mozgásátvitelt. Az átvihető nyomatéka $M_s = 7,5 \text{ Nm}$, névleges feszültsége a választott villanymotorhoz hasonlóan $U_n = 24 \text{ V}$.

7.8. Műszer kiválasztásának szempontjai [38]

A zaj- és rezgésméréshez bő választékban áll rendelkezésre megfelelő műszerkínálat, amelyből minden esetben a feladattól függően kell választani. A mérés elfogadhatósága, valamint a vizsgált gépről kapott információ részletessége igen nagy mértékben függ a jól megválasztott műszertől, illetve érzékelőtől. Alapvetően más jellegű műszerekre van szükség pl. egy hajtómű méréséhez és egy kivágósajtó impulzusszerű zajának vizsgálatához. Egy zajcsökkentési beavatkozás eredményessége is a legegyszerűbben méréssel ellenőrizhető. Gyakran több, azonos termék minőségi ellenőrzése is méréssel kontrollálható.

A műszer kiválasztásakor alapvetően három kérdést kell megvizsgálni:

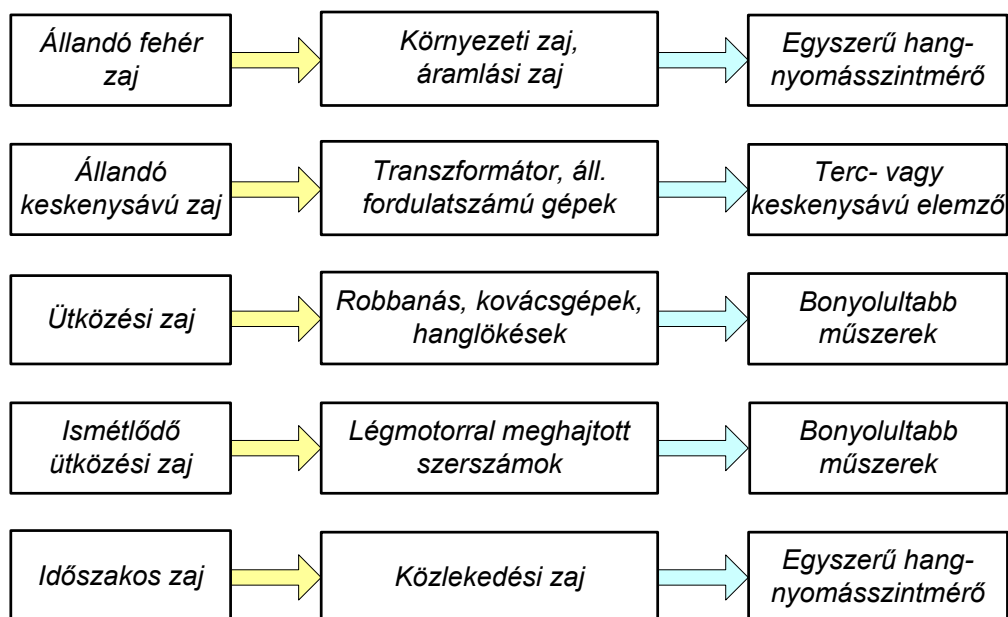
- Milyen a zaj (vagy rezgés) jellege?
- Mennyire részletes képet szeretnénk kapni a vizsgált berendezésről?
- Mennyi a rendelkezésre álló idő a mérés elvégzéséhez?

7.8.1. Műszerválasztás a zaj (rezgés) jellege alapján

A zaj (rezgés) jellegén alapvetően az időbeli lefutást értjük, de a frekvencia függést is figyelembe kell venni. A zajforrásról már a mérés előtt bizonyos információval kell rendelkezni. Ez alapján eldönthető, hogy

- állandó folytonos;
- állandó keskenysávú;
- ütközési jellegű;
- ismétlődő ütközési jellegű vagy
- időszakos zajról van-e szó.

Amennyiben ennek eldöntése nehézségbe ütközik, érdemes próbaméréseket végezni. Az alábbi ábra némi segítséget nyújt a megfelelő műszer kiválasztásában.



7.19. ábra
Műszerválasztás a zaj jellege alapján

Esetünkben – amennyiben állandó fordulatszámú meghajtó egységet alkalmazunk – valószínűsíthető az állandó jelleg, bár az egyes frekvenciák ismerete lényeges lehet, így egy keskenysávú (oktáv vagy terc) elemző használata mindenképpen javasolt, ha ez nem ellentétes a megkívánt felvilágosítás mértékével és/vagy a méréshez rendelkezésre álló idővel.

7.8.2. Műszerválasztás a felvilágosítás mértéke alapján

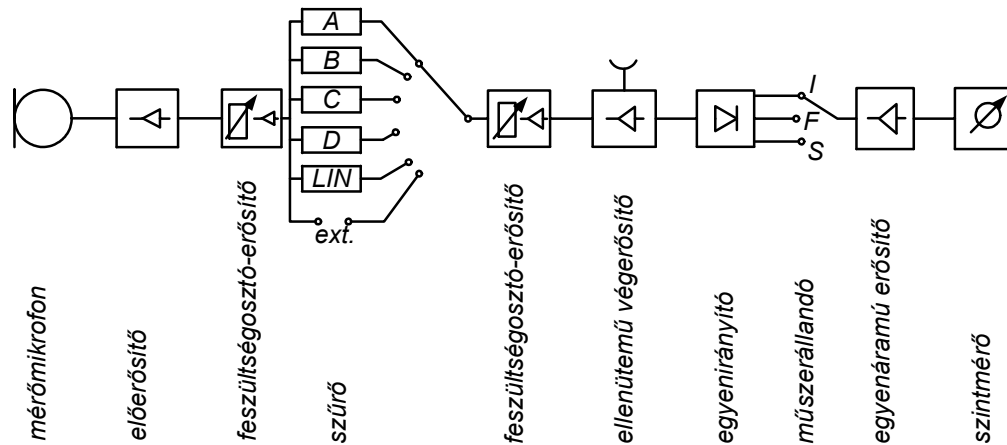
A felvilágosítás mértéke alapján általánosságban a halláskárosodással, munkahelyi zaj- és rezgésártalmakkal, környezetvédelmi feladatokkal kapcsolatos vizsgálatokhoz hangnyomásszint-mérő és oktávsváros elemző szükséges, illetve ennek megfelelő rezgésmérő. Ugyanakkor viszont egy zaj/rezgésszabályozással vagy áttervezéssel kapcsolatos mérés már keskenysávú- vagy valósídejű elemzőt igényel.

7.8.3. Műszerválasztás a rendelkezésre álló idő alapján

A rendelkezésre álló idő alapján: korlátozás nélküli esetekben (pl. környezeti zajok) megfelelő a legegyszerűbb műszerrendszer is, viszont rövid ideig üzemelő forrásoknál (pl.: robbantási zaj) már elengedhetetlen az adattároló használata.

7.8.4. Mérőműszer elvi felépítése [38]

Az egyes műszerelemek nem külön-külön, hanem a mérési feladatoknak megfelelően összeépítve kerülnek forgalomba. Ilyen műszer a hangnyomásszint-mérő vagy a rezgésmérő is, amely mikrofon (rezgésmérő esetén rezgésérzékelő) – erősítő és erősítés-szabályzó – szűrő – erősítő – szintmérő elemekből áll. Elvi felépítését a 7.20. ábra szerinti blokkvázlat mutatja.



7.20. ábra

Analóg mérőműszer elvi blokkvázlata [38]

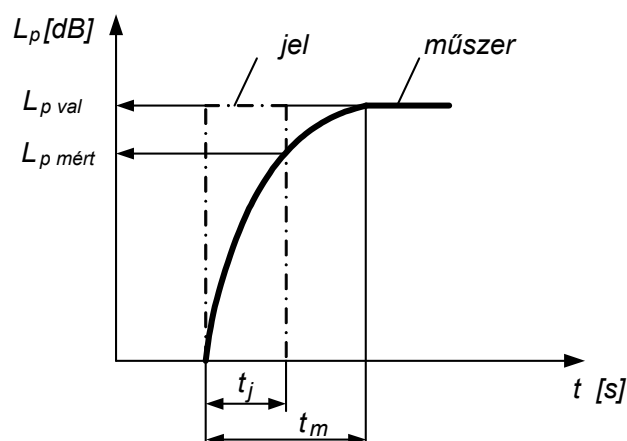
A 7.20. ábra szerint a mikrofon a hangnyomással (vagy a nyomásgradienssel) arányos feszültséget szolgáltat, amely az előerősítő fokozat után 10 dB-es lépcsőkben kapcsolható feszültségosztóra, majd a stabilizált második erősítőre kerül. Ezt követően a jel áthalad a súlyozó áramkörökön (szűrők), ahol mód van külső szűrősorozatra (pl. oktáv vagy terc) beiktatására is, majd az első feszültségosztóval párhuzamosan működő második feszültségosztón, valamint az ellenütemű végerősítőn az effektív értékkel arányos jelet szolgáltató egyenirányítón. Itt állítható be a műszer időállandója (jelkövetési sebessége). Az utolsó fokozat egy egyenáramú kimeneti erősítő és a jelzőműszer. (A rezgésmérő műszer elvileg hasonló elemekből épül fel, de egyes modulok változhatnak vagy elmaradhatnak.)

Nem szabad elfelejtkezni azonban a digitális műszerekről sem. Ezek felépítése lényegében különbözik az analóg változattól. A bemenő analóg jelet egy A/D átalakítón keresztül digitalizálják, és a kijelzőn (a leggyakrabban hétszegmenses LED-es vagy folyadékkristályos, tizedesvesszővel, előjellel, gyakran mértékegységgel ellátott típusokkal lehet találkozni) adott esetben egy posztprocesszált eredmény jelenik meg. Tehát a digitális műszerek működését, illetve a szolgáltatott eredményeket a hardware és az éppen aktuálisan futó software határozza meg. Gyakran találkozhatunk olyan típusokkal, amelyek többfunkciós készülékek, a mért eredményt a betöltött program határozza meg. Alapvető tulajdonságaik, illetve előnyeik az analóg műszerekkel szemben:

- Pontosabbak;
- Nagyobb a felbontóképességük;
- Nagyobb az érzékenységük;
- A mérési, illetve számítási eredmények elektronikusan eltárolhatóak;
- Működésüket kevésbé befolyásolják a környezeti hatások;
- A leolvasási hibák kiküszöbölhetőek.

A digitális műszerek használata, illetve beállítási lehetőségei nagyon hasonlóak az analóg műszerekhez. Egyes funkciók automatizáltak, a nyomógombokat érintőképernyő váltotta fel, de a mérési paramétereket – mint például a szűrőket, műszer időállandóját, méréshatárokat, felbontóképességet, stb. – az esetek döntő többségében továbbra is a diagnosztika állítja be.

A műszer időállandója a ráfelelést határozza meg. Időben változó jelenségeknél ugyanis a szintmérő a valóságosnál kisebb értéket jelez, ha a jel t_j időtartama kisebb a műszer jelkövetési idejénél (7.21. ábra).



7.21. ábra

Vázlat az időállandó értelmezéséhez [38]

Az időállandók értékei és alkalmazásuk:

- **Lassú** – Slow (S): 1000 ms; lassan változó jelenségekre használják.
- **Gyors** – Fast (F): 125 ms; nem impulzusszerű, de gyorsan változó hatások esetén alkalmazott.
- **Impulzus** (I): 35 ms; impulzusszerű zajok esetén választható, csak precíziós műszerekben található meg.

Egyes műszerekben csúcstartó áramkör is található, amely megkönnyíti a maximális értékek leolvasását.

A műszerek bonyolultságuktól és funkcionalitásuktól függően rendelkeznek különböző súlyozó szűrőkkel. A súlyozó szűrők menetét (A, B, C, D) szabványok rögzítik. Amennyiben nem alkalmazunk súlyozó szűrőt, akkor a műszeren a súlyozatlan (LIN) értéket kell választani.

A hangnyomásszint-mérők közé tartoznak azok a különleges típusok is, amelyek egy adott speciális feladatra készülnek. Ilyen az ún. integráló hangnyomásszint-mérő, amely az egyenértékű hangnyomásszint (L_{eq}) mérésére szolgál. A 20...20 000 Hz-es frekvencia-tartományban mutatja a hangnyomásszintet az egyes zajesemények időtartamának függvényében. Egyaránt használható általános környezeti és üzemi zajfelméréshez, továbbá a halláskárosodási kockázat becsléséhez. Rendszerint A vagy A, C és LIN súlyozásúak.

Esetünkben ez a típus is jól alkalmazható, amennyiben egy adott időintervallumban folyamatosan végezzük a mérést, és az eredmény időátlagát szeretnénk. Ezzel csökkenthető az esetlegesen mérés közben fellépő, előre nem várt véletlen zaj (vagy rezgés) direkt hatása.

Vannak olyan speciális műszerek, amelyek az érzékelő típusától függően képesek zajt vagy rezgést mérni. Ilyen esetben az érzékelő és a műszer közé esetleg megfelelő illesztő elem csatlakoztatásával lehet az érzékelőt felszerelni. A Brüel & Kjaer 2260-as precíziós keskenysávú elemző is ebbe a csoportba tartozik. Mikrofon csatlakoztatása esetén hangnyomásszintet, gyorsulásérzékelő csatlakoztatása esetén rezgés gyorsulás-szintet jelenít meg a kijelzőn.

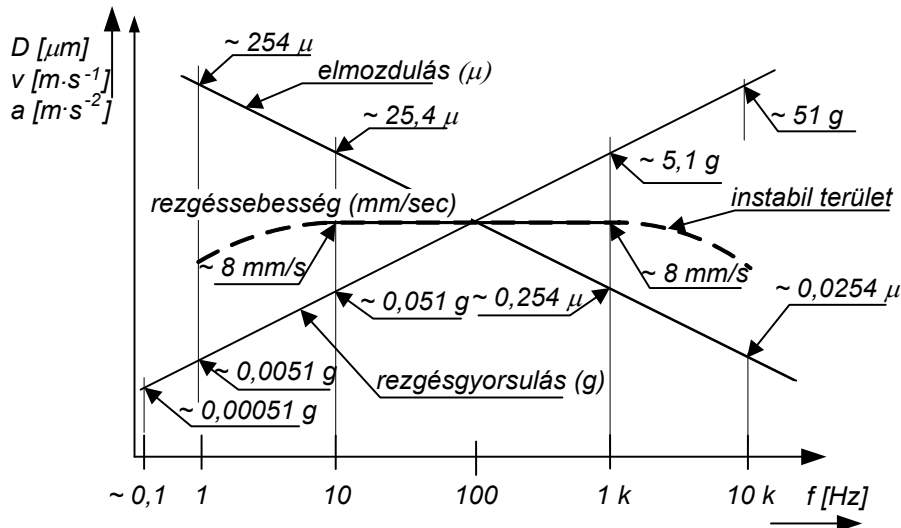
A vizsgálat tárgyát képező görgős szabadonfutó mérésére ez a műszer megfelelő. Előnyei a könnyű kezelhetősége, tercoktávós valós idejű elemző képessége, számítógépes kapcsolat lehetősége mellett a hordozhatósága és kiváló minősége.

7.9. Érzékelő kiválasztása

Az előzőekben ismertetett elvek szerint, a passzív eszközök zajmérésekor a megfelelő körülmények biztosítása sokkal körülményesebb, így inkább a rezgésmérés preferált. Ezért ebben a tanulmányban az érzékelő választásnál kizárólag a rezgés-érzékelők kiválasztási szempontjait tárgyaljuk.

7.9.1. A mérési paraméterek megválasztása [9]

A rezgésmérés során minden esetben az az alapkérdés, hogy a három jellemző (elmozdulás, sebesség, gyorsulás) közül melyiket alkalmazzuk. A 7.22. ábra alapján, a három választható paraméter – rezgéssebesség (v [mm s^{-1}]), rezgés gyorsulás (a [mm s^{-2}]) és rezgés elmozdulás (D [μm]) – bármelyikével előállított spektrum csak a megfelelő frekvenciatartományban adja az állapotnak megfelelő eredményt. Általános gyakorlat, hogy 10 Hz alatt az elmozdulást tekintik mérvadónak, míg 1 kHz fölött a rezgés gyorsulást. A két határérték között a rezgéssebesség a használatos. A forgó gépek többsége esetén a leggyakrabban használt paraméter a rezgéssebesség, de a szakma nem zárja ki az elmozdulás, illetve a gyorsulás értékekre megfogalmazott határértékek használatát sem.



7.22. ábra

A rezgésmérési paraméterek kapcsolata [9]

A rezgésérzékelők megválasztásánál – túl a már említett szempontokon – a következőket kell figyelembe venni:

- A **rezgés kitérés mérőt** többnyire szerszámgépek esetén használják, hiszen a gép által keltett kis frekvenciás rezgések átmásolódhatnak a munkadarabra, annak pontosságát, felületi minőségét rontva. Mechanikai és optikai elven működő típusok ismertek, rögzítésük gyakran nehézkes.
- A **rezgéssebesség érzékelők** alkalmazásának fő területe a gépdiagnosztika, illetve az épületdiagnosztika. Ezek az érzékelők általában relatíve nagy méretűek. A gépek vizsgálatakor gyakran előfordul, hogy az érzékelők tömege nagyobb, mint a mért egység tömegének egytizede. Ilyen esetben a mérés eredményét nem szabad elfogadni. Természetesen léteznek kisebb méretűek, sőt érintkezés nélküli, ún. lézeres – Doppler-elven működő – rezgéssebesség érzékelők is. Ezek beszerzési ára viszont igen magas. Előnyük viszont, hogy

mivel nincs közvetlen kapcsolat az érzékelő és a darab között, így annak tömege nem befolyásolja a mérés eredményét.

- A **rezgés gyorsulás érzékelők** piezoelektromos elven működnek. Egyszerű szerkezeti kialakításuknak köszönhetően a méretük kicsi (néhány gramm). Mivel nem tartalmazzak mozgó, kopó alkatrészt, időstabilitásuk nagy. Egyes típusaik jól alkalmazhatóak szélsőséges körülmények között is. Széles frekvenciatartományuk és dinamikatartományuk miatt a legelterjedtebb érzékelők. A hátrányok között említhető a viszonylag nagy impedancia, melynek következtében csak korlátozott hosszúságú kábelekkel használhatók, valamint a piroelektromos hatás miatt magasabb hőmérséklet esetén a hűtésről gondoskodni kell.

Mivel a kitérés, a sebesség és a gyorsulás differenciálás vagy integrálás útján összefügg, ezért minden váltakozó áramú kimenettel rendelkező érzékelővel bármelyiket lehet mérni. Az integráló és differenciáló áramkör(ök) az előerősítőhöz kerül(nek) beépítésre. A kétszeres integrálást azonban kerülni kell, mivel tapasztalat szerint a két integrációs konstans miatt bizonytalan eredményt szolgáltat.

7.9.2. Az érzékelő kiválasztásának szempontjai [9]

Az eszközök megválasztásánál különös gonddal kell eljárni, mivel a mérés eredményességét döntően az érzékelő határozza meg. Ezért az alábbiakat érdemes szem előtt tartani:

- a gyorsulásérzékelő tömege a vizsgált elemének legalább egytizede legyen, ekkor az érzékelő tömege a rezgési frekvenciát gyakorlatilag már alig befolyásolja;
- a vizsgálati frekvenciatartomány az érzékelő frekvenciatartományán belül legyen;
- a mérés dinamikája legyen kisebb az érzékelő dinamikájánál;
- az érzékelő maximális működési hőmérséklete feleljen meg a mérési követelményeknek (a túlhevítés depolarizációt eredményez, melynek következményeként csökken az érzékenység), bizonyos típusoknál vízűtés, valamennyinél léghűtés alkalmazható.

7.10. Érzékelő felhelyezése

A kiválasztott rezgésérzékelő elhelyezésénél két igen lényeges kérdésre kell egyértelmű választ adni:

- Hová tegyük a használni kívánt érzékelőt?
- Hogyan erősítsük fel azt a mérendő darabra?

A jól értékelhető mérés érdekében mindkét kérdésre a megfelelő választ kell adni. Esetünkben, amikor is több vizsgálandó egység akusztikai összehasonlítása, illetve minősítése a cél, igen lényeges, hogy az érzékelő minden vizsgált darabnál ugyanarra a helyre, és ugyanolyan minőségű rögzítéssel kerüljön. Ellenkező esetben a mérések azonos feltételei nem teljesülnek, következésképp az eredmény nem értékelhető, illetve elfogadható.

7.10.1. Mérési pontok kiválasztása

A mérési pontokat a vizsgált egységen minden esetben a csapágy környezetében kell kiválasztani. Ennek oka az, hogy a forgórész rezgését a csapágy közvetíti a ház-

ra, vagy a szerkezet burkolatára legintenzívebben, tehát a legkisebb jelvesztés ezen a helyeken lehetséges.

Előfordul azonban, hogy erre a szerkezet geometriai kialakítása miatt nincs lehetőség. Ebben az esetben törekedni kell a lehető legmegfelelőbb pont kiválasztására.

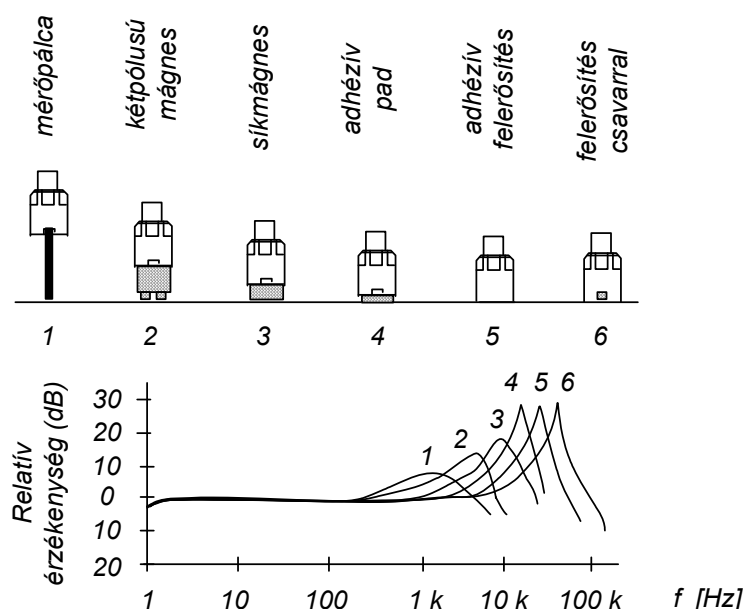
7.10.2. Az érzékelő felerősítése

Ha a mérési pontok kiválasztása már megtörtént, újabb kérdéssel kell szembenézni. Nevezetesen, hogy milyen módon lehet az érzékelőt az adott felületre felerősíteni. Több lehetőség kínálkozik, mindegyik rendelkezik előnyökkel és hátrányokkal. Itt szinte biztos, hogy kompromisszumot kell kötni. Egy irányelvet érdemes betartani: a mérésnek csak akkor van értelme, ha értékelhető, a valós rezgésnek megfelelő végeredmény születik. Nem tanácsos egy rossz felerősítést megkísérelni, hisz ebben az esetben nagy valószínűséggel a mérési eredményből levont következtetések is hibásak lesznek.

Első szempont annak a figyelembe vétele, hogy a kívánt mérési irány az érzékelő fő érzékenységi tengelyével egybeessen. A piezoelektromos gyorsulásérzékelők kis mértékben keresztirányban is érzékenyek (4-5%-a a főirányú érzékenységnek), ez a hatás azonban rendszerint elhanyagolható.

A következő feladat annak eldöntése, hogy a legjobb mérési eredmény elérése érdekében milyen módon lehet az érzékelőt a vizsgálati helyre felerősíteni (7.23. ábra). A „laza” szerelés lényegesen leszűkítheti a gyorsulásérzékelő frekvenciatartományát. Így több lehetőség közül kell a legjobbat kiválasztani:

- Tapintó csúcs;
- Méhviaszos ragasztás;
- Mágneses rögzítés;
- Műgyantás ragasztás;
- Menetes rögzítés.



7.23. ábra

Érzékelők felerősítésének lehetséges megoldásai (Brüel & Kjaer)

A **tapintó csúcs** alkalmazása kétségtelenül a legegyszerűbb megoldás, mivel olcsó, semmilyen maradandó károsodást nem okoz, gyorsan áthelyezhető. Hátránya, hogy

az érzékelő és a mérendő felület közötti összeszorító erő hatással van a mérésre, tehát ezzel a megoldással trendet nem szabad készíteni. A megfelelő mérési hely kiválasztásánál, próbaméréseknél van szerepe.

A **méhviaszos ragasztás** mindenképpen jobb megoldás, bár ügyelni kell a viasz vastagságának közel állandó értéken tartására. Ez ugyanis mint csatoló közeg is szerepet játszik a mérésben. Vastag méhviasz réteg alkalmazásánál a csillapítás a mérésünket befolyásolhatja. Előnye, hogy gyorsan kivitelezhető, hátránya viszont az, hogy a gépek üzemmeleg állapotában a viasz könnyen megolvadhat.

Az egyik legnépszerűbb megoldás a **mágnese rögzítés**. Tiszta, egyszerű, semmilyen maradandó károsodást nem szenved a berendezés. Jól érintkező felületrészek szerencsés esetben akár 6-8 kHz-ig is használható. Ez a frekvenciahatár a gépállapot mérésekor rendszerint megfelel. Hátránya, hogy nem alkalmazható abban az esetben, ha a csapágház nem ferromágnese anyagból készült (Pl: alumínium öntvény a gépjárművek sebességváltóinál, vagy fröccsöntött műanyag a kéziszerszámok esetén). Másik hátránya, hogy az érzékelőkhöz adott mágnesek felülete sík, míg a mérendő felület gyakran hengeres. Ilyen esetben köszörüléssel egy kis sík felületet kell létrehozni a csapágházon, amely sok esetben nem kivitelezhető. A jó mérés érdekében a festékréteg eltávolítása is szükséges lehet.

Abban az esetben, ha hosszú távon kell diagnosztizálni egy berendezést, és nem kívánatos azt a menetes orsós rögzítéshez megfűrni, **talpas csapot** lehet használni. Ezzel állandó mérési hely létesíthető a mérendő berendezésen. Nagy előnye a reprodukálhatóság, hiszen az érzékelő minden mérés esetén pontosan ugyanarra a helyre fog kerülni. A talpas csapot a gép felületéhez kemény ragasztóval kell felerősíteni. A kétkomponensű műgyanta alapú ragasztók (Eporapid, Üverapid) kiválóan megfelelnek a célnak, de használható pl. a Loctite 222 típus is. Másik előnye, hogy a teljes hangfrekvenciás tartományban jól használható, sőt bizonyos korlátok között az ultrahang tartományban is. Hátránya, hogy maradandó károsodást okoz a felület előkészítése, csiszolása, és a mérés csak a ragasztó megkötése után (~24 óra) végezhető el.

Az ideális szerelés síkfelületre kétségkívül a **menetes rögzítés**. Az összefekvő felületek közé – az összezsavarás előtt – vékony zsírréteget vagy viaszt kell kenni, így a rezgés csatolása tökéletesebbé válik. Ez a megoldás lehetővé teszi – a kapcsolat gondos kivitelezésétől függően – akár a 30-40 kHz-es frekvencia-tartományban való mérést is.

A vizsgálatsorozat elvégzésére a Brüel & Kjaer által gyártott 2260 típusú mérőműszert választottunk, amelyre egy szintén B&K gyártmányú 4397 típusú érzékelő került. A műszer és az érzékelő részletes adattáblázatai a 8. mellékletben találhatóak meg. Ez a műszer-összeállítás alkalmas a kérdéses frekvenciatartományban a gyorsulás-szint értékeket tercsávonként megjeleníteni. Az érzékelőt menetes kötéssel rögzítettük a vizsgáló berendezéshez.

8. Mérések és eredmények

Jelölésjegyzék

a	rezgésgyorsulás
f	frekvencia
F_{mB}	a görgő és a belső gyűrű közötti normál irányú rugóerő komponens
g	gravitációs térerősség
k	erő karja
I	áramerősség
I_t	terhelés alatti áramerősség
I_0	üresjáratú áramerősség
L_a	rezgésgyorsulás-szint
m	tömeg
n	fordulatszám
n_t	terhelés alatti fordulatszám
n_0	üresjáratú fordulatszám
P	teljesítmény
U	villamos feszültség
U_t	terhelés alatti villamos feszültség
U_0	üresjáratú villamos feszültség
M	nyomaték
M_s	súrlódó nyomaték
$M_s \text{ átl}$	súrlódó nyomaték átlaga
M_t	terhelés alatti nyomaték
M_0	üresjáratú nyomaték
r_b	belső gyűrű sugara
z	görgők száma
α	kapcsolószög
η	hajtó egység összes hatásfoka
$\eta_{cs.hajtás}$	csavarhajtás hatásfoka
η_{motor}	motor hatásfoka
μ	súrlódási tényező
ω	szögsebesség

8.1. Bevezetés

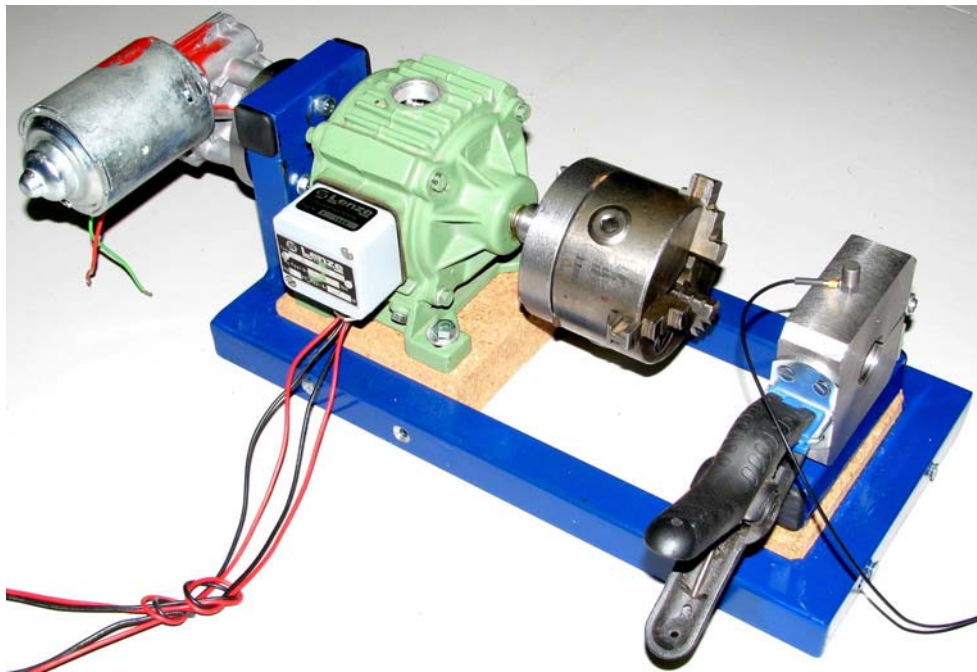
8.1.1. A mérés célja

A szabadonfutók elemei között kapcsolat során relatív elmozdulás nincs. Szabadonfutás irányban azonban a görgők az agy felületén csúsznak, amely jelentős hőfejlődéssel, valamint a relatív mozgás során kialakuló súrlódási zajjal jár. Érzékszervekkel történő vizsgálatok tapasztalatai szerint ez a súrlódási zaj (illetve rezgés) egészen más egy használt és egy új szabadonfutó esetében. Ezenkívül a szabadonfutáshoz szükséges nyomatékigény is jelentősen különbözik, az elhasználódás mértékének, illetve a szerkezetbe bekerült szennyező anyag mennyiségének megfelelően.

A vizsgálatsorozat célja annak megállapítása, hogy van-e kapcsolat a fent említett fizikai mennyiségek és az elhasználódás között, illetve ez műszeresen kimutatható-e.

rögzítő pofa elemek. A hajtóműves motor és az elektromágneses tengelykapcsoló között egy rugalmas kialakítású közdarab került elhelyezésre, biztosítva a rezgés csillapítását, valamint a megfelelő nyomaték átadását. Az elektromágneses tengelykapcsoló beépítését az indokolta, hogy a villamos motor meghajtására alkalmazott precíziós tápegység feszültsége fokozatmentesen állítható kivitelű volt. Ennek pontos beszabályozása minden egyes szabadonfutó esetén időben hosszadalmas, és a mérés pontosságára is károsan hat. Az elektromágneses tengelykapcsoló működtető feszültségének esetleges kis mértékű ingadozása viszont a mérést nem befolyásolja. A leírtak szerint a mérést úgy kell elvégezni, hogy a hajtó motort folyamatosan működtetjük, az egyes szabadonfutók cseréjekor az elektromágneses tengelykapcsolóval oldjuk a kapcsolatot.

Az elektromágneses tengelykapcsoló kimenő tengelyére egy hagyományos kis méretű három pofás esztergatókormány került a szabadonfutók gyors cserélhetősége érdekében. (A vizsgált szabadonfutó fogszáma 9. Páros fogszám esetén a négy pofás tokmány alkalmazása javasolt.) A szabadonfutó csillagkerékének nyak részén a rögzítést zsanérral felszerelt két fél-pofa biztosítja. A felső pofán menetes-ragasztott rögzítéssel került elhelyezésre a gyorsulásérzékelő. A két fél-pofa összeszorítása egy kézi szorítóval történik (8.2. ábra).



8.2. ábra
A legyártott mérőgép

A megtervezett és legyártott berendezés között néhány különbség észrevehető. Ezek olyan célszerű módosítások, melyek a mérést és annak eredményét nem befolyásolják, viszont a gyárthatóságot egyszerűbbé tették.

8.2. Rezgésmérés

A méréselmélet egyik alapelve szerint a mérést minden esetben úgy kell elvégezni, hogy az egy másik alkalommal reprodukálható legyen. Ennek elérésére minden olyan paramétert rögzíteni kell, amely a mérés során annak eredményét bármilyen módon befolyásolhatja. Ez nemcsak a gépre és a mérőeszközre vonatkozó

paraméterek vonatkozásában igaz, hanem a mérő környezet esetében is. A teljes mérés összeállítása az alábbi ábrán (8.3. ábra) látható.



8.3. ábra
Az összeállított mérés

8.2.1. Eszközök, mérés előkészítése

A vizsgálatot a Gép- és Terméktervezési Tanszék Akusztikai laboratóriumában végeztük. Ez mind rezgés, mind zaj tekintetében egy szigetelt helyiség, ahova a környezetből származó hatások csak nagyon kis mértékben juthatnak be. Ennek ellenére indokolt a terem alaprezgésének mérése a vizsgálat előtt és azt követően is.

A mérőgépre rögzített gyorsulásérzékelő (típus: B&K 4397, részletesen ld. 8. melléklet), és a vele összekapcsolt kiértékelő és elemző készülék (B&K 2260 Investigator (részletesen ld. 8. melléklet) alkalmas a rezgéskep tercoktávós megjelenítésére, beállítható méréshatárok között. A legalacsonyabb méréstartomány 0,6 dB – 80,6 dB-ig választható. Mivel több vizsgálati darab összehasonlító mérését fogjuk elvégezni, nem szükséges a humáncentrikus mérések során alkalmazott A-szűrőt bekapcsolni.

A műszer kalibrálása

A mérés elvégzése előtt és után a használt műszert kalibrálni kell. Erre a célra egy rezgéskalibrátort alkalmaznak (típus: B&K 4294, részletesen ld. 8. melléklet). Ez az eszköz egy tápegységtől független, ismert frekvenciájú és amplitúdójú tiszta szinuszos rezgést gerjeszt, melyet a műszerrel és érzékelővel megmérünk. Amennyiben a mérés eredménye és a rezgés kalibrátor kalibrációs lapján mutatott érték között az eltérés nem nagyobb egy előre meghatározott értéknél, akkor ha a mérés előtt kalibrálunk, a mérés az adott műszerrel elvégezhető, mérés utáni kalibrálás esetén pedig az eredmény elfogadható. A kalibrálás eredményét jegyzőkönyvben kell rögzíteni (9. melléklet). Amennyiben a kalibrálás elmarad, a mérés eredményét nem szabad elfogadni!

A meteorológiai jellemzők

A környezet tényezői is befolyásolhatják a vizsgálatot. Erre a célra egy precíz időjárás-állomást használhatunk (típus: WS-3600-11, részletesen ld. 8. melléklet), amely alkalmazásával a mérés során a hőmérséklet, a páratartalom és a légnyomás értékek rögzíthetők. Bár ezen paraméterek a rezgésmérést számottevően csak kivételes esetben befolyásolhatják, a vizsgálat során érdemes ezeket is feljegyezni. A rezgésmérés során az egyes szabadonfutók vizsgálatakor észlelhető környezeti jellemzőket – a hosszú idejű mérés miatt – táblázatosan és diagram formában a 10. mellékletben foglaltuk össze.

Alaprezgés mérése

Bár a vizsgálat helyszíneként rezgésében elszigetelt mérőlaboratóriumot választottunk, érdemes a helyiség alaprezgését meghatározni, lehetőség szerint oktávsvonként vagy tercsávonként (műszerfüggő). Ezenkívül passzív eszközök mérésekor a meghajtó egység, illetve berendezés saját rezgésképét is rögzíteni kell a választott mérési ponton szabadonfutó nélküli állapotban. Ezt nevezhetjük a berendezés alapzajának is. Általános érvényű szabály, hogy amennyiben a vizsgálat során az alapzajt a mért értékek legalább 10 dB-el meghaladják, akkor az alapzajt nem kell figyelembe venni. Ennek a feltételnek a teljesülését, valamint az alapzaj mért értékeit a 11. mellékletben foglaltuk össze.

Tápegység - nyomatékmérés

A hajtómotor mozgatásához felhasznált tápegység (típus: Voltcraft PS 405 Pro, részletesen ld. 8. melléklet) által szolgáltatott feszültség, áramerősség, valamint a forgórész fordulatszámának ismerete elengedhetetlen paraméterek. Amennyiben üresjárat és terhelés során ismertek ezek a fizikai mennyiségek, a szabadonfutók súrlódó nyomatéka meghatározható.

A felvett teljesítmény:

$$P = U \cdot I, \quad (8.1.)$$

ahol az „U” a tápegység kijelzőjéről leolvasható egyenáramú villamos feszültség [V], „I” az áramerősség [A] egységben. A fordulatszám „n” értékét [1/min] egységben műszeresen lehet meghatározni (típus: VoltCraft DT-IL, részletesen ld. 8. melléklet). A forgás szögsebessége:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}. \quad (8.2.)$$

A hajtóműves motor által kifejtett nyomaték:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{U \cdot I \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \eta. \quad (8.3.)$$

A képletben szereplő ismert mennyiségeken kívül az η a motor és a hozzá kapcsolódó csavarhajtás hatásfokának szorzata. Részletesen nem ismertett számítások alapján a hajtóegységgel egybeépített csavarhajtás hatásfoka 51,6 %. Szakirodalmi adatok alapján a DC motorok hatásfoka 70 és 80 % közé esik. Ezt 75 %-ra választva a hajtó egység összhatásfoka:

$$\eta = \eta_{cs \text{ hajtás}} \cdot \eta_{motor} = 0,516 \cdot 0,75 = 0,387 \Rightarrow 38,7 \%$$

A szabadonfutók súrlódó nyomatékának meghatározásához meg kell mérni üresjáratban és szabadonfutóval terhelt állapotban a fenti paramétereket. Üresjáratban a fenti mennyiségeket jelölje „0” index, terhelés alatt pedig „t” index. A súrlódó nyomaték „M_s” a két számított nyomaték különbsége lesz:

$$M_s = M_t - M_0 = \frac{U_t \cdot I_t \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_t} \cdot \eta - \frac{U_0 \cdot I_0 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_0} \cdot \eta. \quad (8.4.)$$

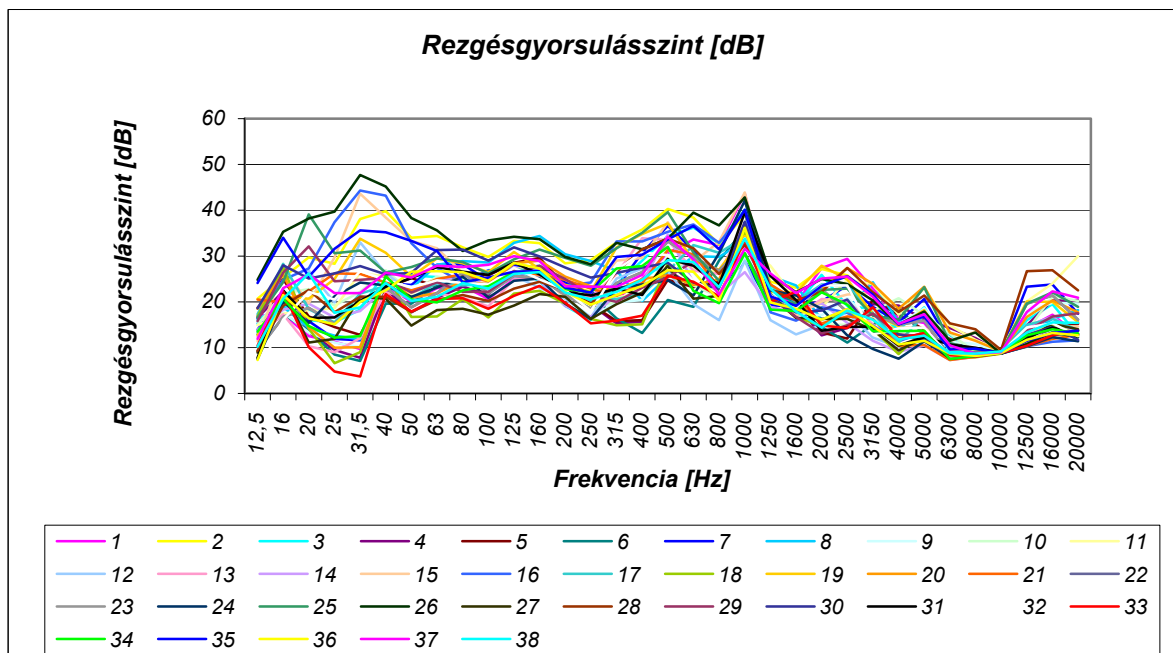
Mivel a használt tápegység feszültsége állandó ($U_t = U_0 = 24 \text{ V} = \text{állandó}$), a képlet az alábbiak szerint egyszerűsödik:

$$M_s = \frac{U_0 \cdot 30 \cdot \eta}{\pi} \cdot \frac{I_t - I_0}{n_t - n_0}. \quad (8.5.)$$

Az egyes szabadonfutók esetén meghatározható mért és számított értékek – beleértve a súrlódó nyomatékok – a 12. mellékletben található.

8.2.2. Felújítás előtt álló szabadonfutók rezgésmérése

A korábban leírtaknak megfelelően az elkészült mérőgéppel a szabadonfutók súrlódási zaja megmérhető. A vizsgálat-sorozat megkezdése előtt a meghajtó villamos motort legalább 10 percig ajánlott hajtani, hogy üzemi hőmérsékletű állapotban legyen. Az egyes darabok mérésekor is érdemes pár körülfordulást várni, hogy a tranziens állapot megszűnjön, állandósuljon a rezgésekép. Ezt a B&K 2260 Investigator műszer kijelzőjén egyszerűen nyomon követhetjük. A kialakult tercsávonkénti rezgéseképek táblázatosan és diagram formájában is rendelkezésre állnak. A diagram alakban az elemzés egyszerűbb, vizuálisan jobban követhető. Amennyiben egy diagramban ábrázoljuk mind a 38 szabadonfutó rezgés gyorsulás-szintjét [dB] egységben a frekvencia függvényében, az alábbi képet kapjuk (8.4. ábra). Táblázatos formában a mért értékeket a 13. melléklet tartalmazza.



8.4. ábra

Rezgés gyorsulás-szintek a frekvencia függvényében

8.2.3. Rezgésmérés eredményei, következtetések

A 8.4. ábra szerinti diagramból lehetetlen egyértelműen megmondani azt, hogy az egyes szabadonfutók milyen állapotban vannak, annál is inkább, hogy nincs semmilyen információnk arra vonatkozóan, hogy mely szabadonfutók milyen mértékben

károsodtak a használat során. Néhány következtetés azonban egyértelműen levonható:

1. Az 1 kHz középfrekvenciájú tercsávban valamilyen zavaró hatás minden egyes szabadonfutó esetén dominánsan jelentkeznek. Mivel a motor fordulatszáma a névleges feszültség esetén $n_1 = 2400 \text{ min}^{-1}$, ezért a forgási frekvencia

$$f_1 = \frac{n_1}{60} = 40 \text{ Hz} . \quad (8.6.)$$

Szétszerelést követően az egyenáramú villanymotor szerkezetére a következő megállapítások tehetők.

- Az egyenáramú motor forgórészére a villamos feszültség átadása szénkefékkel történik. A rezgésekben így számítani lehet a kefézajra, mint súrlódási zajra. Megfelelő kialakítás mellett intenzitása elhanyagolható.
- Az állórészt 2 darab fél-hengerből összeállított állandó mágnes alkotja.
- A forgórész tekercselése 12 szegmensre osztott. Ez azt jelenti, hogy a spektrumban biztosan meg fog jelenni a forgási frekvencia 12-szerese, valamint az állórész két darabját figyelembe véve a 2×12 -szerese, azaz a 24. felharmónikus is. Ez számszerűsítve:

$$\begin{aligned} f_{\text{forg}_12} &= f_1 \cdot 12 = 480 \text{ Hz} , \\ f_{\text{forg}_24} &= f_1 \cdot 24 = 960 \text{ Hz} . \end{aligned} \quad (8.7.)$$

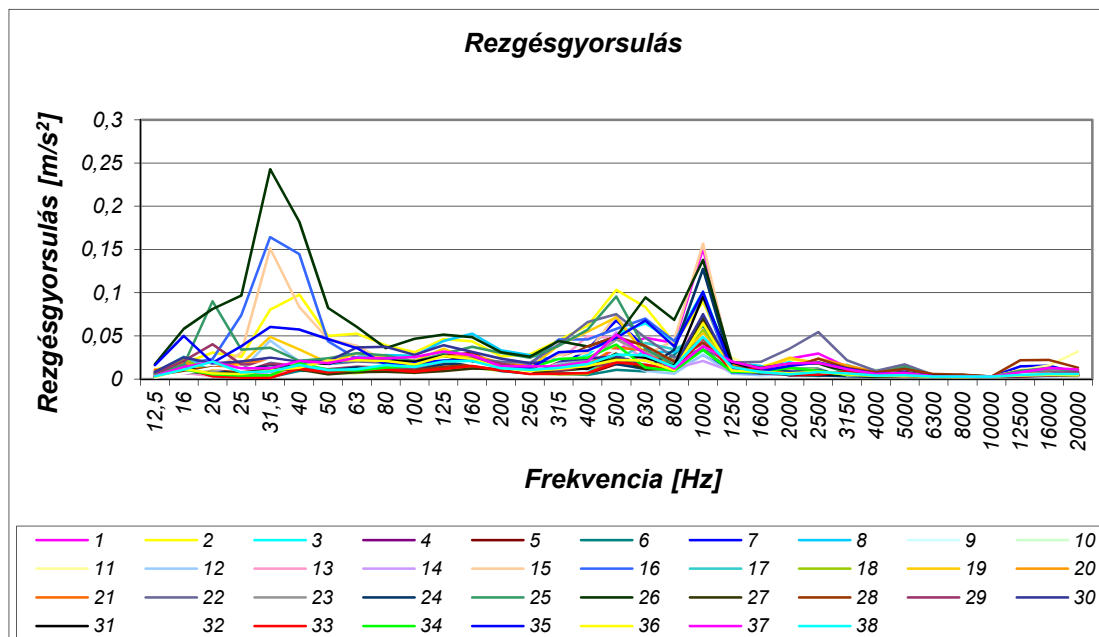
A 8.4. ábra szerinti tercsávos elemzésnél mindkét csúcs jól kivehető. Ha az $f_m = 500 \text{ Hz}$ –es, valamint az $f_m = 1000 \text{ Hz}$ –es tercsáv f_a alsó és f_f felső frekvenciáit meghatározzuk, akkor az alábbi értékeket kapjuk.

$$\begin{aligned} f_{a_500\text{Hz}} &= \frac{f_m}{\sqrt[6]{2}} = 445,5 \text{ Hz} , \quad f_{f_500\text{Hz}} = \sqrt[3]{2} \cdot f_{a_500\text{Hz}} = 561 \text{ Hz} , \\ f_{a_1000\text{Hz}} &= \frac{f_m}{\sqrt[6]{2}} = 890,9 \text{ Hz} , \quad f_{f_1000\text{Hz}} = \sqrt[3]{2} \cdot f_{a_1000\text{Hz}} = 1122,5 \text{ Hz} . \end{aligned} \quad (8.8.)$$

Mivel a forgórész illetve állórész szegmens-számaiból meghatározott frekvenciák a 8.8 összefüggésben meghatározott tercsávba esnek, így biztosra vehető, hogy ez a hatás a hajtó egységből, illetve a mérő berendezésből származik. Viszonylag magas amplitúdója erősen befolyásolja a teljes mérési tartományra vonatkozó (overall) egyadatós mérőszám értékét.

- Amennyiben az egyenáramú motorra vonatkozóan egy részletesebb FFT elemzést végeznénk, a fentiekben számított frekvenciákat nagy intenzitással megtalálnánk. Az értekezés célja azonban nem a villanymotor diagnosztikája, így részben terjedelmi korlátok miatt, részben azért, mert a vizsgálat eredményei ezt a frekvencia-tartományt nem fogják tartalmazni (ld. később), ettől a precíz elemzéstől eltekintünk.
2. A magasabb frekvenciájú tercsávokban az amplitúdók alacsonyabbak, az egyes szabadonfutók közötti különbségek nem detektálhatók.
 3. Az alacsonyabb frekvenciájú tercsávokban széles tartományban változnak a mért rezgés gyorsulás-szintek, a szabadonfutók között a rezgésértékekben a különbségek jól észrevehetők.

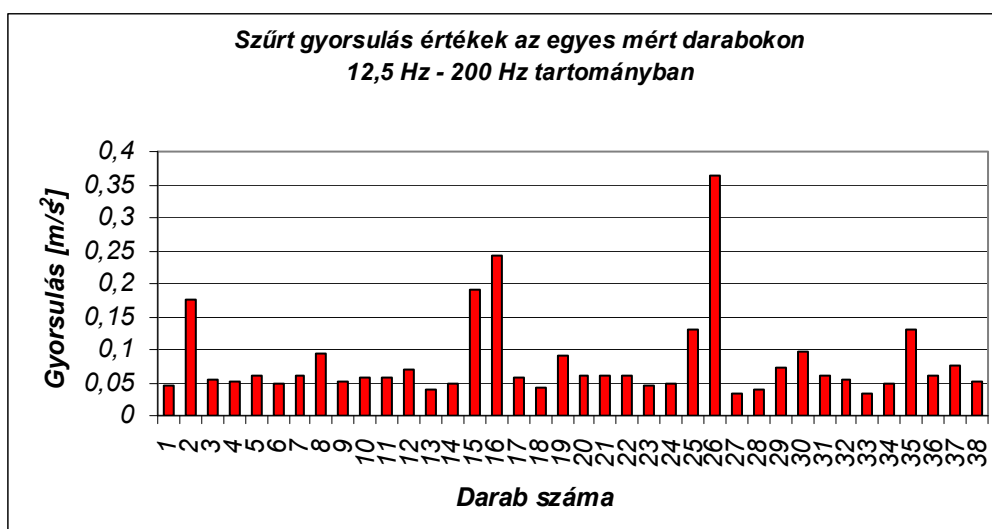
A rezgésértékekben a különbségek sokkal szembetűnőbbek, ha áttérünk lineáris léptékbe, és a szintérték helyett a rezgés gyorsulásokat ábrázoljuk (8.5. ábra).



8.5. ábra
Rezgésgyorsulás értékek a frekvencia függvényében

A 8.5. ábra adatait vizsgálva ugyancsak nem vonható le következtetés a szabadonfutó állapotára vonatkozóan addig, amíg az állapotát a szétszedést követően nem vizsgáltuk meg. Arra viszont alkalmas a diagram, hogy kiválasszuk azokat a darabokat, melyeknél a felújítást követő rezgésmérés a várható legnagyobb változást idézheti elő. Ezek azok a szabadonfutók lesznek, amelyek a legnagyobb „eredő” rezgésgyorsulás-szintet gerjesztik a 12,5 Hz – 200 Hz-es, 4 oktáv szélességű tartományban. Ennek meghatározására a rezgésjelek közül ki kell szűrni a 200 Hz feletti tercsávokat, a 200 Hz alattiakat pedig megfelelően összegezve diagramban kell ábrázolni.

A 8.6. ábra szerint a javításra javasolt szabadonfutók a következő sorszámot viselik: 2, 15, 16, 26. A további rezgéssel kapcsolatos vizsgálatokat ezen a négy darabon folytatjuk.



8.6. ábra
Szűrt gyorsulás értékek az egyes mért darabokon 12,5 Hz – 200 Hz tartományban

8.2.4. Vizsgált szabadonfutók állapota, felújítás lépései

Az előző fejezetben kiválasztott szabadonfutók roncsolásmentesen nem szedhetőek szét. A külső sajtolt köpenyt le kell fűrészelni, vagy esztergálni ahhoz, hogy a belső állapot vizsgálható legyen. Az alábbi ábrán (8.7. ábra) a szétszereléskor tapasztalt állapot látható egy olyan szabadonfutó esetében, ahol szabadonfutás irányban az átlagostól lényegesen nagyobb nyomatókót mértünk, illetve számítottunk.



8.7. ábra
Szétszerelt szabadonfutó

Az ábrán jól látható a szennyeződéstől cementálódott kenőanyag, amely már nem képes betölteni a feladatát. Szabad szemmel is észrevehető a fémszemcsés szennyeződés, amely egyértelműen kopás következménye. Ezt a görgős szabadonfutók elemeinek szabadonfutás üzemmódban egymáson való relatív elmozdulása okozza. A kopás minden esetben mikroszkopikus anyagleválással jár, amely a kenőanyagot szennyezi. Emellett gépjárművek esetén az agy végén kialakított fogaskerék indítási üzem alatt a robbanómotor kimenő tengelyére szerelt fogaskoszorúval kapcsolódik. Ez a fogaskoszorú a súrlódó tárcsás tengelykapcsoló (kuplung) közvetlen környezetében található. A gépjármű használata során minden egyes sebességváltás a tengelykapcsolat oldását, illetve ismételt kapcsolatát követeli meg. Ilyenkor a tárcsák egy bizonyos ideig egymáson csúsznak, melynek következtében a súrlódó felületre felvitt ferrodol kopik. Ez az igen finom szennyező anyag a környezetbe kerülve a szerkezet egyéb részeit, így a görgős szabadonfutó elemeit szennyezheti. Anyagvizsgálati módszerek a szennyező anyagban a nyomelemeken kívül főként karbon, szilícium, kevés bór és kén jelenlétét mutatták ki

A görgős szabadonfutók belső terét egyes gyártók szerint körülbelül 30 %-ig kell zsírral feltölteni. Az ebbe bekerülő finom szennyeződés a kenőanyagba tapadva a szerkezetben marad. Mint szilárd szennyező, a szabadonfutás során fellépő kopásból származó fémszemcsékkel együtt jelentősen megnövelik a súrlódási zaj mértékét. Ebből arra következtethetünk, hogy a szabadonfutók tisztítását követően megismételt zajmérés eredménye jelentős csökkenést fog mutatni. A feltételezés helyességének igazolására a súrlódó felületek felületminőségén semmilyen módosítást nem végeztünk. A felújítás kizárólag a tisztításra és a kenőanyag cseréjére korlátozódott.

8.2.5. Felújított szabadonfutók ismételt rezgésmérése

A tisztítást követően különösen a belső gyűrű felületén szabad szemmel látható karcok a már meglévő károsodásra utalnak (8.8. ábra).



8.8. ábra

Belső gyűrű futófelület hibái

A külső gyűrű érintkezési helyén látható kifényesedett rész szintén kopásra utaló jel, amely a két elem közötti kis relatív elmozdulás miatt nem számottevő, a működést károsan nem befolyásolja (8.9. ábra).



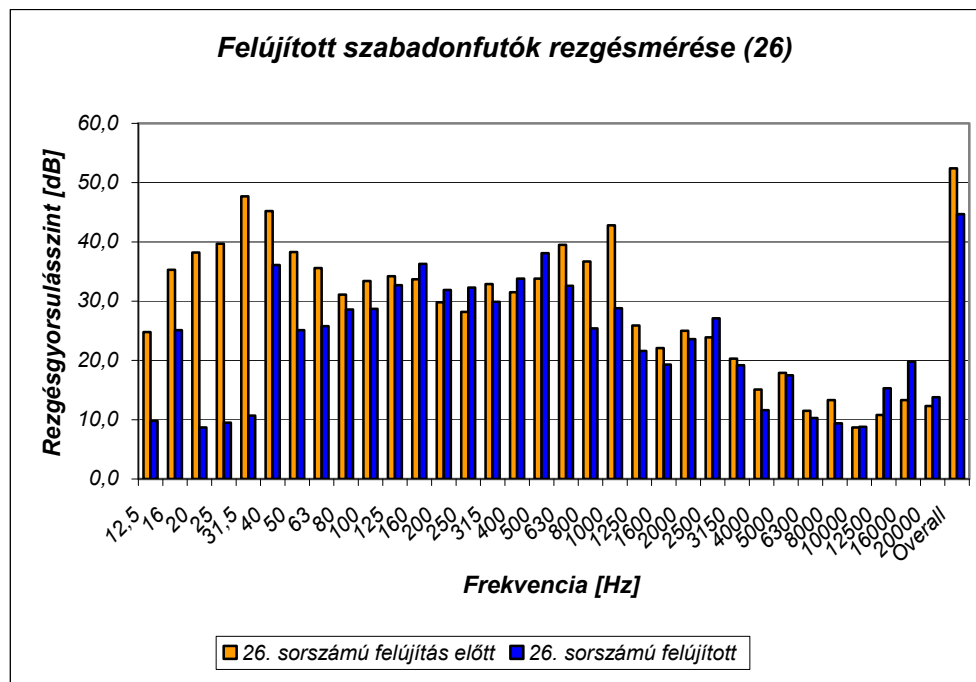
8.9. ábra

Külső gyűrű futófelület elváltozása

A belső gyűrűhöz hasonlóan a görgők felülete is károsodott. Ezért a teljes felújítás során a belső gyűrű futófelületének felköszörülése, valamint a görgők cseréje mindenképpen javasolt lenne, ettől jelen vizsgálat során eltekintünk, a további elemzések kizárólag a kenőanyag szennyezettségének hatására korlátozódnak.

A tisztítás után az összeszereléskor ügyeltünk arra, hogy minden görgő és rugó az eredeti fészekbe kerüljön. Az ismételt méréshez a záró szoknya nem került fel, hiszen azt roncsolásmentesen nem lehetett eltávolítani. A kenőanyag mennyiségét és minőségét a felújító cégtől kapott információk alapján határoztuk meg.

Ismételten elvégezve a tercsávonkénti rezgésmérést, az alábbi ábra szerinti eredményt kapjuk. A változás érzékeltetése érdekében a felújítás előtti állapotot is egyazon diagramban rögzítettük. A mérést mind a négy felújított szabadonfutón elvégeztük, a 12,5 Hz – 20000 Hz-es tartományra vonatkozóan az eredményeket mind táblázatos, mind diagram formában a 14. mellékletben foglaltuk össze. A 8.10. ábra a 26. jelű szabadonfutó mérési eredményét mutatja.



8.10. ábra

A tisztítás következtében mérhető rezgéscsökkenés mértéke

8.2.6. A rezgésmérés következtetései

A 8.10. ábra alapján megállapítható, hogy a tiszta kenőanyaggal elvégzett vizsgálat során átlagosan 6 dB csökkenés érhető el. Amennyiben a futófelületek felújítására is gondot fordítunk, újabb csökkenés várható. Arra vonatkozóan azonban, hogy egy kiváló, illetve még elfogadható állapotú szabadonfutóra vonatkozó megengedett rezgés gyorsulás érték mekkora, sokkal több darab vizsgálatára lenne szükség. Mindemellát a megtervezett és legyártott mérőberendezés finomhangolására is szükség lenne, további rezgéscsökkenés miatt. Minél inkább sikerül elnyomni a meghajtó egység által kibocsátott zavaró rezgéseket, annál inkább kaphatunk világos képet a szabadonfutó állapotáról. Megfelelően gondosan kialakított mérőberendezés esetén javasolt a szabadonfutók rezgését egy valós idejű FFT vizsgálattal is kiegészíteni. Ebben az értekezésben csak arra szerettünk volna rámutatni, hogy a szerkezetben lévő kenőanyag szennyezettsége – azaz a szabadonfutó általános állapota – és a mérhető rezgés gyorsulás között egyértelmű kapcsolatot lehet detektálni. Ez a kapcsolat nem lineáris, sőt a számított súrlódó nyomatéktól függően még csak nem is monoton jellegűt mutat.

A mérésekből levont tapasztalat alapján arra lehet következtetni, hogy az elhasználódás során először a súrlódó nyomaték, valamint a rezgés gyorsulás-szint növekedése tapasztalható. A súrlódó nyomaték növekedése intenzívebb hőterhelést jelent, amely különösen a szerkezet hőre lágyuló műanyagból készült elemeire hat károsan. Ezen elemek törése, illetve esetenként megolvadása a szabadonfutó azonnali tönkremenetelét, megcsúszását okozza. A megcsúszott szabadonfutón nyitás irányban a súrlódó nyomaték drasztikusan lecsökken, amely a rezgésszint csökkenését is magával vonja. Ebben az esetben a mérések tanúsága szerint a rezgés gyorsulás-szint rendszerint a kiváló állapotú szabadonfutó szintértéke alá csökken. Ebből következik, hogy nem elegendő csak a rezgésmérés elvégzése, hanem a súrlódó nyomaték ismerete is nélkülözhetetlen.

Kijelenthető, hogy létezik olyan súrlódó nyomaték, illetve rezgés gyorsulás-szint tartomány, amelyen belül eső szabadonfutók állapota megfelelő, a károsodás mértéke még elfogadható. Ennek a tartománynak a határait nagy számú mérések és vizsgálatok sorozatával, iteratív úton lehet meghatározni, illetve beállítani. Ha a szabadonfutón végzett mérések eredményei ezen tartományon kívül esnek, akkor a károsodás olyan mértékű, hogy a biztonságos működés nem biztosított, a szabadonfutót tisztítani kell, illetve a károsodott, nem javítható elemeit ki kell cserélni.

Mivel a súrlódó nyomaték meghatározásakor a rögzített „U” feszültség, „I” áramerősség és „n” fordulatszám ismeretében a hajtó egység hatásfoka csak közelítő pontossággal áll rendelkezésre, érdemes a mérés megisméltése egy karos nyomatékmérő alkalmazásával. Ezt összehasonlítva a már kiszámított értékekkel, jellegetben azonos diagramot várhatunk.

8.3. Nyomatékmérés

Az előző alfejezetben részletesen ismertettük a szabadonfutók súrlódó nyomatékának meghatározását számítással. Érdemes azonban ezt a számítást ellenőrzésképpen méréssel is alátámasztani a hajtóegység bizonytalan hatásfoka miatt. Ezzel a két módszer eredménye összehasonlítható.

8.3.1. Mérés karos nyomatékmérővel

A nyomaték mérésére elfogadhatóan pontos eredményt szolgáltat egy megfelelően kialakított és kiegyensúlyozott karos mérleg, melynek egyik rúdja adott erőkaron egy ismert tömeget helyezünk el. Mind az erőkar hossza, mind a tömeg változtatható a mérendő nyomatéknak megfelelően (8.11. ábra). Azt az erőkart, illetve tömeget kell feljegyezni, amelynél az esztergatokmányban rögzített szabadonfutó nyitás irányban elfordul a tengely körül.

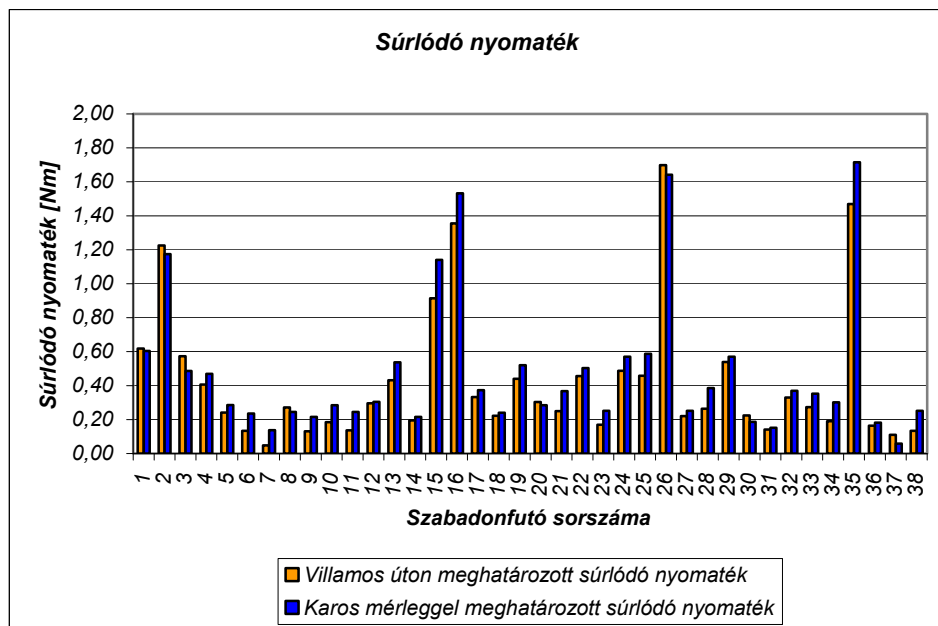


8.11. ábra
Karos nyomatékmérő

A súrlódó nyomaték ezen két adat ismeretében számítható:

$$M_s = m \cdot g \cdot k, \quad (8.9.)$$

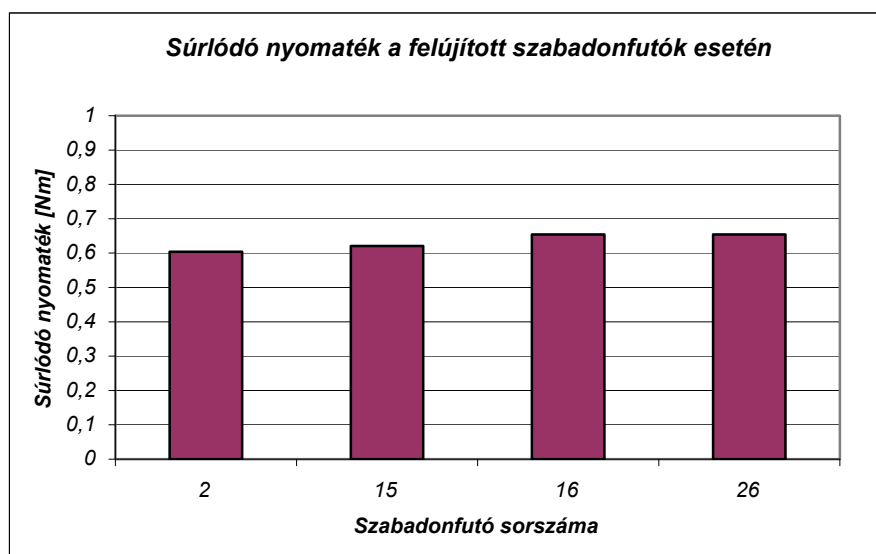
ahol az „m” az ismert tömeg [kg] egységben, a „g” a gravitációs térerősség, értéke $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, a „k” pedig az erő karja [m] egységben. A méréssorozat eredményét a számított értékekkel a 12. melléklet tartalmazza. A számított súrlódó nyomatékok összehasonlíthatók ugyanezen mellékletben található, 8.2.1 fejezetben meghatározott értékekkel. Az alábbi diagram a két módszer szerint meghatározott súrlódó nyomatékokat ábrázolja, amely alapján kijelenthető, hogy az eredmények jó egyezést mutatnak.



8.12. ábra
Súrlódó nyomatékok összehasonlítása

8.3.2. Felújított szabadonfutó súrlódó nyomatéka

A vizsgálatok során a 2, 15, 16, 26 sorszámú szabadonfutókat megtisztítottuk, és a rezgés csökkenését igazoltuk.



8.13. ábra
Felújított szabadonfutók súrlódó nyomatéka

Ezeken a tiszta kenőanyaggal ellátott darabokon érdemes a súrlódó nyomatékot ismételten meghatározni. Ennek ismeretében ugyanis lehetőségünk lesz a súrlódási tényező meghatározására, amelyre vonatkozóan eddig csak szakirodalmi adatokra támaszkodtunk. Ismeretében ellenőrizhető a szabadonfutó működési feltétele, az önzárás. A mérés elvégzésére ebben az esetben is a karos nyomatékmérőt használtuk. A vizsgálat eredményét az 8.13. ábra szerinti diagramban foglaltuk össze. A négy szabadonfutó által meghatározott súrlódó nyomatékok átlaga:

$$M_s = 0,63 \text{ Nm} . \quad (8.10.)$$

8.3.3. Súrlódási tényező meghatározása felújított szabadonfutó esetén

A súrlódási tényező meghatározásához a méréssel és számítással már megkapott súrlódó nyomatékok átlagán kívül ismerni kell a belső gyűrű sugarát (r_b), a görgők számát (z), valamint azt a normál irányú erőt (F_{mB}), amely a belső gyűrű és a görgő között fellép szabadonfutás üzemmódban. A kapcsoló nyitása során ez az erő a rugóerő közös érintősíkra merőleges irányú komponense, melyet az 5. fejezet 5.7 ábrája alapján matematikailag már a 6. mellékletben leírtunk. Akkor egy más típusú szabadonfutó esetén határoztuk meg ennek értékét. A számítást aktualizálva a 2 006 209 530 típusra, ennek értéke bizonyos geometriai adatok ismeretében rendelkezésre áll (15. melléklet). A súrlódási tényező mindezek alapján:

$$\mu = \frac{M_{s \text{ átl}}}{F_{mB} \cdot r_b \cdot z} . \quad (8.11.)$$

8.3.4. Szabadonfutó működési feltételének ellenőrzése

Amennyiben az így meghatározott súrlódási tényező nagyobb, mint a szabadonfutó kapcsolószögének tangense, akkor a szerkezet önzárása biztosított, tehát működése nem függ a terhelés nagyságától:

$$\tan \alpha < \mu . \quad (8.12.)$$

8.4. Megfogalmazható új eredmény

A rezgésméréssel kimutatható, hogy van kapcsolat a nyitás irányban megforgatott szabadonfutó rezgése és a károsodás mértéke között.

Létezik olyan rezgésgyorsulás-szint tartomány, amelyen belül a szabadonfutók állapota megfelelőnek mondható.

A kérdéses tartomány határait nagy számú mérések során, iteratív úton lehet meghatározni.

A rezgésgyorsulás-szint kiugróan magas értéke a kenőanyag olyan mértékű szennyeződésére utal, amely már nem tudja megfelelően ellátni feladatát, nyitás üzemmódban intenzív hőfejlődés várható.

Nagyon alacsony rezgésgyorsulás-szint értékek a házban kialakult repedésre vagy kilágyult rugókra utaló jeleket közvetítenek.

9. Tovább lépés lehetőségei

Az értekezésben 8 fejezeten keresztül megvizsgáltuk a külső csillagkerekű görög szabadonfutók geometriáját, javaslatot tettünk egy, a működés feltételének jobban megfelelő görbére, megvizsgáltuk a szerkezetbe épített rugók szerepét, és mérésrel igazoltuk, hogy a valós darabok károsodása, illetve a kenőanyag szennyezettsége kapcsolatban van a nyitás irányban megforgatott szabadonfutó által gerjesztett rezgéssel. A súrlódó nyomaték mérésrel történt meghatározása lehetőséget teremtett a súrlódási tényező számítására, ellenőrizve a működési feltételt. A vizsgálatok további irányát és lehetőségeit a következő pontokban ismertetjük.

- *Érdekes volna a geometriai vizsgálatokat más típusú szabadonfutókra is kiterjeszteni, például a belső csillagkerekű típusra, megkeresve az ideális görbe egyenletét, melynél a zárószög állandósága biztosított.*
- *A rezgésmérő berendezés továbbfejlesztésével, illetve finomhangolásával, a meghajtó egység által gerjesztett zavaró rezgések további csökkentése révén tisztább képet kaphatunk a szabadonfutó súrlódási zajáról. Ezt követően indokolt lenne a tercsávós elemzés helyett a valós idejű FFT alkalmazása. Így a frekvenciaelemzéssel a szabadonfutók megfelelőségi határai pontosabban meghatározhatók.*
- *Érdekes lenne a kenőanyaggal is foglalkozni, annak minőségével és mennyiségével. Jelenleg a szabadonfutókat – gördülőcsapágy analógia alapján – 30 %-ig töltik kenőzsírral. Mivel a folyadéksúrlódási állapot lehetősége kizárható a szerkezet működése közben, a határréteg-súrlódási állapothoz pedig minimális kenőanyag is elegendő, kísérletileg meg lehetne határozni a biztonságos működéshez minimálisan szükséges kenőanyag mennyiségét. Ehhez a valóságos működési állapotot szimuláló fárasztó berendezés tervezése és megépítése szükséges.*
- *A mérés elvégzéséhez kapott szabadonfutók körülbelül negyedénél a meghibásodás oka a csillagkerék repedése volt. Ezt a durva hibák közé soroltuk. Mivel szinte minden egyes megvizsgált darabon azonos helyen volt tapasztalható ez a rendellenesség, mindenképpen hasznos lenne végeselemes módszerrel meghatározni a hiba okát, és javaslatot tenni a csillagkerék geometriájának módosítására.*

10. Összefoglalás

A gépjármű indítómotorok feladata az, hogy a belsőégésű motort az indításhoz szükséges fordulatszámmal megforgassák. A hajtás egyik eleme egy forgásiránykapcsoló tengelykapcsoló. Ennek az a feladata, hogy a nyomatékot a hajtott oldalra továbbítsa, a hajtott oldalt megforgassa, majd a belsőégésű motor beindulását követően, amikor a hajtott oldal fordulatszáma meghaladja a hajtóét, oldja a kapcsolatot.

Forgásiránykapcsolón olyan tengelykapcsolót értünk, amelyik csak az egyik forgásirányban tud nyomatékot, illetve mozgást továbbítani, az elemek összekapcsolását, ill. szétválasztását automatikusan végzi. A tengelykapcsoló kétféle üzemi állapota: a kapcsolás és a szabadonfutás. A kapcsolás állapotában a tengelykapcsoló hajtó és hajtott eleme ugyanakkora fordulatszámmal forog. A szabadonfutásra az a jellemző, hogy a hajtó oldal fordulatszáma alacsonyabb a hajtotténál. A két működési állapot közötti átmeneteket zárásnak, ill. nyitásnak nevezik.

Az értekezésben külön fejezetet szántunk a szerkezetet terhelő erők bemutatására, külön kitérve a rugóerőre, valamint a centrifugális erőre vonatkozóan. Igazoltuk, és diagramban ábrázoltuk egy konkrét szabadonfutó esetén, hogy a biztonságos működés feltételez egy határfordulatszámot, amely meghaladása esetén a centrifugális erő kompenzálja a rugóerő hatását, amely a szerkezet megcsúszását okozhatja. A külső csillagkeres görgős szabadonfutók működését vizsgálva a görgő és az agy illetve a görgő és a csillagkerék kontakt feladatára is kitértünk. A klasszikus érintkezési feszültség vizsgálattal meghatároztuk egy konkrét típus esetén a maximum megengedett terhelő nyomaték nagyságát.

Bemutattunk egy olyan módszert, amely segítségével meghatározható a csillagkerék profilgörbéjének az alakja. A módszer lehetővé teszi ismeretlen szabadonfutók rekonstrukcióját.

Ezt követően a célunk annak kiderítése volt, hogy a szerkezetbe épített rugóknak van-e valamilyen egyéb szerepük a biztonságos működés szempontjából, illetve a szerkezetet egyszerűbbé téve van-e lehetőség rugó nélküli változat alkalmazására. A vizsgálat során kiderült, hogy a rugók biztosítják a külső gyűrű és a belső gyűrű egy bizonyos pontosságú egytengelyűségét azoknál a típusoknál, ahol nem gördülő- vagy siklócsapággal kombinált változat kerül beépítésre.

Az értekezésben áttekintettük a görgős szabadonfutók működését, geometriáját, megvizsgáltuk a terhelhetőséget, továbbá meghatároztuk az állandó zárószöget biztosító geometria feltételét.

Az elméleti elemzéseket gyakorlati mérések követték. Ezek elvégzésére tervezni kellett egy speciális mérőberendezést, amelynek hajtóegysége által generált rezgés nem, vagy csak elhanyagolható mértékben zavarja a vizsgált szabadonfutót. A nagy számú vizsgálatok rámutattak arra, hogy a szabadonfutók károsodása, illetve a kenőanyag szennyezettség és a kialakult nyitás irányú súrlódási zaj között kapcsolat van. A súrlódó nyomaték méréssel történő meghatározása hasonló eredménnyel zárult. A mérések eredményeit táblázatokban és diagramokban foglaltuk össze.

Summary

The task of the starter motors is to rotate the combustion engines to the necessary rotational speed. An element of the mechanism is a free running clutch. It has two functions. The first one is the torque transmission from the driving member to the driven shaft, and to speed up the combustion engine. The other function is to disconnect the elements, when the combustion engine has already turned over, and the driven shaft rotates faster than the driver.

The free running clutch is a clutch, which can transmit torque and motion only in one direction of rotation. The elements are connected and separated automatically. The clutch has two operating states: connecting and free running. During connecting operation the driving and driven elements of the clutch have the same rotational speed. The property of the free running is that the rotational speed of the driving side is lower, than the driven. The two operating states are called closing and opening.

In the dissertation there is a chapter, which presents the forces generated in the structure. We have introduced the effects of the spring and the centrifugal forces. We have confirmed, that there is a rotational speed limit, which is condition of the safe operation. We have represented this in a diagram, in the case of a real free running clutch. If the centrifugal force compensates the effect of the spring force, the structure may slide, and it is not able to perform its task. Analysing the operation of the roller freewheels with outer starwheel, we have dealt with the contact problem between the roller, the hub and the housing. We have determined the maximum allowed torque for a real type, using the Hertz theory of stress.

We have presented a method, that is used to determine the shape of the profile curve of the starwheel. The method enables the reconstruction of unknown free running clutches.

After it our goal was to find out, whether the built-in springs have another hidden functions for the safe operation. We would have liked to know, whether there is any possibility to use this mechanism without springs. During the investigation it was found, that the springs provide the single-axis between the outer ring and the inner ring, in that case, if there is not any rolling or sliding bearing built in the structure.

In the dissertation we have reviewed the operation and geometry of the roller freewheels, we have investigated its load capacity, and we have determined the condition of the geometry which ensures the constant wedge angle.

After the theoretical analysis we have made some measurements. For this we had to design a special measuring machine. The property of this equipment is, that its driver unit does not generate any vibration, which would disturb the investigated freewheels. A large number of studies have shown, that there is a connection between the damage of the freewheels or contamination of the lubricant and the friction vibration. The measuring of the friction torque finished with the same results. We have summarized the results of the investigations in tables and diagrams.

Új tudományos eredmények

- T1.: Módszert dolgoztam ki, amely alkalmas a külső csillagkerekű görgős szabadonfutók profilgörbéjének mérési pontokon és valamely CAD rendszer lehetőségein alapuló matematikai meghatározására.
A módszer elsősorban az újrahajlítást során felújított szabadonfutóknál használható, az összetartozó agy és görgő méretek meghatározására.
Az előállított görbe egyenlet felhasználható az elemek szilárdsági méretezésénél, a szabadonfutó teherbírásának meghatározásához.*
- T2.: Megvizsgáltam a külső csillagkerekű görgős szabadonfutókba épített rugók szerepét. Eszerint a rugók által kifejtett közel állandó és közel azonos rugóerő biztosítja a külső és belső gyűrű viszonylagos egytengelyűségét.
A rugók károsodása (törés, kilágyulás) esetén az agy központosítását a görgők véletlenszerű elhelyezkedése adja. Ennek eredménye az agy excentricitása, amely a fogaskerékpár kapcsolódása során a tengelytáv és a foghézag ciklikus változását okozza, amiből befeszülés, fogtörés adódhat.*
- T3.: Feltérképeztem a külső csillagkerekű görgős szabadonfutók tönkremenetelének lehetséges formáit, részletezve azok okait.
Meghatároztam a külső csillagkerekű görgős szabadonfutók esetében azt a kritikus fordulatszámot, amely alatt a centrifugális erő nem okozza a szerkezet megcsúszását.
Belsőégésű motorok esetében az indítási fordulatszám jóval alatta marad a meghatározható kritikus fordulatszámnak, így a centrifugális erő hatása a szerkezet méretezésekor elhanyagolható.*
- T4.: A görgős szabadonfutók csillagkerekére vonatkozóan értelmeztem és meghatároztam egy ún. ideális profilt, amely a görgők méretszórása és kopása esetén is állandó zárószöget, és ezzel megbízható működést biztosít.
Megállapítottam, hogy az ideális profil megvalósításához a görgők középpontjának logaritmikus spirálison kell elhelyezkednie.
Az ideális profil és a logaritmikus spirális alakú csillagkerék egybevetése alapján meghatározható az optimális paraméterekkel rendelkező logaritmikus spirális, amelynél a kapcsolószög (zárószög) változása a legkisebb mértékű.*
- T5.: A rezgésméréssel kimutatható, hogy van kapcsolat a nyitás irányban megforgatott szabadonfutó rezgése és a károsodás mértéke között.
Létezik olyan rezgésgyorsulás-szint tartomány, amelyen belül a szabadonfutók állapota megfelelőnek mondható.
A kérdéses tartomány határait nagy számú mérések során, iteratív úton lehet meghatározni.
A rezgésgyorsulás-szint kiugróan magas értéke a kenőanyag olyan mértékű szennyeződésére utal, amely már nem tudja megfelelően ellátni feladatát, nyitás üzemmódban intenzív hőfejlődés várható.
Nagyon alacsony rezgésgyorsulás-szint értékek a házban kialakult repedésre vagy kilágyult rugókra utaló jeleket közvetítenek.*

Irodalomjegyzék

- [1] Beranek, L. L.: *Zajcsökkentés*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1967.
- [2] Berry, J. E. : *Advanced Vibration Diagnostic and Reduction Techniques*, Technical Associates of Charlotte, Inc.
- [3] Bihari Z.: *Akusztikai és rezgéstani minősítés*, Miskolc, 2011.
- [4] Bohner-Gscheidle-Layer-Pichler-Saier-Schmidt-Siegmayer-Zwickel: *Gépjárműszerkezetek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1996.
- [5] Chesney, D., Kremer, J.: *Generalized Equations for Roller One-Way Clutch Analysis and Design*, SAE, 1997.
- [6] Dezsényi Gy., Emőd I., Finichiu, L.: *Belsőégésű motorok tervezése és vizsgálata*, Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1999.
- [7] DIN 3990, *Tragfähigkeitberechnung von Stirnrädern*, 1987.
- [8] Dömötör F.: *Rezgésdiagnosztika I.*, Dunaújváros, 2007.
- [9] Dömötör F.: *Rezgésdiagnosztika II.*, Dunaújváros, 2010.
- [10] Erney Gy.: *Fogaskerekek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [11] Fábrián T.: *Műszaki mérések II.*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1993.
- [12] Farkas J.: *Fémszerkezetek*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.
- [13] *FLENDER Standard Couplings*, Siemens, Catalog MD 10.1, 2009.
- [14] Latka, F.: *Matematikai képletgyűjtemény*, Műszaki Könyvkiadó 5. kiadás Budapest, 1989.
- [15] Füzi E.: *Tengelykapcsolók*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968.
- [16] Ghibaudi, M. S.p.A: *Catalog of Starter Drives, PFO7 - 2011-2012*.
- [17] Gion J: *Gépjárművizsgálat, -javítás II.*, Skandi-Wald Könyvkiadó, Budapest, 1999.
- [18] Halász S.: *Villamos hajtások*, Egyetemi tankönyv, 1993.
- [19] Hangl J.: *Autószerelők zsebkönyve*, Műszaki könyvkiadó, 1980.
- [20] Hevesi Gy., Hodvogner L.: *Autóvillamosság*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1997.
- [21] *Höganäs Handbook For Sintered Components, Design And Mechanical Properties*, 2004.
- [22] *Höganäs Handbook For Sintered Components, Iron And Steel Powders For Sintered Components*, 2002.

- [23] Höganäs Handbook For Sintered Components, Production Of Sintered Components, 2004.
- [24] Ilosvai L.: Gépjárműszerkezetek méretezése I., Tankönyvkiadó Vállalat, Budapest, 1989.
- [25] ISO 6336-1-6, Calculation of load capacity of spur and helical gears, 2006.
- [26] Hungerford, J.: Customizing cam clutches, Motion System Design, Penton Media, Inc, 2005.
- [27] Liu, K., Eiichi, B.: Analytical model of sliding friction in an overrunning clutch, Tribology International, 2005. p. 187-194.
- [28] Liu K., Eiichi B.: Frictional dynamics of the overrunning clutch for pulse-continuously variable speed transmissions: rolling friction, Wear, 1998.p. 208-214.
- [29] Kalóczkai M.: Rezgésdiagnosztikai mérőpad tervezése, Szakdolgozat, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, 2010.
- [30] Kelle Katalógus, Indítóalkatrészek katalógusa, Argumentum Kiadó, Budaörs, 1997.
- [31] Kelle: Bendix katalógus, Budapest, 2000.
- [32] Chase, K. W., Gao J., Magleby, S. P.: General 2-D Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments, Department of Mechanical Engineering, Brigham Young University, 2003.
- [33] Корн, Г., Корн, Т.: Справочник по математике для научных работников и инженеров, Наука, Москва, 1984.
- [34] Kovács J., Szokoly M.-né: Autószerkezettan és szerelési ismeretek, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1984.
- [35] Kovács A.: A rezgés-csökkentés módjai, Miskolci Egyetem, 2007.
- [36] Kovács A.: Rezgésmérések és rezgésvizsgálatok, Miskolc, 1997-1999.
- [37] Kovács A.: Roncsolásmentes vizsgálatok, azok megbízhatósága és következményei, Rezgésmérések és rezgésvizsgálatok, Miskolci Egyetem,
- [38] Kovács A.: Zaj és Vibráció Diagnosztika jegyzet, Miskolci Egyetem, 2008.
- [39] Леонов, А. И.: Микрохрановые механизмы свободного хода, Машиностроение, Москва, 1982.
- [40] Lubrication of rolling bearings, Product information 400, SKF, 1985.
- [41] Makhult M.: Gépagyazások rezgéstani méretezése, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1974.

- [42] Makhult M.: *Gumirugók*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1963.
- [43] Malya J.: *Villamos gépek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 2005.
- [44] Mátrai N.: *Gépjármű-villamossági ismeretek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1992.
- [45] Molnár L. – Varga L.: *Gördülőcsapágyazások tervezése*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1977.
- [46] MSZ 11131 69. *Zajmérés, mérési módszerek, Általános előírások*, 1969.
- [47] Niemann, G. – Winter, H.: *Maschinenelemente, Band III.*, Springer Verlag, 1983.
- [48] Niemann, G.: *Maschinenelemente, Band I.*, Springer Verlag, 1981.
- [49] Niemann, G.: *Maschinenelemente, Band 2.*, Springer Verlag, 1983.
- [50] P. Nagy J.: *A hangszigetelés elmélete és gyakorlata*, Akadémiai Kiadó, Budapest, 2006.
- [51] Pásztor Á.: *Marógép gépi előtolás tervezése, Komplex tervezési feladat*, Miskolci Egyetem Gép- és Terméktervezési Tanszék, 2010.
- [52] Pattantyús Á. G.: *A gépek üzemtana*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1983.
- [53] Pattantyús Á. G.: *Gépész- és villamosmérnökök kézikönyve*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1962.
- [54] Ponomarjov, Sz. D.: *Szilárdsági számítások a gépészetben*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1966.
- [55] Rupp J.: *Gépjármű-villamossági ismeretek*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1988.
- [56] Siemens: *Flender Drives, Fundamental Principles of Mechanical Engineering, Technical Handbook, Printed in Germany*, Siemens AG, 2009.
- [57] SKF Interactive Engineering Catalogue, www.skf.com
- [58] Smetana, C.: *Zaj- és rezgésmérés*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
- [59] Solid Edge V20 User Manual
- [60] Stölzle, K., Hart, S.: *Freilaufkupplungen Berechnung und Konstruktion*, Springer-Verlag, 1961.
- [61] Surányi E.: *Gépjárműszerkezet*, Zrínyi Katonai Könyv-és Lapkiadó, Budapest, 1983.
- [62] Szente J. – Bihari Z.: *Gépjármű indítómotorok szabadonfutó tengelykapcsolóinak vizsgálata*, Szakvélemény, Miskolci Egyetem, 2005.

- [63] Tarnóczy T.: *Teremhangtan alapjai*, Kézirat, Felsőoktatási Jegyzetellátó Vállalat, Budapest, 1956.
- [64] Terplán Z., Nagy G., Herczeg I.: *Különleges tengelykapcsolók*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1971.
- [65] Terplán Z., Nagy G., Herczeg I.: *Mechanikus tengelykapcsolók*, Budapest, 1976.
- [66] Tochtermann, W. – Bodenstern, F.: *Gépelemek I.-II.*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1986.
- [67] Xue, W., Pyle, R.: *Optimal Design of Roller One Way Clutch for Starter Drives*, SAE Technical Paper Series, SAE World Congress Detroit, Michigan, 2004.
- [68] Xue, W.: *Analysis of Mechanism of Starter Drive Slippage*, Internal Technical Report, Visteon Corporation, 1998.
- [69] Zinner Gy.: *Gépjárművek erőátviteli berendezései*, Tankönyvmester Kiadó, Budapest, 2006.

Kapcsolódó weblapok

<http://www.renold.com>

<http://www.kellebendix.hu>

<http://www.ghibaudi.com/catalog.asp>

<http://www.iso.org>

<http://www.skf.com>

<http://www.bksv.com>

<http://www.vet.bme.hu/okt/val/vg/autovill/tananyag/AutoVillInditoV10.pdf>

http://siva.banki.hu/jegyzetek/Gepjarmu_diagnosztika/GJD_2EA_VillBer1.pdf

<http://lezo.hu/szerkezettan/tankonyv/tankonyv-web/hajtas/motor/inditas/inditas.html>

http://www.phoenix-mecano.hu/index.php?oldal_menu_id=21&action=1

Saját publikációk

1. **Cím:** Szabadonfutó tengelykapcsolók vizsgálata
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Gép c. folyóirat LVI. Évfolyam, 11-12. számában (lektorált)
Előadva: Géptervezők és Termékfejlesztők XXI. Országos Szemináriuma
Dátum: Miskolc, 2005. november 10-11.
2. **Cím:** Gépjármű indítómotorok szabadonfutó tengelykapcsolóinak geometriai rekonstrukciója
Szerzők: Bihari Z..
Megjelent: OGÉT – 2008. Konferencia kiadványa (lektorált)
Előadva: -
Dátum: Brassó, 2008. április
3. **Cím:** Az állandó zárószög feltétele görgős szabadonfutóknál
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Gép c. folyóirat LXI. évfolyam, 2010/9-10 szám, 11-13. oldal. (lektorált)
Előadva: Géptervezők és Termékfejlesztők XXVI. Szemináriuma
Dátum: Miskolc, 2010. november 11-12.
4. **Cím:** Forgásirány kapcsoló tengelykapcsolók elemzése
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: XVI. Fiatal Műszakiak Tudományos Ülésszaka, Erdélyi Múzeum-Egyesület kiadványa 37-40. oldal (nem lektorált)
Előadva: -
Dátum: Kolozsvár, 2011. március 24 - 25.
5. **Cím:** Investigation of roller freewheels used in engine starter motors
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: XXV. microCAD International Scientific Conference 2011, p. 1-7. (angol nyelven) (lektorált)
Előadva: XXV. microCAD International Scientific Conference, Section of Machine and Construction Design
Dátum: Miskolc, 2011. március 31. – április 1.
6. **Cím:** Különleges profilú gépelemek geometriai rekonstrukciója
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Műszaki Tudomány az Észak-kelet Magyarországi Régióban 2011 konferencia előadásai, Debreceni Akadémiai Bizottság Műszaki Szakbizottsága, Debrecen 2011, 61-71. oldal. (lektorált)
Előadva: Műszaki Tudomány az Észak-kelet Magyarországi Régióban 2011 konferencia
Dátum: Miskolc, 2011. május 18.

7. **Cím:** Speciális geometriájú gépelemek rekonstrukciója
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Multidiszciplináris tudományok, A Miskolci Egyetem közleménye, 1. kötet, 1. szám (2011), 143-150. oldal. **(lektorált)**
Előadva: -
Dátum: Miskolc, 2011.
8. **Cím:** Geometrical Reconstruction of Machine Elements with Special Profile
Szerzők: Zoltán Bihari, József Szente
Megjelent: 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing CADAM 2011. p. 9-10. (angol nyelven) **(nem lektorált)**
Előadva: 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing CADAM 2011. (angol nyelven)
Dátum: Vela Luka (Korcula) - Croatia, 2011. szeptember 20 – 24.
9. **Cím:** Geometrical Reconstruction of Machine Elements with Special Profile
Szerzők: Zoltán Bihari, József Szente
Megjelent: International Journal Advanced Engineering, 5(2011) No.2, ISSN 1846-5900, p. 135-146, (angol nyelven) **(lektorált)**
Előadva: -
Dátum: 2011. november.
10. **Cím:** Külső csillagkerekű görgős szabadonfutók egytengelyűségének vizsgálata
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Gép c. folyóirat LXII. évfolyam, 2011/7-8 szám, I. kötet, 17-20. oldal. **(lektorált)**
Előadva: Géptervezők és Termékfejlesztők XXVII. Szemináriuma
Dátum: Miskolc, 2011. november 10-11.
11. **Cím:** Külső csillagkerekű görgős szabadonfutók erőjátéka
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: (XXVI. microCAD International Scientific Conference 2012. **(lektorált)**)
Előadva: (XXVI. microCAD International Scientific Conference, Section of Machine and Construction Design)
Dátum: Miskolc, 2012.
12. **Cím:** Determination of ideal curve having constant wedge angle for roller freewheels
Szerzők: Z. Bihari, J. Szente
Megjelent: (Design of Machines and Structure 2012. **(lektorált)**)
Előadva: -
Dátum: Miskolc, 2012.

13. **Cím:** Geometrical Reconstruction of Machine Elements with Special Profile
Szerzők: Z. Bihari, J. Szente
Megjelent: 10th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing CADAM 2012. p. 23-26. (angol nyelven) (nem lektorált)
Előadva: -
Dátum: Vis on island Vis, - Croatia, 2012. szeptember 18 – 22.
14. **Cím:** Ideal Curve for Housing of Roller Freewheels
Szerzők: Zoltán Bihari, József Szente
Megjelent: International Journal Advanced Engineering, 6(2012) No.2, ISSN 1846-5900, p. 135-144, (angol nyelven) (lektorált)
Előadva: -
Dátum: 2012. november.
15. **Cím:** Görgős szabadonfutók teherbírása
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Gép c. folyóirat LXIII. évfolyam, 2012/12. szám, 11-14. oldal. (lektorált)
Előadva: Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriuma
Dátum: Miskolc, 2012. november 8-9.
16. **Cím:** Akusztikai mérőpad koncepcionális tervezése
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: Gép c. folyóirat LXIII. évfolyam, 2012/12. szám, 15-18. oldal. (lektorált)
Előadva: Géptervezők és Termékfejlesztők XXVIII. Szemináriuma
Dátum: Miskolc, 2012. november 8-9.
17. **Cím:** Szabadonfutó tengelykapcsolók vizsgálata
Szerzők: Bihari Z.,
Megjelent: -
Előadva: MTA Gépszerkezettani Tudományos Bizottság Ülése
Dátum: Miskolc, 2013. február 7.
18. **Cím:** Acoustical Classification of Roller Freewheels (Görgős szabadonfutók akusztikai minősítése)
Szerzők: Bihari Z., Szente J.
Megjelent: (XXVII. microCAD International Scientific Conference 2013. (lektorált))
Előadva: (XXVII. microCAD International Scientific Conference, Section of Machine and Construction Design)
Dátum: Miskolc, 2013. március 21-22.

19. **Cím:** *Görgős szabadonfutók meghibásodásai és diagnosztikai lehetőségei*
Szerzők: *Bihari Z.,*
Megjelent: *XXII. Műszaki Diagnosztika-EDU Szakmai továbbképzés (CD melléklet)*
Előadva: *XXII. Műszaki Diagnosztika-EDU Szakmai továbbképzés (A.A. Stadium Diagnosztikai és Management Kft.*
Dátum: *Siófok, 2013. április 22-24.*