

3.3. LÁNCHAJTÁSOK

3.3.1. Lánchajtások alapvető jellemzői és felosztása

A lánchajtásokat teljesítmény illetve forgatónyomaték és mozgás közlésére alkalmazzák nagyobb tengelytávok esetében. A szíjhajtásokkal ellentétben, amelyeknek ugyanaz az alkalmazási területe, a lánchajtások a mozgás közlését alakjukkal végzik, így állandó áttételt biztosítanak.

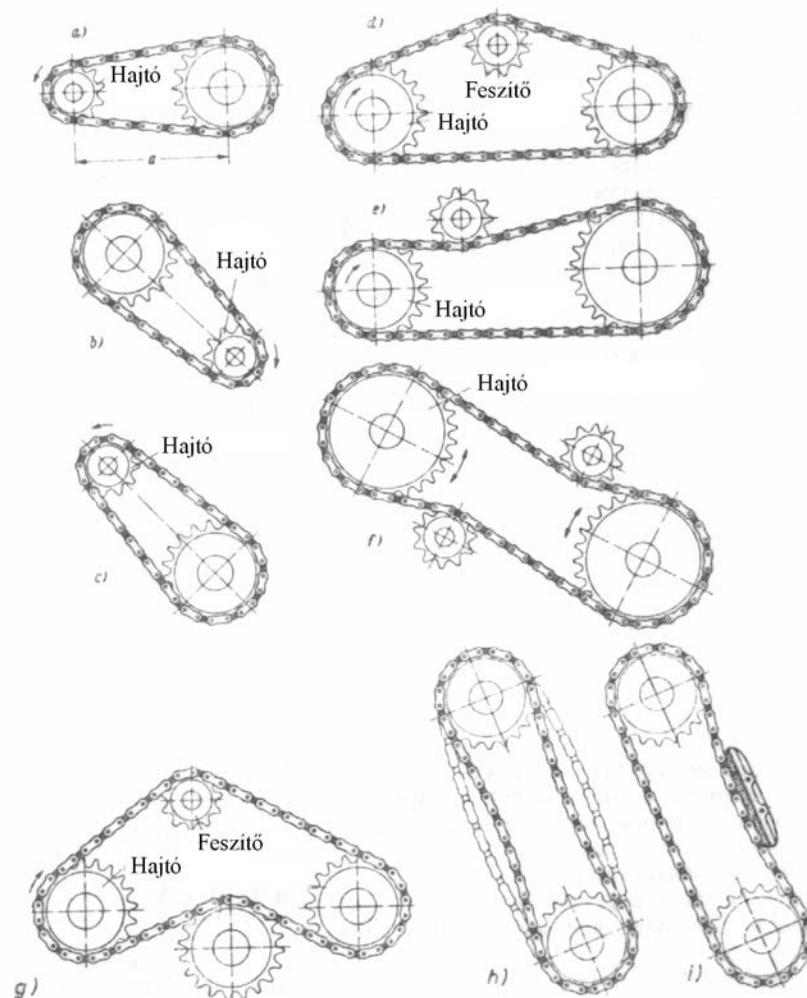
Alkalmasabbak nagyobb forgatónyomatékok átvitelére kisebb kerületi sebességeknél. A lánchajtás fő elemei a lánc és a lánckerékek. Széleskörű alkalmazásuk van elsősorban kerékpároknál, motorkerékpároknál, bányászati és építőipari gépeknél, szállítóeszközöknél stb.

A lánchajtásnak vannak bizonyos jó tulajdonságai, de vannak hátrányai is.

-A lánchajtások előnyei: állandó áttétel, kis befogóméret, a szíjhajtásokhoz hasonló előfeszítés nem szükséges és ezzel a tengelyterhelés kisebb, alkalmazhatók magas hőmérsékleten is (800 °C-ig), jó hatásfok ($\eta=0,98-0,99$); több lánckerék egyidejűleg hajtható, viszonylag hosszú élettartam.

-A hátrányai: a hajtott lánckerék egy fordulaton belüli szögsebesség ingadozása a sokszögefektus miatt, a lánc elemeinek kopása, ami az osztás növekedéséhez, ill. a lánc megnyúlásához vezet, kenést kell alkalmazni, drágábbak a szíjhajtásnál, zajosak, a külső dinamikus hatásokat csillapítás nélkül átviszik egyik tengelyről a másikra.

A lánchajtások különböző kiviteleit és különböző láncelhelyezést az 5-35 ábra mutat be.



3-35. Lánchajtások különböző megoldása [4]

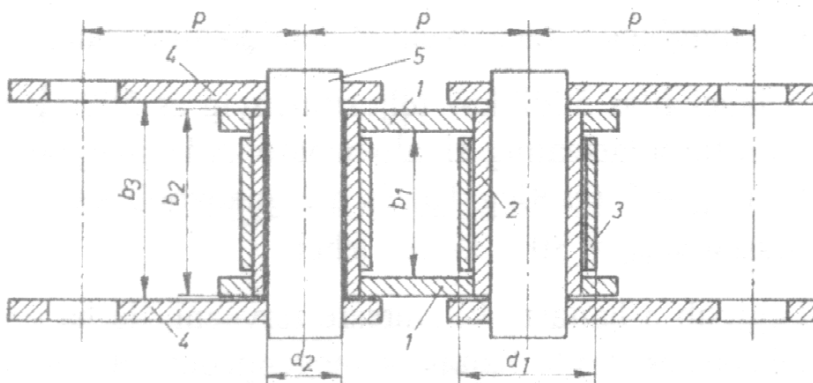
A legkedvezőbb a vízszintesen elrendezett lánchajtás vagy a ferde 60 fokos ferdeségig, míg az ennél nagyobb ferdeséget és a függőleges elrendezést kerülni kell mert az alsó lánckeréken a fogak kapcsolódása rossz. Ilyen esetekben kötelezően feszítő-lánckereket vagy más feszítőmechanizmust kell alkalmazni. Kedvezőbb, ha a húzóág felül van.

Függőleges tengelyek meghajtásánál kerülni kell a lánchajtás alkalmazását, mert ilyen esetben a lánchevederek és a lánckerék homloklapfelületei gyorsan kopnak.

Forgatónyomaték közlésére főleg görgős és fogazott láncokat alkalmaznak. A görgős láncokat nagy forgatónyomatéknál és kis kerületi sebességeknél alkalmaznak. Sokkal elterjedtebbek a fogazott láncoknál. A fogazott láncok a mozgás átvitelét fogakkal végzik, amelyek a lánckerék fogaival kapcsolódnak. A lánctagok lemezkötegből állnak, amelyek a csuklóban csapszegekkel vannak összekötve. A fogazott lánccal fogai pontosabban elkészíthetők, mint a görgős láncok, így ez pontosabb kapcsolódást tesz lehetővé. A fogazott láncokat nagyobb kerületi sebességeknél, kisebb forgatónyomatékok esetében alkalmazzák. A fogazott szíjhajtások mindinkább kiszorítják őket.

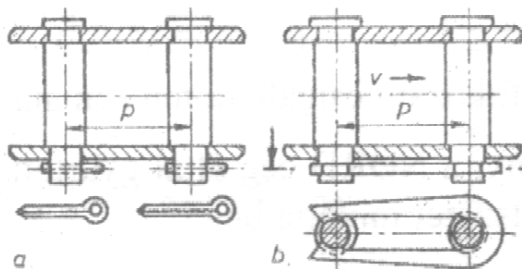
3.3.2. LánCFajták, és a láncok és lánckerekek méretei

A görgős láncok (3-36 ábra) egy pár belső (1) és egy pár külső hevederből (4), csapszegeből (5), görgőből (3) és hüvelyből (2) állnak. A csuklós kapcsolatot az (5) csapszegek és az ezekre laza illesztéssel ráhúzott hüvelyek (2) valósítják meg. A hüvely egy pár belső hevederbe szoros illesztéssel van besajtolva és így ezek egy merev alegységet alkotnak. A hüvely kopásvédelme érdekében, egy laza illesztésű görgőt (3) húznak rá. Két belső és két külső heveder a hozzájuk tartozó csapszeeggel, hüvellyel és görgővel egy lánctagot képeznek.

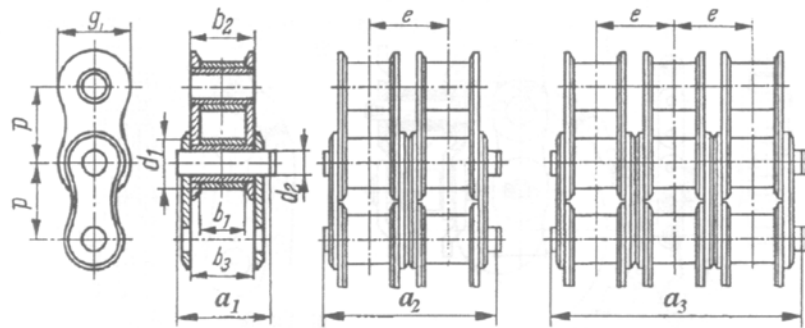


3-36 ábra. Görgős láncok felépítése [4]

A lánccsukló összekötése összekötő taggal történik. Ezek szétszerelhetők, a csapszög egyik végén váll van kialakítva a másik végét viszont kiesés ellen sasszöggel vagy különlegesen kialakított zárúrugóval biztosítják (3-37 ábra). A csapszegek tengelytávolságát a lánccsukló nevezik amely a többi mérethez hasonlóan szabványosított (3-23 táblázat) A görgős láncok lehetnek egykettő- vagy háromsorosak (3-38 ábra).



3-37 ábra. Összekötő lánccsukló

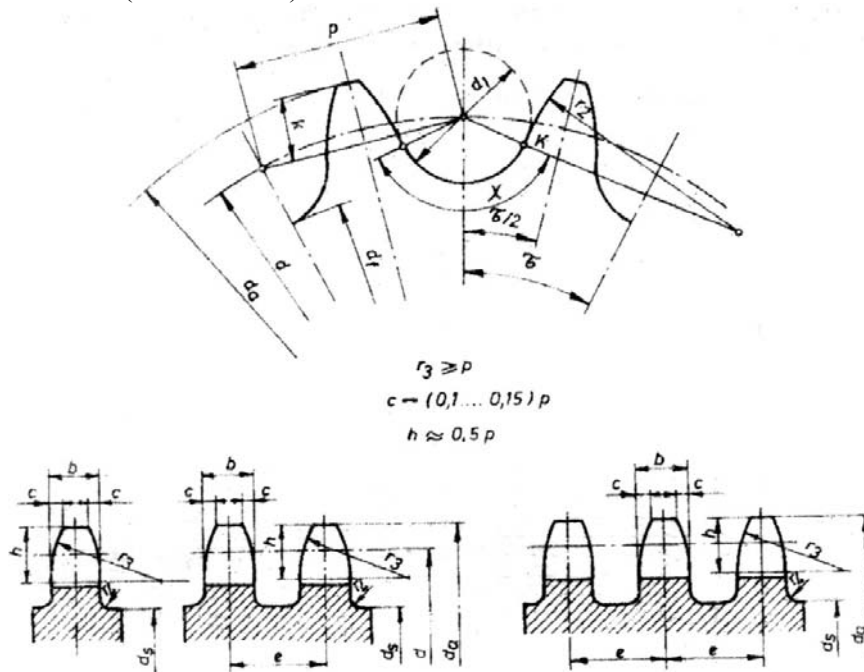


3-38 ábra. Görgős láncok

3-23 táblázat. Görgős láncok méretei és teherbírása DIN 8187, 8195

A méretek mm -ben, szakítóerő F_M [kN] és a fajlagos tömeg q [kg/m]; $A=d_2 \cdot b_2$ [cm ²]																		
Típus	p	b ₁	b ₂	d ₁	e	g ₁	Egysoros				kétsoros				Háromsoros			
							a ₁	F _M	A	q	a ₂	F _M	A	q	a ₃	F _M	A	q
03	5	2,50	4,15	3,2	-	4,10	7,4	2	0,06	0,08	-	-	-	-	-	-	-	
04	6	2,80	4,10	4	-	5	7,4	3	0,07	0,12	-	-	-	-	-	-	-	
05B	8	3,00	4,77	5	5,64	7,11	8,6	4,6	0,11	0,18	14,3	8	0,22	0,36	19,9	11,4	0,33	0,54
06B	9,525	5,72	8,53	6,35	10,24	8,26	13,5	9,1	0,28	0,41	23,8	17,3	0,55	0,78	34,0	25,4	0,83	1,18
08B	12,7	7,75	11,30	8,51	13,92	11,81	17,0	18,2	0,50	0,70	31,0	31,8	1,00	1,35	44,9	45,4	1,50	2,0
10B	15,875	9,65	13,28	10,16	16,59	14,73	19,6	22,7	0,67	0,95	36,2	45,4	1,34	1,85	52,8	68,1	2,02	2,8
12B	19,05	11,68	15,62	12,07	19,16	16,13	22,7	29,5	0,89	1,25	42,2	59	1,78	2,5	61,7	88,5	2,68	3,8
16B	25,4	17,02	25,45	15,88	31,88	21,08	36,1	58	2,10	2,7	68,0	110	4,21	5,4	99,9	165	6,32	8
20B	31,75	19,56	29,01	19,05	36,45	26,42	43,2	95	2,95	3,6	79,7	180	5,91	7,2	116,1	270	8,86	11
24B	38,10	25,40	37,92	25,40	48,36	33,40	53,4	170	5,54	6,7	101,8	324	11,09	13,5	150,2	485	16,64	21
28B	44,45	30,99	46,58	27,94	59,56	37,08	65,1	200	7,40	8,3	124,7	381	14,81	16,6	184,3	571	22,21	25
32B	50,8	30,99	45,57	29,21	58,55	42,29	67,4	260	8,11	10,5	126,0	495	13,23	21	184,5	743	24,34	32
40B	63,5	38,10	55,75	39,37	72,29	52,96	82,6	360	12,76	16	154,9	680	25,52	32	227,2	1000	38,28	48
48B	76,2	45,72	70,56	48,26	91,21	63,88	99,1	560	20,63	25	190,4	1000	41,26	50	281,6	1600	61,89	75
56B	88,9	53,34	81,33	53,98	106,60	77,85	114,6	850	27,91	35	221,2	1060	55,82	70	330,0	2350	83,73	105
64B	101,6	60,96	92,02	63,50	119,98	90,17	130,9	1100	36,25	60	250,8	2100	72,50	120	370,7	3100	108,75	180
72B	114,3	68,58	103,81	72,39	136,27	103,63	147,4	1400	46,17	80	283,7	2700	92,34	160	420,0	4000	138,50	240

A görgős láncokhoz használt lánckerék alakja az 3-39 ábrán látható. A koszorú kialakítás olyan , hogy a lánc szinte súrlódás nélkül kapcsolódik, ill. lép ki a kapcsolatból. A lánckerék méretek szabványosítva vannak (3-24 táblázat).



3-39 ábra. A lánckerék alakja

3-24 táblázat. Lánckerék méretei mm-ben (DIN 8196 szerint)

Típus	B ₁ (h14)		e	B ₂	B ₃	r ₄	
	Egysoros	Két- és háromsoros				min.	max.
03	2,33	2,28	-	-	-		
04	2,60	2,55	-	-	-		
05B	2,79	2,73	5,64	8,37	14,01	0,2	1
06B	5,35	5,21	10,24	15,45	25,68		
08B	7,21	7,05	13,92	20,97	34,89		
10B	9,17	8,98	16,59	25,56	42,15	0,3	1,6
12B	11,10	10,86	19,16	30,02	49,18		
16B	16,17	15,83	31,88	47,71	79,59		
20B	18,58	18,19	36,45	54,64	91,09		
24B	24,13	23,62	48,36	71,98	120,34	0,4	2,5
28B	29,44	28,82	59,56	88,38	147,94		
32B	29,44	28,82	58,55	87,37	145,92		
40B	36,20	35,43	72,29	107,72	180,01		
48B	43,43	42,52	91,21	133,73	224,94		
56B	50,67	49,61	106,60	156,21	262,81		
64B	57,91	56,69	119,89	176,58	296,47	0,5	6
72B	65,15	63,78	136,27	200,05	336,32		

Osztókör átmérő a lánckeréken:
$$d = \frac{P}{\sin(\tau/2)}$$

Osztásszög: $\tau = 360/z$

Lábkör átmérő: $d_f = d - d_1$

Fejkör átmérő: $d_{\text{amax}} = d + 1,25 p - d_1$; $d_{\text{amin}} = d + (1 - 1,6/z)p - d_1$

Fogazat méretei: $r_{1\text{min}} = 0,505 d_1$; $r_{2\text{min}} = 0,12 d_1 (z+2)$

$r_{1\text{max}} = 0,505 d_1 + 0,069 \sqrt[3]{d_1}$; $r_{2\text{max}} = 0,008 d_1 (z^2 + 180)$

A fenti kifejezésekben z a fogszámot jelenti.

3.3.3. A lánc és a lánckerék paramétereinek kiválasztása

A lánchajtás áttételének középértéke:
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

ahol d_1 és d_2 a nagy, ill. kiskerék átmérője; z_1 és z_2 a lánckerekek fogszámai, n_1 i n_2 fordulatszámok.

Normális üzemfeltételeknél, $v \leq 25$ m/s sebesség mellett az áttétel értéke $u < 7$, míg kisebb kerületi sebességeknél az áttétel értéke elérheti a tízet is.

A kis lánckerék fogszámát általában az áttétel alapján választjuk az 3-25 táblázat szerint.

3-25 táblázat. A kis lánckerék javasolt fogszámai z_1

Láncafajta	Áttétel $u = z_2/z_1$					
	2	2...3	3...4	4...5	5...6	>6
Görgős láncok	27-31	25-27	23-25	21-23	17-21	15-17
Fogazott láncok	32-35	30-32	27-30	23-27	19-23	17-19

A kis lánckerék legkisebb megengedett fogszáma a kerületi sebességtől függ, amint az 3-26 táblázatban meg van adva. A nagy lánckerék fogszámának felső határa görgős láncoknál 120, fogazott láncoknál pedig 140.

3-26 táblázat. A kis lánckerék legkisebb megengedett fogszáma

v [m/s]	< 1	≤ 4	≤ 7	≤ 15
z ₁ min	8-10	11-13	14-16	17-25

Az adott sebességeknél nagyobb kerületi sebességekhez a lánchajtás nem alkalmas, az ébredő belső dinamikus erők és a centrifugális erők miatt. Ezért a kiskerék legnagyobb fordulatszámjai korlátozottak az 3-27 táblázat szerint.

3-27 táblázat. A kiskerék legnagyobb megengedett fordulatszáma min⁻¹-ben.

Lánctípus	z ₁	A lánccsoport p mm-ben						
		12,7	15,88	19,05	25,4	31,75	38,1	50,8
Görgős láncok	15	2300	1900	1350	1150	1000	800	600
	19	2400	2000	1450	1200	1050	850	650
	23	2500	2100	1500	1250	1100	900	650
	27	2550	2150	1550	1300	1100	900	700
	30	2600	2200	1550	1300	1100	900	700
Fogazott láncok	17-35	3300	2650	2200	1650	1300		

A lánccsoportot a láncterhelés, a kis lánckerék fordulatszám, a rendelkezésre álló hely alapján végezzük.

A tengelytáv értékét lehetőleg a következő határok közt kell választani:

$$a = (30 \dots 50) \cdot p$$

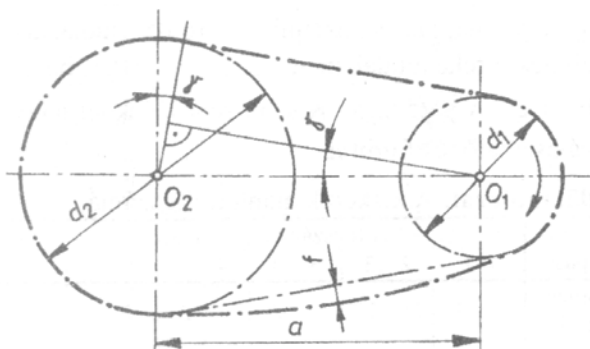
A tengelytáv maximális értéke görgős láncoknál $a_{\max} = 80 \cdot p$, fogazott láncoknál pedig $a_{\max} = 70 \cdot p$.

A kiválasztott vagy adott tengelytávhoz szükséges lánctagok száma:

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} + \frac{2a \cdot \cos \gamma}{p}$$

ahol a γ szög értéke radiánokban a következő képlettel számítható (3-40 ábra):

$$\sin \gamma = \frac{d_2 - d_1}{2a}$$



A Z fölött lánctagok számának (mindig páros szám legyen) megfelelő tengelytávot a következő összefüggés adja:

$$a = \frac{p}{2 \cos \gamma} \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} \right]$$

3-40 ábra. Lánchajtás vázlata

3.3.4. A lánc terhelése és teherbírása

A lánc hajtással közvetítő forgatónyomatékból adódóan, a lánc húzóágában ébredő kerületi erő névleges értéke:

$$F_t = 2T/d$$

Mivel a kerületi erő csak a húzóágban hat, a hajtott keréken történő kapcsolódása folytán, a láncban ébredő erő nullától F_t értékig növekszik, majd a hajtó keréken történő kapcsolódás során értéke újra nullára esik vissza.

A lánc a külső dinamikus erőhatásokat is fölveszi, amelyek hajtó és hajtott gép egyenlőtlen terheléséből származnak. Ezért a kerületi erő névleges értékét szorozni kell a K_A üzemtényezővel (3-5 táblázat), így a mérvadó kerületi erő $K_A \cdot F_t$. Ez mellett a lánc forgómozgásánál centrifugális erő ébred, amely a láncot teljes hosszában húzásra terheli. Ha q a lánc fajlagos tömege kg/m –ben (3-23 táblázat), v pedig a lánc sebessége, a centrifugális erő értékét a következő összefüggés adja:

$$F_c = q \cdot v^2$$

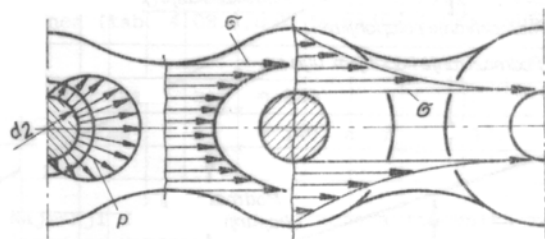
A lánc és a lánckerék kapcsolódása egyenlőtlen. Jelentős belső dinamikus erők jellemzik (ennek oka a sokszögeffektus és a gyártási hibák), amit K_v belső dinamikus erőténytényezővel veszünk figyelembe (3-28 táblázat).

Az előbbieket alapján a húzóágban ható erő:

$$F = K_v \cdot (K_A \cdot F_t + F_c)$$

3-28 táblázat. Dinamikus tényező K_v

Osztás p (mm)	A kis lánckerék fordulatszáma min ⁻¹											
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000	2000	3000	4000
12,7	1	1,07	1,14	1,19	1,23	1,25	1,28	1,32	1,34	1,44	1,50	1,55
15,875	1	1,07	1,15	1,20	1,24	1,26	1,29	1,32	1,35	1,45	1,51	1,56
19,05	1,01	1,08	1,16	1,21	1,24	1,27	1,30	1,34	1,37	1,46	1,52	1,57
2,4	1,03	1,10	1,18	1,23	1,26	1,30	1,32	1,35	1,39	1,49		
31,75	1,05	1,12	1,20	1,26	1,29	1,32	1,35	1,38	1,42			
38,1	1,07	1,15	1,23	1,28	1,32	1,35	1,37	1,41	1,44			
44,45	1,09	1,17	1,25	1,31	1,34	1,38	1,40	1,44	1,47			
50,8	1,14	1,22	1,30	1,36	1,40	1,43	1,46	1,50				



. A lánc hevederében ébredő feszültségek

A váltakozó erőhatás miatt a lánc hevederei váltakozó húzófeszültségnek vannak kitéve. A hevederek szerkezeti kialakítása miatt nagy feszültséggyűjtő hatás alakul ki a csapszegnek kiképzett furatnál (3-41 ábra). A váltakozó feszültség miatt a hevederek fáradásos törésre hajlamosak.

A dinamikus biztonsági tényező szakításra:

$$S_D = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D \cdot F_M}{K_v \cdot (K_A \cdot F_t + F_c)} > 1,5 \dots 2,5$$

ahol: F_M – sztatikus szakítóerő,

$\xi_D = F_D / F_M$ – A dinamikus és sztatikus szakítóerő viszonya ($\xi_D = 0,15-0,2$ görgős láncoknál és $\xi_D = 0,04-0,05$ fogazott láncoknál)

A lánc csukló felületi nyomásnak vannak kitéve $p=F/A$, ahol A – a csukló érintkező felületének vetülete (3-23 táblázat). A felszíni nyomás eloszlása az 3-41 ábrán látható, p jelöléssel. A hüvely és a csapszeg között csúszás jelentkezik a lánc tag elfordulása miatt. A felszíni nyomás és a csúszás a hüvely és a csapszeg érintkező felületeinek kopását idézi elő, ami a lánc hosszának növeléséhez vezet. A kopás kritikus nagyságát a lánc 3% -os nyúlása jelenti. A lánc élettartamát a kritikus kopás határozza meg. A felszíni nyomás értékét, amely 15000 üzemóra után kritikus kopáshoz vezet p_N – el jelölik és értékét vizsgálatokkal határozzák meg. A vizsgálatok körülményei a következők: az áttétel $u=3$, tengelytáv $a=40$ p, a lánc tagok száma $Z=100$, az üzemórák száma $L_h=15000$ h.

A kiválasztott láncnál a következő feltétel teljesülése szükséges:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{K_A F_t + F_c}{A} \leq p_N K_a K_x K_u K_p K_h$$

ahol: p_N – a felszíni nyomás határértéke u N/mm² (3-29 táblázat)

K_a – tengelytáv-tényező (3-30 táblázat)

K_u – áttétel tényező (3-31 táblázat)

$K_x = 0,9^{x-2}$ – lánckerékszám-tényező

K_p – kenéstényező (3-32 táblázat)

K_h – élettartam-tényező

Az előző feltételből kiszámítható az élettartam-tényező és a lánc élettartama órákban L_h

$$K_h = \frac{K_A F_t + F_c}{p_N \cdot A \cdot K_a \cdot K_x \cdot K_u \cdot K_p} ; \quad K_h = \sqrt[3]{\frac{15000}{L_h}}$$

3-29 táblázat. A lánc csuklóiban ébredő felületi nyomás határértékei p_N , N/mm²

Sebeség m/s	A kis lánckerék fogszáma z_1														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
0,1	30,8	31,2	31,7	32,2	32,7	33,0	33,2	33,5	34,0	34,3	34,5	34,8	35,0	35,3	35,5
0,2	28,1	28,5	28,8	29,3	29,8	30,0	30,3	30,6	31,0	31,2	31,4	31,7	31,9	32,2	32,4
0,4	27,0	27,4	27,8	28,3	28,7	28,9	29,1	29,5	29,8	30,0	30,2	30,7	30,7	31,0	31,2
0,6	25,8	26,2	26,5	27,0	27,4	27,6	27,8	28,2	28,5	28,7	28,9	29,1	29,3	29,6	29,8
0,8	24,9	25,3	25,6	26,1	26,5	26,7	26,8	27,2	27,5	27,7	27,9	28,1	28,3	28,6	28,8
1,0	23,8	24,2	24,5	24,9	25,2	25,4	25,6	25,9	26,2	26,4	26,6	26,8	27,0	27,2	27,4
1,5	22,9	23,3	23,6	24,0	24,3	24,5	24,7	25,0	25,3	25,5	25,7	25,9	26,1	26,3	26,5
2,0	22,1	22,4	22,7	23,1	23,5	23,7	23,8	24,1	24,4	24,6	24,7	24,9	25,1	25,3	25,5
2,5	21,3	21,6	21,9	22,3	22,6	22,8	22,9	23,2	23,5	23,7	23,8	24,0	24,4	24,7	25,0
3	20,5	20,8	21,1	21,4	21,7	21,9	22,1	22,4	22,6	22,9	23,2	23,5	23,8	24,2	24,6
4	<u>17,4</u>	18,3	19,2	20,0	20,7	21,0	21,3	21,6	21,8	22,2	22,6	23,0	23,4	23,8	24,2
5	<u>14,0</u>	<u>15,5</u>	<u>16,9</u>	17,7	18,4	19,1	19,7	20,1	20,5	21,0	21,5	21,8	22,1	22,4	22,8
6	10,5	12,3	14,1	15,4	16,4	17,3	18,1	18,8	19,5	19,9	20,4	20,7	21,1	21,4	21,8
7	8,5	10,0	11,5	<u>12,8</u>	<u>14,0</u>	<u>15,1</u>	<u>16,2</u>	17,4	18,5	18,7	19,0	19,4	19,8	20,4	20,6
8	--	8,0	10,2	11,1	12,0	13,1	14,2	<u>15,6</u>	<u>17,0</u>	<u>17,4</u>	17,8	18,2	18,7	19,1	19,6
10	--	--	8,1	9,0	10,2	11,1	12,0	13,2	14,3	14,6	<u>15,0</u>	<u>15,7</u>	<u>16,4</u>	17,0	17,7
12	--	--	--	--	8,2	9,1	10,7	11,7	12,6	13,0	13,5	14,1	14,8	<u>15,4</u>	<u>16,0</u>
15	--	--	--	--	--	--	8,9	9,7	10,5	11,0	11,5	12,1	12,7	13,3	14,0
18	--	--	--	--	--	--	--	--	8,8	9,6	10,5	11,1	11,8	12,4	13,0

3-30 táblázat. tengelytáv-tényező K_a

a	20p	30p	40p	60p	80p
K_a	0,85	0,94	1	1,08	1,15

3-31 táblázat. Áttétel tényező K_u

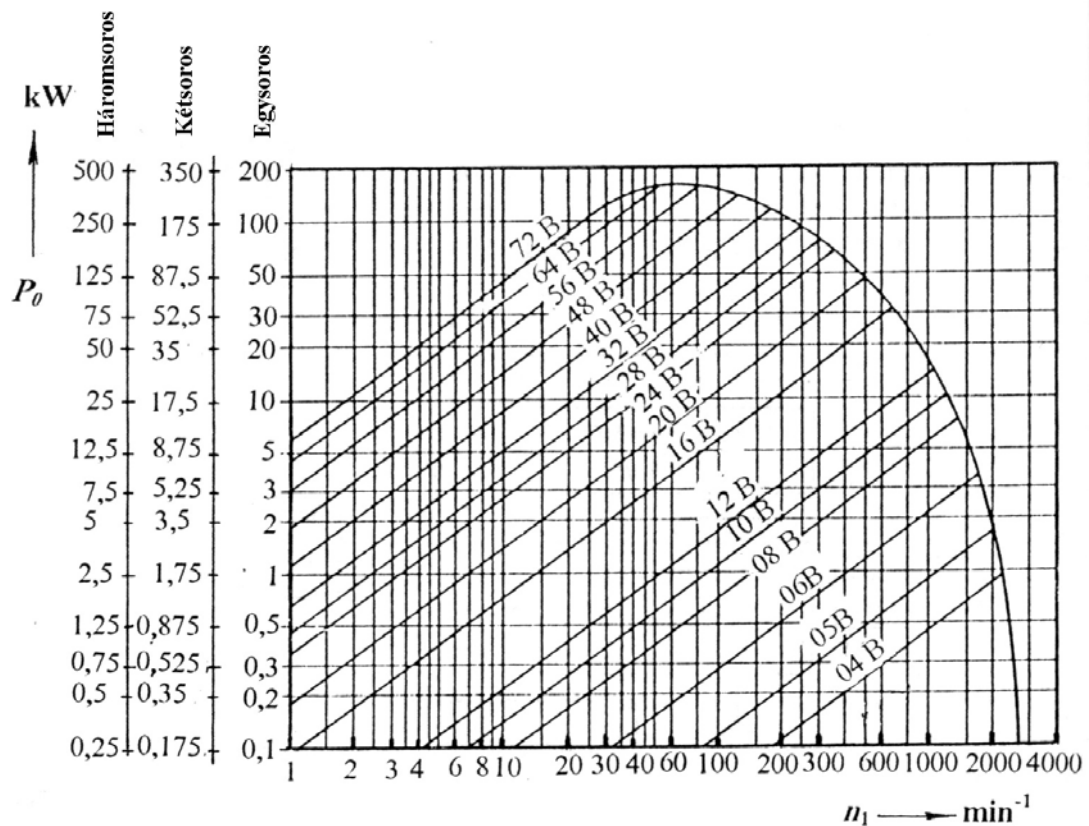
u	1	2	3	5	7
K_u	1,22	1,08	1	0,92	0,86

3-32 táblázat. Kenéstényező K_p

Kenés módja	K_p
Tökéletes kenés, pormentes üzem	1
Elégséges kenés, poros üzem	0,7
Elégtelen kenés, poros üzem, $v \leq 4\text{m/s}$	0,5
Elégtelen kenés, szennyezett üzem $v \leq 4\text{ m/s}$	0,3
Kenés nélkül, szennyezett üzem	0,15

3.3.5. A lánc kiválasztása

A görgős lánc nagyságának kiválasztását a teljesítmény és a kiskerék fordulatszáma alapján az 3-42 ábrán adott diagram alapján végezzük. A diagramot láncvizsgálatok alapján szerkesztették. A vizsgálatok üzemfeltételei: vízszintes tengelyek, két lánckerék, a kis lánckerék fogszáma $z_1 = 19$, az áttétel $u=3$, élettartam $L_h=15000\text{ h}$, a lánc tagok száma $Z=100$, egyenletes terhelés külső dinamikus erőhatások nélkül,

3-42 ábra. A P_0 teljesítmény

Az ettől eltérő üzemmódnál a közvetíthető teljesítményt módosító tényezők bevezetésével lehet meghatározni:

$$P_L = \frac{K_L K_a K_x K_u K_h K_p}{K_A K_z} P_0$$

ahol: P_0 – az a teljesítmény amelyet a lánc vizsgálati körülmények mellett elbír kW-ban

$$K_z = \left(\frac{19}{z_1} \right)^{1,085} \text{ -fogsám-tényező}$$

K_L –lánc típus-tényező ; $K_L=1$ –fokozott terhelésű görgős láncok (3-42 ábra), $K_L=0,6$ –alacsony terhelésű láncoknál.

A többi módosító tényező jelentése már az előző pontban ismertette lett.

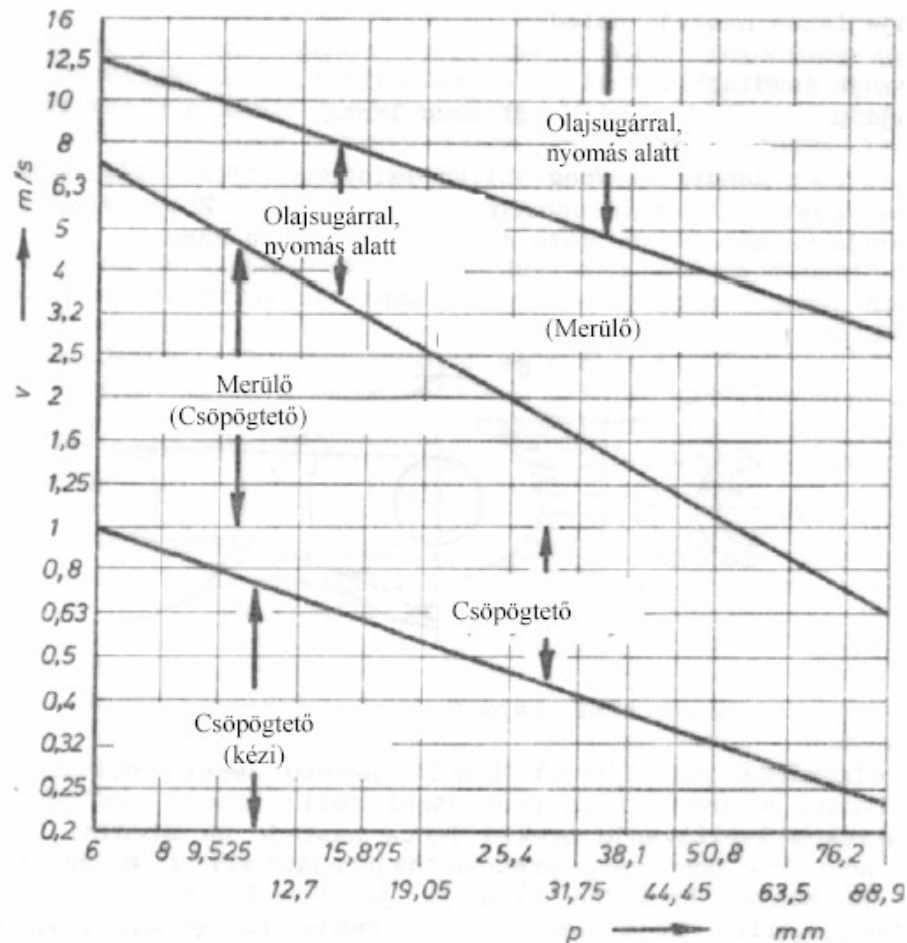
Az 3-42 ábráról látszik, hogy egy bizonyos fordulatszám mellett a teljesítmény a lánc osztásától függ és attól, hogy egy-, két- vagy háromsoros láncról van-e szó.

A lánc kiválasztásánál sokszor jelentkezhet az a dilemma, hogy egy nagyobb osztású egysoros lánc és egy azonos teherbírású többsoros de kisebb osztású lánc közül melyiket válasszuk? Ilyenkor azt kell szem előtt tartani, hogy a többsoros lánc kisebb osztása kisebb lánckerekeket eredményez és a hajtásnak kis méreteket biztosít. Az a lánchajtás, ahol kisebb osztás mellett nagyobbak a lánckerek fogszámok, csendesebb járású, mint a nagyosztású, kis fogszámú hajtás.

A kiválasztott lánc biztonsági tényezőjét és élettartamát ellenőrizni kell az 3.3.4. pont alatt adottak alapján. Ha a biztonsági tényező vagy az élettartam nem kielégítő, nagyobb osztású vagy többsoros láncot kell választani.

3.3.6. Lánchajtások kenése

A lánchajtás megfelelő kenésével, a lánc kopása lassítható a csuklóknban és a lánckerek- fogak érintkezésénél. A kenésmód megválasztása a lánc sebességétől függ. Nagyobb lán sebességnél intenzívebb kenés szükséges. A láncok kenése végezhető csöpögtetéssel, merüléssel vagy olajsugárral. A kenés megválasztásának irányelveit az 3-43 ábra tartalmazza.



3-43 ábra. A kenési mód kiválasztása