

6. A csapágyterhelés számítása

6.1 Terhelés a tengelyen mérve

A csapágyterhelés megállapításához, amely a tengelyeken lép fel, először meg kell állapítani a tengelyre ható erők értékeit. Ezek az erők magukba foglalják a tengely és az arra rögzített elemek önsúlyát, valamint a külső erőket a hajtás teljesítményéből és annak átviteléből adódóan.

Ezeket a terheléseket elméletileg lehet meghatározni, azonban valamennyi csapágy a gép fajtájának adottságainak függvényében még további terheléseknek, erőhatásoknak van kitéve, amelyeket számítási módszereken keresztül rendkívül körülményes meghatározni.

6.1.1 A fogaskerekek fogainak terhelései

A fogaskerekek fogain fellépő erőket három csoportba lehet sorolni az erők irányainak figyelembevétele alapján, és pedig tangenciális (K_t) radiális (K_s) és axiális (K_a) erőkre. Az erők iránya és nagysága különböző és a fogazás fajtájától függ. Az itt bemutatott számítási módokat két leggyakrabban használatos fogaskerék-elrendezésre: homlok és kúpkerékekre érvényes.

(1) Terhelés a homlokkeréken

Terhelések, melyek egyenes- és ferdefogazással ellátott kerékekre hatnak, a 6.1, 6.2, 6.3 ábrákból vehetők ki. A terhelés nagyságát a következő képlettel lehet kiszámítani. (6.1)-től a (6.4-ig.)

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots(6.1)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \dots\dots\dots(6.2)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \dots\dots\dots(6.2b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \dots\dots\dots(6.3)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \dots\dots\dots(6.4)$$

K_t : kerületi erő, N

K_s : radiális erő, N

K_r : fogra ható normál erő, N

K_a : axiális erő, N

HP : a hajtás teljesítménye KW

n : fordulatszám, fordulat/perc

D_p : osztókör átmérő, mm

α : kapcsolási szög

β : szögferdeség

Mivel a fogaskeréken ténylegesen fellépő terhelés lökések és rezgések által még tovább növekedhet, a fenti képlettel történő elméleti terhelésszámítás eredményét egy fogazási tényezővel f_z -vel (6.1 táblázat) kell korrigálni.

(2) Kúpkerékekre ható erők

Azokat az erőket, amelyek egyenes és spirális kúpkerékekre hatnak a 6.2 és 6.5 ábrákon található meg. A 6.2 táblázatban ezeknek az erőknek a kiszámításához szükséges képletek vannak megadva. Az egyenesfogazású kúpkerékeknél a $b=0$ -t szükséges figyelembe venni.

K_t : kerületi erő, N

K_s : radiális erő, N

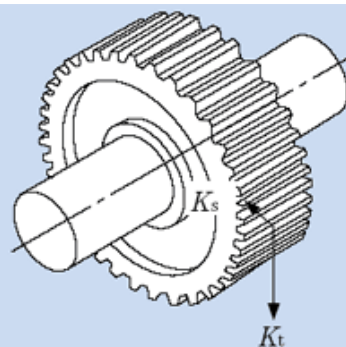
K_a : axiális erő, N

HP : a hajtás teljesítménye, KW

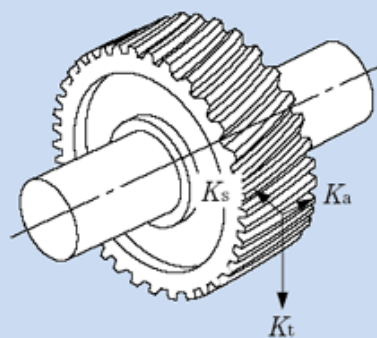
n : fordulatszám, fordulat/perc

Fogazási pontosság	f_z
Precíziós fogazás (osztás- és fogprofilhiba < 0,02 mm)	1.05 ~1.1
Normál fogazás (osztás- és fogprofilhiba < 0,1 mm)	1.1 ~1.3

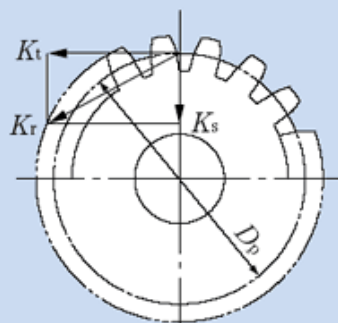
6.1 Táblázat Fogazási tényező f_z



6.1 Ábra
Erőhatások egyenes fogazású homlokkeréken



6.2 Ábra
Erőhatások ferdefogazású homlokkeréken



6.3 Ábra
Kiadódó radiális erők

- D_{pm} : osztókör átmérő, mm
- d : kapcsolási szög
- b : ferdeségi szög
- α : kúpszög

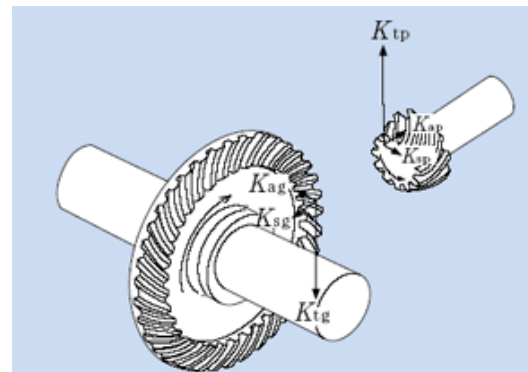
Általában az erők aránya a tányérkerék és a kis tengelyfogaskerék között a jobbirányba egymáshozrendelt tengelyeknél a következő:

$$K_{sp}=K_{ag} \dots \dots \dots (6.5)$$

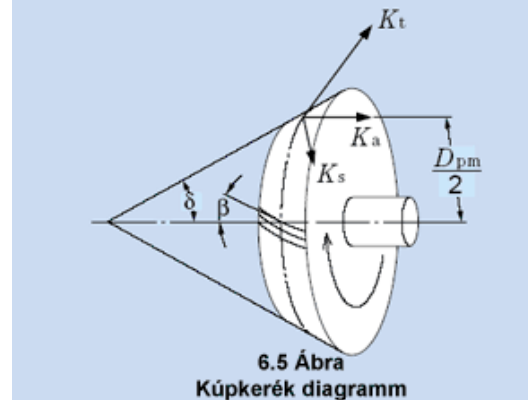
$$K_{ap}=K_{sg} \dots \dots \dots (6.6)$$

K_{sp}, K_{sg} : Radiális erő, N

K_{ap}, K_{ag} : Axiális erő, N



6.4 Ábra
Kúpkerékre ható erők



6.5 Ábra
Kúpkerék diagramm

Ívelt fogazású kúpkerék esetében az erők iránya a fogferdeség irányának, valamint a forgás irányának a függvénye, ezen túlmenően még attól is függ, melyik a meghajtó és a meghajtott kerék: A radiális és axiális erők (K_s) (K_a) irányait a 6.5 ábra szemlélteti, amik az adott példában pozitívak.

A fogazás és a fogferdeségi szög irányai a nagy kerék átmérőjén vizsgálандók és ítélandók meg. A 6.5 ábrán a fogaskerék jobbirányú forgással lett ábrázolva. (az óramutató járásával azonos irány).

Kis kerék	Forgás irány	óramutatóval egyező	óramutatóval ellentétes	óramutatóval egyező	óramutatóval ellentétes
	Ferdeségi irány	jobb	bal	bal	jobb
Tangenciális erők K_t		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} , \left\{ \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} \right\}$			
Radiális erő K_s	Hajtás oldaláról	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$
	Hajtás oldaláról	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$
Axiális erő K_a	Hajtás oldaláról	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$
	Hajtás oldaláról	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$

6.2 Táblázat Erőhatások kúpkeréken

6.1.2 Láncc- és szíjhajtások erőhatásai

Azok a kerületi erők, amelyek a láncc- és szíjhajtások teljesítményátvitelénél lépnek fel, a (6.7) képlet segítségével számíthatók ki.

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \dots\dots\dots(6.7)$$

- K_r : Kerületi erő N
- HP : Átvivendő teljesítmény KW
- D_p : Osztókör átmérő

A szíjhajtásokat egy előre meghatározott előfeszítési értékre állítják be annak érdekében, hogy az erőátvitel zavartalanul megtörténjék. Ennek az előfeszítésnek a radiális erőhatását szíjtárcsák esetére a (6.8) képlettel tudjuk kiszámítani. Lánc-hajtásokhoz a lengő és lökészerű terheléseket az alábbiak figyelembevételével lehet megállapítani:

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots\dots\dots(6.8)$$

- K_r : Radiális erő N
- f_b : Táblázati tényező a 6.3 táblázatból vehető

6.1.3 Terhelési tényező

Gyakorta előfordul, hogy az elméletileg megállapított lengésekből és lökészerű terhelésekből kifolyólag adódó erőhatások lényegesen magasabbak a valóságban. Ezt a (6.9) képlettel és egy terhelési együttható figyelembevételével tudjuk megállapítani.

$$K = f_w \cdot K_e \dots\dots\dots(6.9)$$

- K : tényleges erő N
- K_e : elméletileg számított erő N
- f_w : terhelési együttható

6.2 Csapágyterhelés

Statikus erők, melyek a tengelyeken lépnek fel, a csapágyon át kerülnek felvételre és elosztásra. Például a 6.7 ábra szerinti hajtóműtengelyre ható csapágyterheléseket a (6.10) és a 6.11) képletekkel lehet kiszámítani

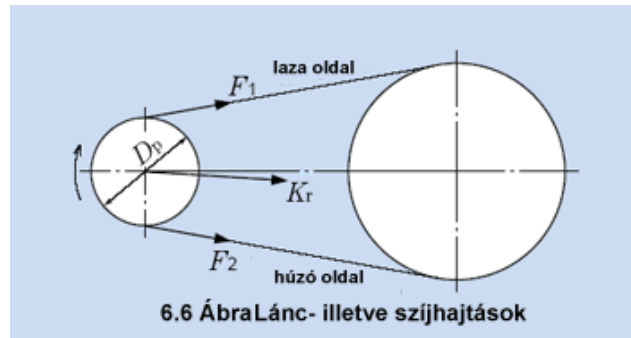
$$F_{IA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_I \dots\dots\dots(6.10)$$

$$F_{IB} = -\frac{a}{b} F_I + \frac{c}{c+d} F_I \dots\dots\dots(6.11)$$

- F_{rA} : az A csapágy radiális terhelése, N
- F_{rB} : a B csapágy radiális terhelése, N
- K_{rI} : az I. fogaskerék radiális terhelése, N
- K_a : az I. fogaskerék axiális terhelése, N
- K_{rII} : a II. fogaskerék radiális terhelése, N
- D_p : I. fogaskerék osztókörének átmérője, mm
- l : csapágytávolság, mm

6.3 Közepes terhelés

Igen sok alkalmazási esetről az üzemi csapágyterhelések egy előre meghatározott periodikus munkafutás szerint megváltoznak. Egy leegyszerűsített számítás szerint ilyen esetekben egy megváltoztathatatlan közepes terhelésre számítják



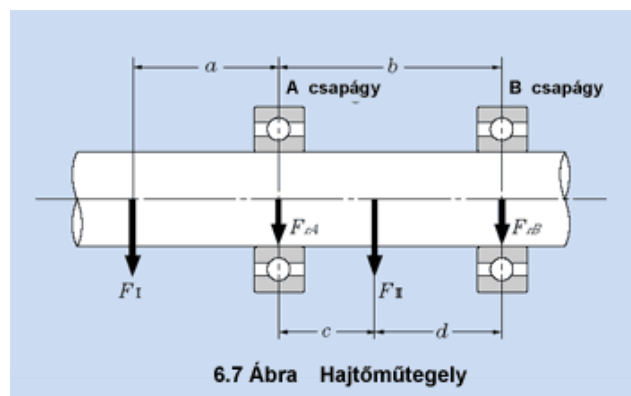
6.6 Ábra Lánc- illetve szíjhajtások

Lánc- illetve szíjfajta	f_b
Lánc (egyszerű)	1.2~1.5
Ékszíj	1.5~2.0
Fogasszíj	1.1~1.3
Laposszíj feszítőgörgővel	2.5~3.0
Laposszíj	3.0~4.0

6.3 Táblázat Lánc- és szíjhajtás-tényezők

Terhelés fajtája	f_w	Alkalmazási terület
Csekély, kis lökészerű terhelések	1,0-1,2	Elektromotorok
Közepes lökészerű terhelések	1,2-,15	Vasúti járművek, gépkocsik, hengerművek, fémfeldolgozó-, papír-, gumi-, textilgépek. Irodagépek, kéziközlekedési eszközök, nyomdagépek
Nehéz lökészerű terhelések	1,5-3,0	Zúzó, mezőgépek, építőgépek, daruk.

6.4 Táblázat Terhelési együttható f_w



6.7 Ábra Hajtóműtengely

át (F_m)ami azután megközelítőleg azt az élettartamot adja meg, mint amit a változó terhelési módozatnál kapnánk meg.

(1) Lépcsős terhelésváltozások

A közepes csapágyterhelés (F_m) a lépcsős terhelési módozatnál a 6.8 ábra szerint a (6.12) képlettel számítható ki. F_1, F_2, \dots, F_n a csapágyterheléseket, n_1, n_2, \dots, n_n és t_1, t_2, \dots, t_n pedig a fordulatszámokat és időegységeket jelentik.

$$F_m = \left[\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum (n_i t_i)} \right]^{1/p} \dots\dots\dots(6.12)$$

P=3 : golyóscsapágyaknál
p=10/3: görgőscsapágyaknál

(2) Periodikus terhelésváltozások

Ha mint időfaktor a terhelés a 6.9 ábra szerint visszatérően periodikusan változik, az F_m közepes terhelést a (6.13)képlettel lehet kiszámítani.

$$F_m = \left[\frac{1}{t_o} \int_0^{t_o} F(t)^p dt \right]^{1/p} \dots\dots\dots(6.13)$$

(3) Lineáris terhelésváltozások A (6.14) képlet segítségével az F_m közepes terhelést és a 6.14 ábra szerint lehet számítani.

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \dots\dots\dots(6.14)$$

(4) Szinuszos terhelésváltozások A közepes terhelést (F_m) a szinuszos terhelésváltozás esetében a 6.10 (a) és (b) ábrák alapján, illetve a (6.16) képlettel lehet megközelítőlegesen megállapítani.

$$F_m = 0.75 F_{max} \dots\dots\dots(6.15)$$

$$F_m = 0.65 F_{max} \dots\dots\dots(6.16)$$

6.4 Ekvivalens csapágyterhelés

6.4.1 Dinamikus ekvivalens csapágyterhelés

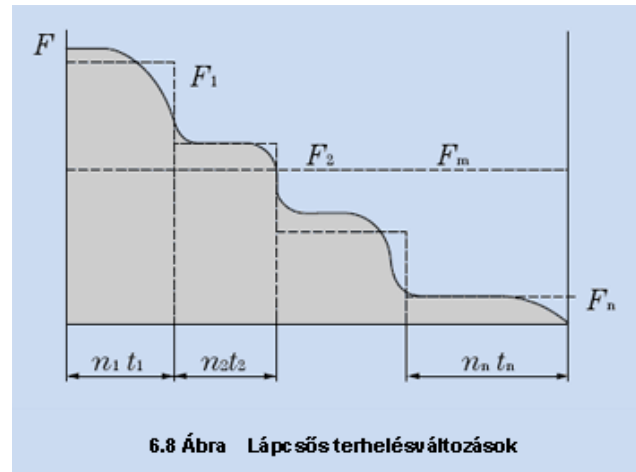
A csapágyakra legtöbbször egyidejűleg dinamikus, radiális, valamint axiális terhelések hatnak. Ezt a feltételezett nagyság és irány szerinti állandó terhelést, amely ugyanazt az élettartamot eredményezi, mint a valóságban ható radiális és axiális terhelések, dinamikus ekvivalens terhelésnek fogjuk nevezni. Radiális csapágyaknál ezt a dinamikus ekvivalens terhelést radiális dinamikus ekvivalens terhelésnek és axiális csapágyak esetében axiális dinamikus ekvivalens terhelésnek nevezik.

(1) Dinamikus ekvivalens radiális terhelés

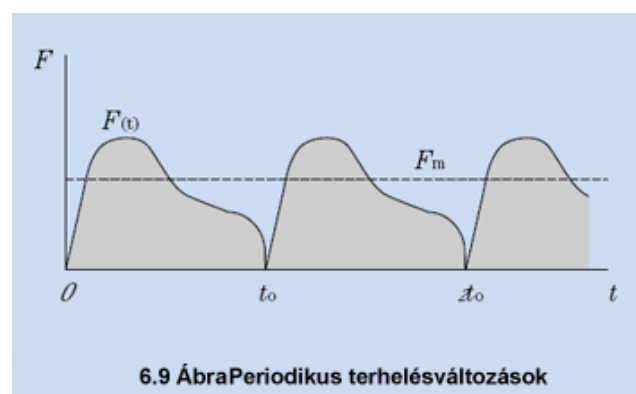
A (6.17) képlettel a dinamikus ekvivalens terhelés az alábbiak szerint adódik:

$$P_r = X F_r + Y F_a \dots\dots\dots(6.17)$$

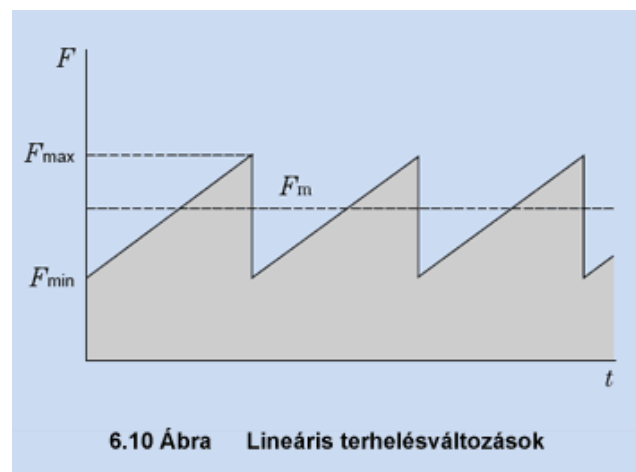
- P_r** : radiális dinamikus ekvivalens terhelés. N
- F_r** : a terhelés radiális komponense, N
- F_a** : a terhelés axiális komponense, N
- X** : radiális tényező
- Y** : axiális tényező



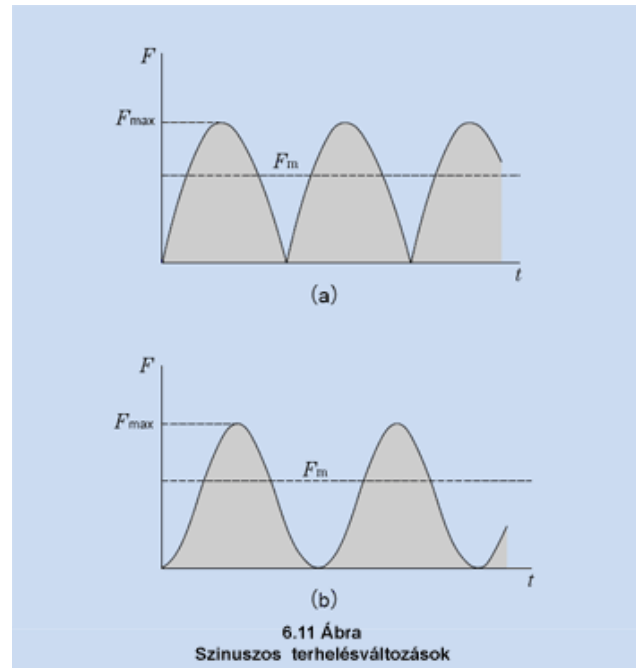
6.8 Ábra Lépcsős terhelésváltozások



6.9 Ábra Periodikus terhelésváltozások



6.10 Ábra Lineáris terhelésváltozások



Az X és az Y értékek az egyes csapágyakhoz vannak hozzárendelve, azokat csapágytáblázatból tudjuk kivenni.

(2) Dinamikus ekvivalens axiális terhelés, N

A 90 fokos kapcsolási szöggel rendelkező csapágyak általában nem alkalmasak radiális terhelések felvételére. Axiális önbeálló gördülőcsapágyak azonban kisebb axiális irányú terheléseket még elbírnak. A dinamikus ekvivalens axiális terhelés a (6.18) képlettel számítható ki.

$$P_a = F_a + 1.2F_r \quad (6.18)$$

(Feltétel: $F_r/F_a \leq 0,55$)

P_a : dinamikus ekvivalens axiális terhelés, N

F_a : a terhelés axiális komponense, N

F_r : a terhelés radiális komponense, N

6.4.2 Statikus ekvivalens csapágyterhelések

Tételezzük fel, hogy a statikus ekvivalens csapágyterhelések nagyságrendje és irányai állandóak, ami álló csapágy esetében a gördülőtest és annak futópályája közötti érintkezési helyen ugyan azt a maradandó alakváltozást eredményezi, mint a tényleges terhelés az egyidejűleg ható radiális és axiális terhelésekből adódóan. Ez radiális csapágyaknál radiális terhelésre vonatkozik, axiális csapágyak esetében lényegében csak axiális terhelésekre, melyek centrikusan hatnak. Ezeket a terheléseket mint statikus ekvivalens radiális terheléseket vesszük a radiális csapágyak, és statikus ekvivalens axiális terheléseknek az axiális csapágyak esetében.

(1) Statikus ekvivalens radiális terhelés

A statikus ekvivalens radiális terhelés a (6.19) és a (6.20) képletek segítségével számítható ki. A mindenkor magasabb értékeket kell a P_{or} -hez figyelembe venni.

$$P_{or} = X_o F_r + Y_o F_a \quad (6.19)$$

$$P_{or} = F_r \quad (6.20)$$

P_{or} : statikus ekvivalens radiális terhelés, N

X_o : statikus radiális tényező, N

Y_o : statikus axiális tényező, N

F_r : radiális komponens, N

F_a : axiális komponens, N

Az X_o és Y_o értékek az egyes csapágyakhoz vannak hozzárendelve és csapágytáblázatból lehet azokat kivenni.

(2) Statikus ekvivalens axiális terhelés

Az axiális önbeálló gördülőcsapágyaknál a statikus ekvivalens axiális terhelést a (6.21) képlet segítségével tudjuk számítani.

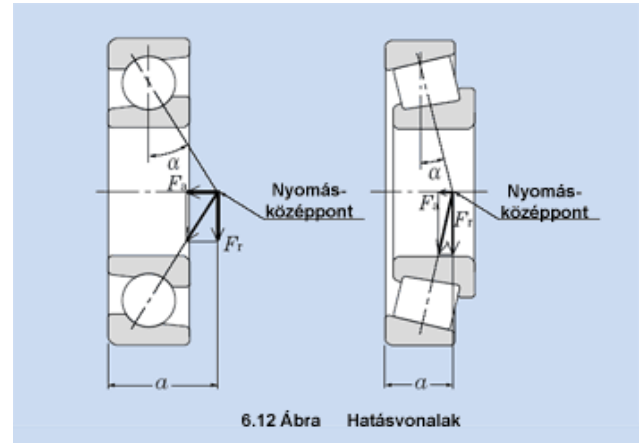
$$P_{oa} = F_a + 2.7F_r \quad (6.21)$$

- P_{oa} : statikus ekvivalens axiális terhelés, N
- F_a : axiális komponens, N
- F_r : radiális komponens, N ha $F_r/F_a \leq 0,55$

6.4.3 Statikus ekvivalens csapágyterhelések

A nyomási középpont a ferdehatásvonalú golyóscsapágyaknál és kúpörgős csapágyaknál, amint az a 6.12 ábra szemlélteti, a csapágyközéptől kijebb helyezkedik el, és a csapágytáblázatokban meg van adva. Radiális terhelések mellett a ferdehatásvonalú golyóscsapágyaknál és a görgőscsapágyaknál egy axiális irányba ható erő is jelen van, ami a csapágyrészeket egymástól elválasztani igyekszik. Ezeket a csapágyakat általában egy azonos felépítésű úgynevezett második csapággal 0- vagy X-elrendezésben párosítják. Az axiális erőt a külső axiális terheléshez hozzá kell adni és kiszámítani a (6.22) képletből tudjuk.

$$F_a = \frac{0.5F_r}{Y} \dots \dots \dots (6.22)$$



6.12 Ábra Hatásvonalak

A 6.5 táblázatban megtaláljuk a megfelelő formulákat különféle csapágyelrendezésekhez a dinamikus ekvivalens radiális csapágyterhelés megállapításához.

Csapágyelrendezések	Terhelési helyzet	Axiális erők	Dinamikus ekvivalens radiális terhelések
0-Elrendezés 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left[\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a \right]$
		$F_{aII} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}}$	$P_{rII} = F_{rII}$
X-Elrendezés 	$\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} > \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I}$	$P_{rI} = F_{rI}$
		$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a$	$P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left[\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} - F_a \right]$
0-Elrendezés 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I}$	$P_{rI} = F_{rI}$
		$F_{aII} = \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$P_{rII} = XF_{rII} + Y_{II} \left[\frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a \right]$
X-Elrendezés 	$\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} > \frac{0.5F_{rI}}{Y_I} + F_a$	$F_{aI} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a$	$P_{rI} = XF_{rI} + Y_I \left[\frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}} - F_a \right]$
		$F_{aII} = \frac{0.5F_{rII}}{Y_{II}}$	$P_{rII} = F_{rII}$

Megjegyzések:

- 1) A képletek olyan csapágyakra vonatkoznak, amelyek üzemi állapotukban csapágyhézag nélkül és előfeszítésmentesen dolgoznak.
- 2) Radiális terhelések, melyek a táblázatban nyilakkal jelzett irányokkal ellentétes irányúak, pozitív terhelésnek értendők.

6.5 Táblázat Csapágyelrendezések dinamikus ekvivalens csapágyterhelések esetében