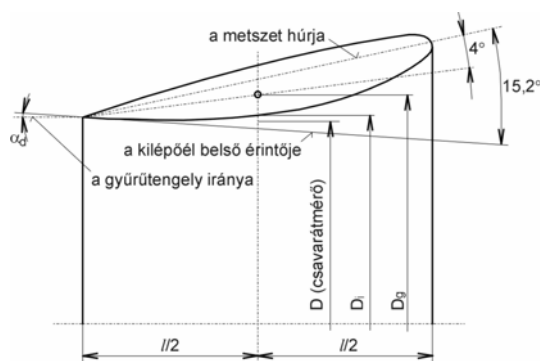


4.3.2.3.1.2.2 Gyűrűben dolgozó (K és K.a) hajócsavar-modell sorozatok

A Kort-gyűrű jellemző adatainak megválasztása

Korábbi kutatások. A Kort-gyűrű elméletével igen sokan foglalkoztak. Nincs értelme ezen elméleteket részletesen ismertetni, a jelentősebb elméleti kutatásokat közlő munkákat az irodalomjegyzék alapján megtalálhatjuk. Ezen kutatások eredményei közvetlenül nem is használhatók fel gyűrűs propellerek tervezésére, mivel a gyakorlatban nem biztosítható feltételezésekkel élnek. Ilyen közelítések: a végtelenül vékony gyűrű, ideális folyadék feltételezése, a csavaron áthaladó vízszög kontrakciójának figyelmen kívül hagyása, stb. A két utolsónak említett közelítés például nem teszi lehetővé a leválási jelenségek vizsgálatát, pedig a kísérletek szerint igen gyakran jelentkezik leválás a gyűrű belépő éle és hátsó, diffúzoros része környezetében.



4.3.2.3.1.2.2.1 ábra Horn-Amstberg gyűrű jellemző méretei

A megfelelő gyűrűtípus gyakorlati kiválasztására, tervezésére az első jelentősebb vizsgálatot *Horn és Amstberg* végezték. Vizsgálataik eredményeként számítási eljárást dolgoztak ki, amelynek alapján Kort-gyűrűs propellert tervezhetünk. A módszer alkalmazása eléggé

hosszadalmas, bár egyes elméleti összefüggéseiket részletes számolgatások nélkül is meghatározhatjuk a módszerben közreadott diagramok segítségével. Ugyanakkor a számítás során megválasztandó néhány tényező bizonytalansága miatt hibalehetőségekkel is kell számolnunk. Adott (NACA 4415) profilmetszetből különböző állásszögekkel kialakított, különböző hossz-átmérő viszonyú gyűrűket vizsgáltak elméletileg. Az így tanulmányozott gyűrűk jellemző méreteinek (α_a és l/D_g) (ld. 4.3.2.3.1.2.2.1 ábra), valamint a gyűrű és propeller együttes, ideális tolóerejéből alkotott ξ_{T0} tolóerő-tényezőnek a függvényében gyűrű ellenállás-tényezőket (ξ_{wg}), gyűrű sodortényezőket (w_g) és gyűrű szívási tényezőket (t_g) határoztak meg és diagramokban közölték ezeket.

Az ideális tolóerő tényezője

$$\xi_{T0} = (T + W_g) / ((1/2)\rho V_A^2 (D^2 \pi / 4))$$

ahol T a propeller által kifejtendő valóságos tolóerő

$$T = (R + H) / (1 - t)$$

ebben R a hajó ellenállása, H vontató esetén a kifejtendő kötél-vonóerő, t a hajó szokásos értelmezésű szívási tényezője,

$$W_g = \xi_{Wg}(1/2)\rho V_A^2(D^2\pi/4)$$

azaz a gyűrű ellenállása, V_A a gyűrű + csavarrendszer együttes nyíltvízi haladási sebessége, D a gyűrűben elhelyezett csavar átmérője.

Tekintettel arra, hogy a ξ_{Wg} értékeit is a ξ_{T0} függvényében találhatjuk a közzétett diagramokban, a végleges összetartozó értékeiket csak a

$$\xi_{T0} = (1/1,025)(T/((1/2)\rho V_A^2(D^2\pi/4)))$$

közelítő felvétel után, többszöri próbálgatással határozhatjuk meg.

A gyűrűben elhelyezett csavar a továbbiak során úgy méretezhető, mint a gyűrű nélkül szabadon elhelyezett hajócsavar. A csavar méretezésénél figyelembe veendő csavartolóerő

$$T_p = (T + W_g) / (1 - t_g)$$

a csavar nyíltvízi haladási sebessége pedig

$$V_A = (1 - w)(1 - w_g)V$$

ahol t_g a gyűrű szívási tényezője, w_g a gyűrű sodortényezője (az említett diagramokból kivehető negatív értékű tényezők), w a szokásos értelmezésű sodortényező (a gyűrű + csavarrendszer együttes sodortényezője), V a hajó haladási sebessége.

Az első olyan modellkísérleteket, ahol a hajócsavar nem szabad vízben volt elhelyezve, hanem a tervezője után Kort gyűrűnek nevezett áramvonalas szelvényű gyűrűben, a B sorozatból vett négyszárnyú, 0,7 felületviszonyú csavarral végezték.

Ezek az eredmények arra mutattak, hogy kedvezőbb lehet a hajócsavarok szárnyformáját olyanra kialakítani, ahol a szárny végénél van a leghosszabb profil (*Kaplan típus*), ezek előnyei között van az is, hogy kevésbé hajlamosak a szárnyvégnél a kavitációra, mint a B típusok.

A wageningeni MARIN intézet kísérletei. A hollandiai MARIN hajókísérleti intézetben *van Manen* vezetésével részletes kísérleti vizsgálatokat folytattak. Különböző kialakítású gyűrű és hajócsavar típusokkal méréseket végeztek. Kiindulásként Horn és Amstberg számítási módszerének igazolását tűzték ki célul. E célból vizsgálták a NACA 4415 profilú gyűrű öt különböző változatát (2-6. sorszámú „wageningeni gyűrű”). A gyűrűben B.4.55 (B típusú négyszárnyú, 0,55 nyújtott felületviszonyú) különböző emelkedésű hajócsavarokat helyeztek el. A vizsgálatok eredményei szerint számottevő eltérés mutatkozott a Horn-Amstberg által számított gyűrű-sodortényező és a mérésekkel meghatározott értéke között. A gyűrű szívási tényező értékénél már kisebb eltéréseket tapasztaltak. Az eltérések oka a számításoknál elkerülhetetlen közelítésekben kereshető. Így megállapították, hogy egyéb áramlástanai számításokhoz hasonlóan, gyűrűs

propellereknél is a tisztán számítások során nyert eredményeket csak modellkísérleti ellenőrzéssel szabad elfogadnunk, illetve a gyűrűs propellerek tervezéséhez olyan módszert kell kidolgozni, amelynél egyes adatokat, amelyeket számítással csak bizonytalanul lehet megközelíteni, kizárólag módszeres modellkísérletek eredményeinek segítségével határozhatunk meg.

A GYÜRŰ PROFILJÁNAK KIALAKÍTÁSA. A gyűrű megfelelő kialakításának és a gyűrűben alkalmazható hajócsavartípus jellemzőinek meghatározására, továbbá a célszerű tervezési módszer kialakítására tovább folytatták kísérleteiket. Vékonyfalú rövid csőben (1. számú wageningeni gyűrű), valamint NACA 5415 és 3415 profilú (7, 8, 10, 11. sz.) gyűrűben elhelyezett B.4.55 csavarokkal is végeztek méréseket, majd a 7.sz. gyűrűben más szárnyszámú és felületviszonyú B típusú csavarokat is vizsgálták. Ezen kiindulás után részletes elméleti módszerekkel különböző gyűrűalakokat terveztek. Mivel a gyűrűs propeller előnye elsősorban a gyűrűn ébredő tolóerő nagyságától függ, ezért ebből a szempontból nagy felhajtóerőt adó gyűrűprofil kialakítása lenne célszerű. Azonban egy ilyen propeller előnyös tulajdonságait korlátozza a gyűrű belépőélének belső oldalán és a kilépési diffúzorban fellépő leválási jelenség. A leválási jelenségek létrejötté szempontjából jelentős a gyűrűben elhelyezett hajócsavar radiális terheléseloszlása is, de természetesen elsősorban a gyűrűprofil belépő és kilépő élének kialakítása a döntő. Ezen megfontolások alapján a megfelelő NACA 25015-ből kialakított profilalak 4.3.2.3.1.2.2.2 ábra szerinti főméreteit, a gyűrű hosszát (l), a gyűrűt alkotó szárny metszet húrjának a gyűrű tengelyével alkotott beállítási szögét (α_i), a metszet íveltségét (f/l) és a gyűrű hátsó végén lévő diffúzorszöveget (α_d) változtatva, a következőket állapították meg.

- A gyűrű l/D hosszviszonyszámát 0,30 és 0,83 között vizsgálva, a 0,5 viszonzszámú gyűrű igen jónak bizonyult szabadmeneti állapotban, s nem mutatott számottevő romlást a propulzió hatásfoka szempontjából vontató- vagy tolóhajók üzemi viszonyainak megfelelő állapotban sem a hosszabb gyűrűkhöz képest, így általános használatra ezt tartják célszerűnek.
- A metszet α_i beállítási szögét 10 fok körül célszerű választani. Ennél kisebb beállítási szög esetén leválási jelenségeket tapasztaltak a belépőél környezetében.
- Az α_d diffúzorszög legjobb hatásfokot biztosító értéke 5 fok, de 3,5 illetve 6,5 fokig változtatva a diffúzorszöveget, még nem tapasztaltak lényeges romlást. Így az értéket 3,5 és 6,5 fok között választhatjuk a leválás veszélye nélkül.
- A gyűrűt alkotó szárny metszet íveltsége $f/l = 0,07$ értéknél mutat optimális tulajdonságokat. Az íveltséget változtatva azt tapasztalták, hogy 0,05 és 0,09 értékek között még csak lényegtelen romlás mutatkozik a hatásfokban és a két érték közötti íveltség esetén nem jelentkeztek leválási jelenségek sem.
- A közölt határértékek közötti jellemzőkkel rendelkező gyűrűk üzemi jellemzői a 18., 19., 20. sz. wageningeni gyűrűk mérési eredményei szerint csak igen kis, elhanyagolható mértékben különböznek egymástól. Ebből arra következtethetünk, hogy a profilalak kisebb módosítása nem befolyásolja lényegesen az üzemi jellemzők alakulását. Így a 19. gyűrű körvonalát leegyszerűsítve, a külső palást nagy

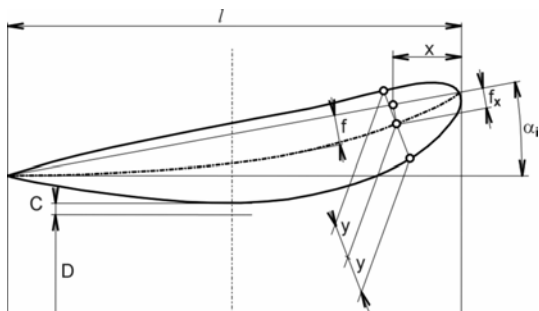
részét kúpfelületnek, a belső palást középső ötödét egyenes körhenger felületnek kialakítva és a kilépőél lekerekítési sugarát megnövelve, a fenti gyűrűkkel közel azonos tulajdonságú *19-A jelű gyűrűt* hozták létre. Ez a gyűrűalak gyártási szempontból lényeges könnyítést jelent, propulziós jellemzők lényeges romlása nélkül.

Az említett különböző gyűrűkkel végzett nyíltvízi modellkísérleteik eredményei közül a 7, 18, 19, 19-A és 20 számú gyűrűkkel nyert mérési eredményeket használhatjuk fel tervezési célokra, mivel a későbbiekben ismertetendő *K típusú csavarokkal* csak ezen gyűrűk mérési eredményeit hozták nyilvánosságra, így a 19-A kivételével csak ezen gyűrűk jellemző adatait közöljük a 4.3.2.3.1.2.2.1 táblázatban.

4.3.2.3.1.2.2.1 táblázat

A gyűrű jele	7	18	19	20
l/D	0,5	0,5	0,5	0,5
f/l	0,05	0,09	0,07	0,05
t/l	0,15	0,15	0,15	0,15
α_i , fok	12,70	10,20	10,20	10,20

Az első Kaplan-szárnyú hajócsavarmodell sorozatot K-val jelölték. Négyszárnyú, változó emelkedésű modellekkel végezték a méréseket, a leghasználhatóbb felületviszony 0,55 volt, ezért ezt a sorozatot K.4.55 néven ismerjük. A gyűrű jelölése 19. A gyűrű alakjának pontos meghatározásához szükséges értékeket a 4.3.2.3.1.2.2.2 táblázatban találjuk. Az első oszlopban láthatóak a belépőéltől mérendő x távolságok, melyeknél a metszet vázvonala a metszet húrjától mérhető távolságát (f_x) az egyes gyűrűtípusokhoz a 2- 5. oszlop adja. A táblázat utolsó oszlopában pedig a szárnymetszetek fél-vastagsága van feltüntetve. Valamennyi érték a gyűrű l hosszának százalékában van megadva.



4.3.2.3.1.2.2.2 ábra Kort-gyűrűk jellemző méretei

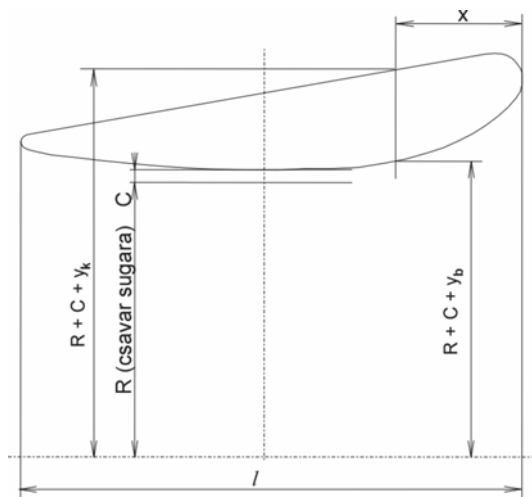
A rajzon általában vízszintesnek választott hajócsavartengely irányával párhuzamos, tehát vízszintes vonallal α_i szöveget bezáró egyenest rajzolunk. A vízszintes egyenesre felmérjük a gyűrű hosszát (l). Ez a távolság a ferde egyenesre vetítve kimetszi a gyűrűt

alkotó szárnymetszet húrját. A táblázat első oszlopából meghatározható x távolságot a belépőél felől felmérjük a vízszintes egyenesen, majd felvetítjük a metszet húrjára. Ezen, az utóbbi ponttól a metszet húrjára merőlegesen, a 2-5. oszlopban közölt értékek segítségével a megfelelő f_x értéket a rajz szerint, a metszet mentén végig felmérve, a szelvény vázvonalaát kapjuk.

4.3.2.3.1.2.2.2 táblázat A gyűrűk alakjának meghatározásához szükséges értékek

1	2	3	4	5	6
x/l	f_x/l	f_x/l	f_x/l	f_x/l	y/l
	7	18	19	20	
1,25	0,800	1,026	0,798	0,570	2,367
2,50	1,055	1,981	1,540	1,100	3,268
5,00	1,495	3,667	2,852	2,037	4,443
7,50	2,000	5,079	3,950	2,821	5,250
10	2,410	6,244	4,856	3,469	5,853
15	3,185	7,882	6,131	4,379	6,682
20	3,810	8,745	6,802	4,859	7,172
25	4,340	9,000	7,000	5,000	7,427
30	4,690	8,797	6,842	4,887	7,502
40	5,000	7,680	5,973	4,266	7,254
50	4,920	6,399	4,977	3,555	6,617
60	4,480	5,118	3,981	2,844	5,704
70	3,800	3,838	2,985	2,132	4,580
80	2,830	2,561	1,992	1,423	3,279
90	1,565	1,281	0,996	0,711	1,810
95	0,815	0,640	0,498	0,356	1,008
100	0	0	0	0	0,158

A táblázat használatához, illetve a gyűrű profiljának megrajzolásához a 4.3.2.3.1.2.2.2 ábra szolgál útmutatásul.



4.3.2.3.1.2.2.3 ábra A 19-A jelű Kort gyűrű jellemző méretei

A vázvonaltól, arra merőlegesen felfelé és lefelé felmérjük az y értékeket, amelyek a szelvény körvonalát adják.

A gyűrű metszetének felrajzolása után az alkalmazandó hajócsavar átmérőjének, valamint a csavarszárny csúcsa és a gyűrű közötti rés (C) ismeretében határozhatjuk meg a gyűrű tengelyvonalát.

A tovább tökéletesített csavar állandó emelkedésű, jelölése K.a.4.55, a gyűrű a korábbi gyűrű gyártási szempontokból

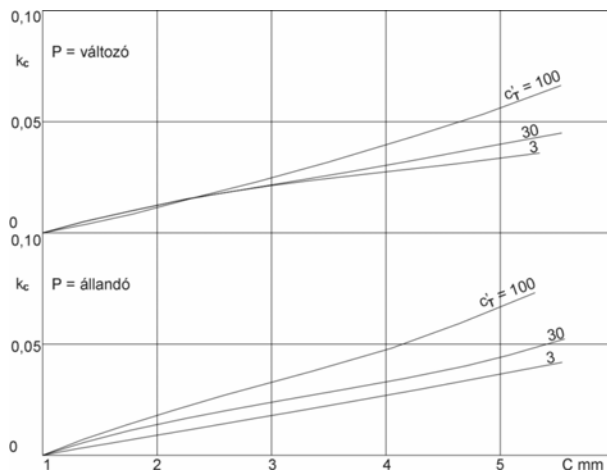
egyszerűsített változata, jele 19A.

A GYŰRŰ ÉS HAJÓCSAVAR SZÁRNYCSÚCSA KÖZÖTTI RÉS. A rés hatásának vizsgálatára különböző méretű réseket vizsgáltak, különböző hajócsavarokkal.

4.3.2.3.1.2.2.3 táblázat

x/l	0	1,25	2,5	5	7,5	10	15	20	25
y_b/l	18,25	14,66	12,80	9,97	8,00	6,34	3,87	2,17	1,10
y_k/l	0	20,72	21,07	20,80	Egyenes vonal				

30	40	50	60	70	80	90	95	100
0,48	Tengellyel párhuzamos			0,29	0,82	1,48	1,86	2,36
Egyenes vonal								6,36



4.3.2.3.1.2.2.4 ábra A rés hatása

A 19-A jelű gyűrű alakját az 4.3.2.3.1.2.2.3 ábra és a 4.3.2.3.1.2.2.3 táblázat alapján határozhatjuk meg.

Az egyes hajócsavarok különböző *emelkedés-eloszlásúak* voltak, azaz a szárnyak terhelésének radiális irányú eloszlása változott, így a rés környezetében különböző mértékű terhelések adódtak. A kísérleti vizsgálatok szerint a rés növekedésével

minden esetben csökken a propeller nyíltvízi hatásfoka, a minimális rés esetén megállapítható hatásfokhoz képest. A hatásfok a gyűrű + csavar együttes tolóerejéből képzett

$$c_T' = T / (\rho V_A^2 D^2)$$

tolóerő-tényező nagyobb értékeinél rohamosabban csökken, de azonos tolóerő-tényezők esetén lényegtelen eltérés mutatkozik a különböző terhelés-eloszlású csavarszárnyaknál. Gyakorlatilag tehát azonos a rés miatti veszteség, akár állandó, akár radiálisan változó emelkedésű hajócsavart alkalmazunk.

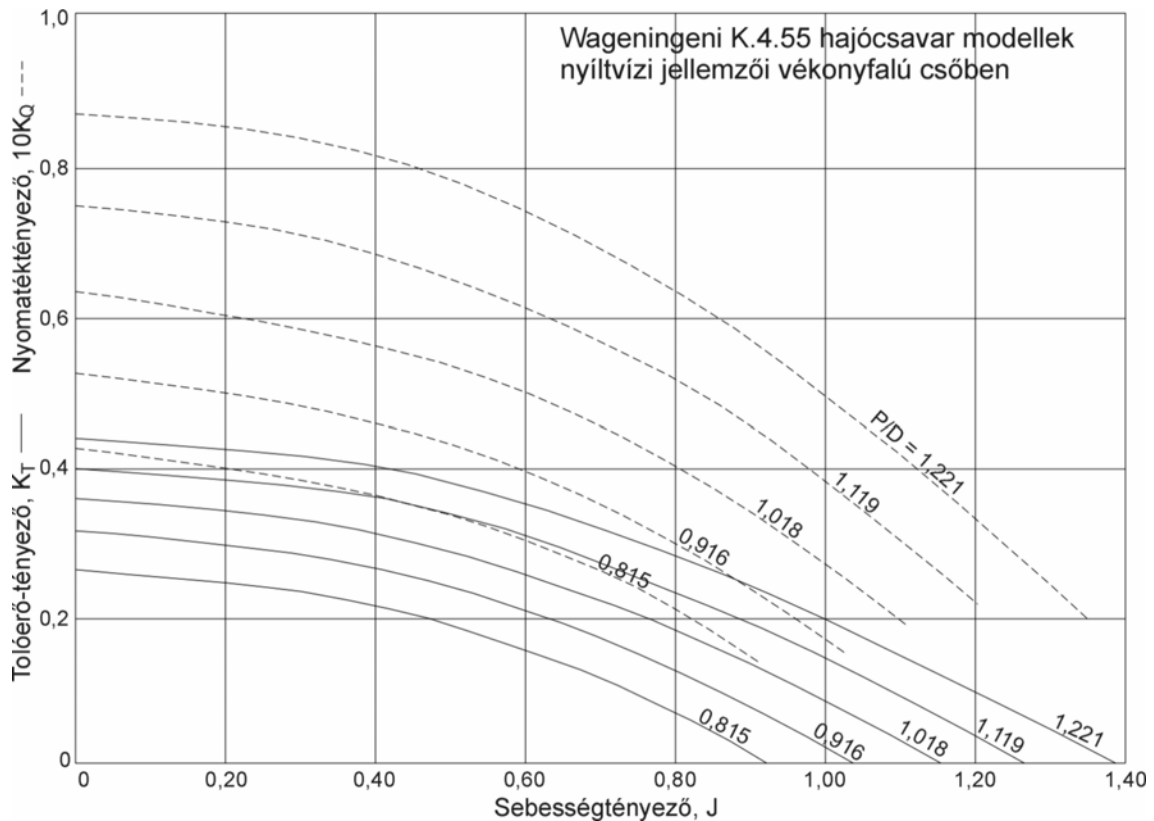
A 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrán egy állandó emelkedésű, azaz radiálisan egyenletes terhelés-eloszlású és egy csúcs felé növekedő emelkedésű, a csúcsonál nagyobb terhelésű csavarral ellátott gyűrűs propeller nyíltvízi hatásfokának (η_{0c}) csökkenését láthatjuk az 1 mm nagyságú résnél mért hatásfokhoz (η_{01}) viszonyítva a rés mértékének függvényében, különböző tolóerő-tényezőknél, $k_c = 1 - \eta_{0c} / \eta_{01}$.

$$h = 0,37 / Re^{-0,2}$$

a haladási sebességeknek a Froude hasonlósági törvény szerint való átszámítása esetén a határértégek léptéke

$$\lambda_h = \lambda(\lambda(\lambda)^{0,5})^{-0,2} = \lambda^{0,7}$$

ahol λ a lineáris lépték (a méretarány reciprok értéke).



4.3.2.3.1.2.2.5 ábra K.4.55 csavar jellemzői vékonyfalú csőben

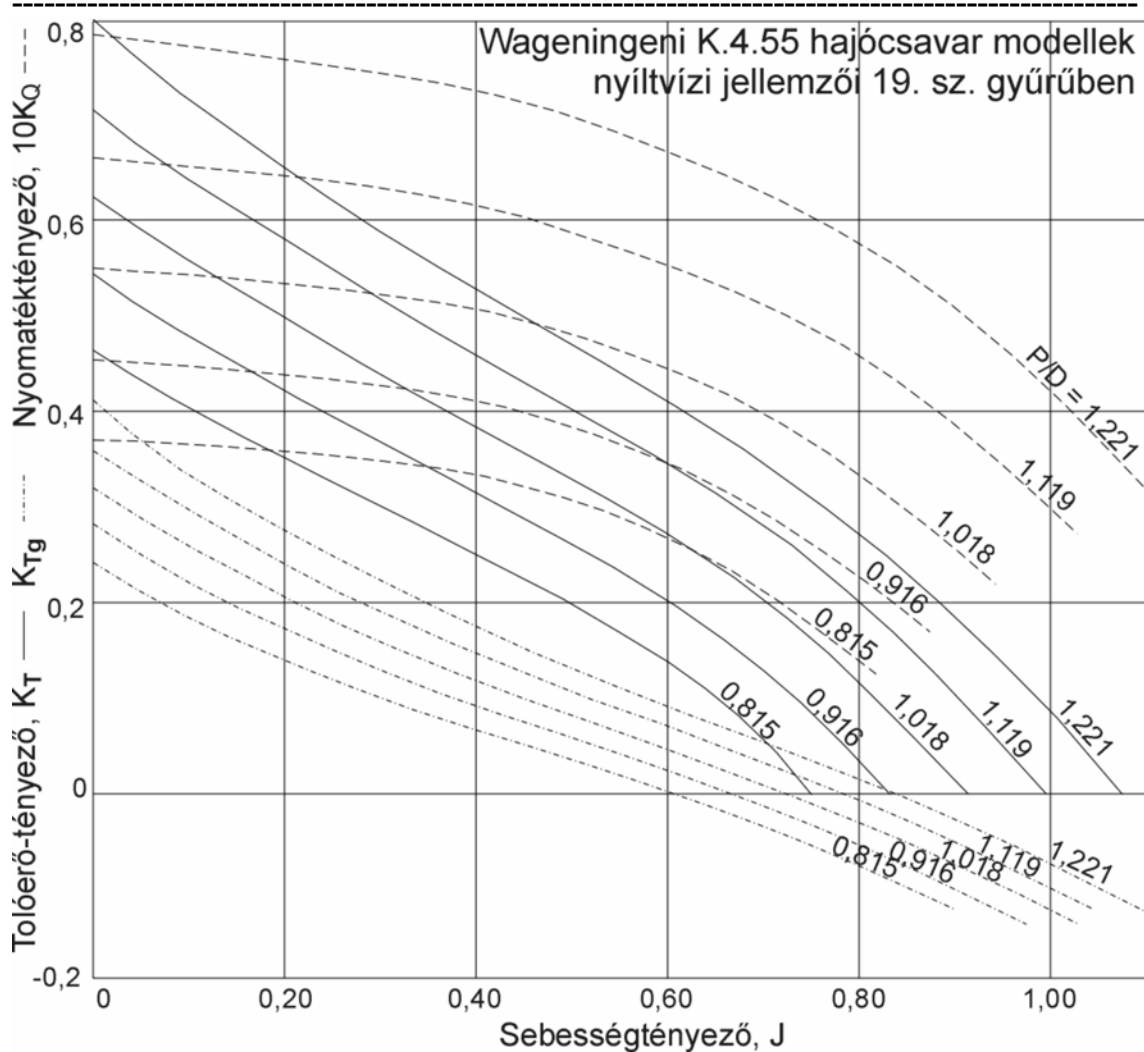
Tehát a rés méreteit is $\lambda^{0,7}$ arányban kell átszámítanunk a közölt kísérleti viszonyokból. Így pl. 1,6 m átmérőjű hajócsavarnál 10 mm rés esetén a gyűrű belső átmérője a csavarnál 1,620 m.
Így a lineáris lépték

$$\lambda = 1,620 / 0,242 = 6,69$$

és ezzel a 242 mm gyűrűméret esetén megfelelő résméret

$$C = 10 / 6,69^{0,7} = 2,65 \text{ mm}$$

azaz a változó emelkedésű hajócsavar 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrán feltüntetett résvesztesség görbéje szerint ez kb. 0,02 hatásfokcsökkenést jelent az 1 mm-es réssel vizsgált gyűrűs csavar diagramokban közzétett mérési eredményeihez képest.



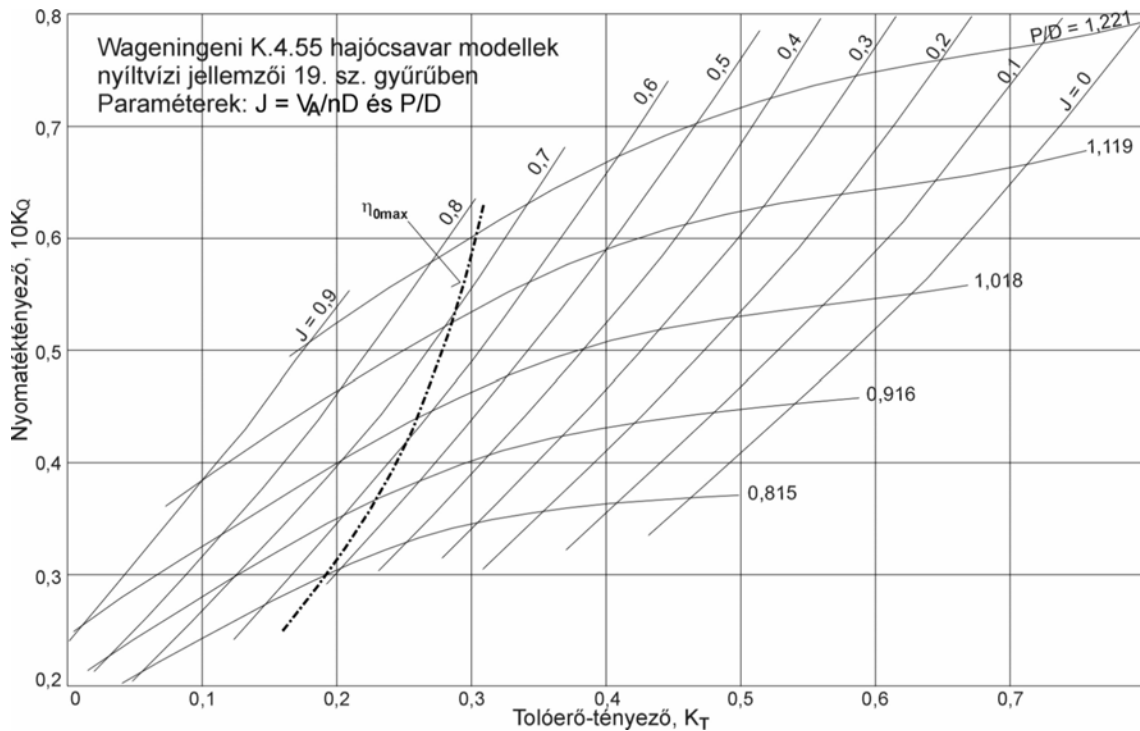
4.3.2.3.1.2.2.6 ábra K.4.55 csavar nyíltvízi jellemzői a 19. számú gyűrűben

A GYŰRŰBEN DOLGOZÓ HAJÓCSAVAR. A Kort-gyűrű elvi működését szemléltető 4.3.2.1.8 ábrából látható, hogy a gyűrűn ébredő tolóerő növelése érdekében olyan hajócsavar alkalmazása célszerű, amelynek a szárny mentén a terhelés eloszlása, azaz a csavar két oldalán létrejövő nyomáskülönbség radiális eloszlása, a szárny csúcsa közelében, a gyűrű belső falánál nagyobb sebességeket hoz létre.

A szárnyvégen lekerekített, szokásos szárny-körvonalú hajócsavarok (pl. a wageningeni B típusú), amelyeket gyűrű nélkül alkalmaznak hajók hajtására, ebből a szempontból nem kedvezőek. A lekerekített szárnyvégek körül a nyomás kiegyenlítődik, tehát éppen a szárny csúcsa közelében jelentkeznek a kisebb tengelyirányú sebességek. Így inkább az agytól kifelé, sugárirányban növekedő szélességű K típusú csavarok alkalmazása mutatkozik célszerűnek.

A holland hajókísérleti intézet a különböző gyűrűalakokkal végzett, az előzőekben ismertetett kísérleteivel párhuzamosan a Kort-gyűrűben megfelelő tulajdonságokkal rendelkező hajócsavar típusának meghatározására is végzett kísérletsorozatokat. Az un.

felhajtóvonal-elmélet alapján tervezték az elsőként vizsgált K.4.55 típusú csavarcsaládot. Az ötféle névleges emelkedésű ($P_{0,7}/D = 1,211; 1,119; 1,018; 0,916$ és $0,815$) négyszárnyú $0,55$ értékű nyújtott felületviszonyú hajócsavarok emelkedése sugárirányban változó volt.



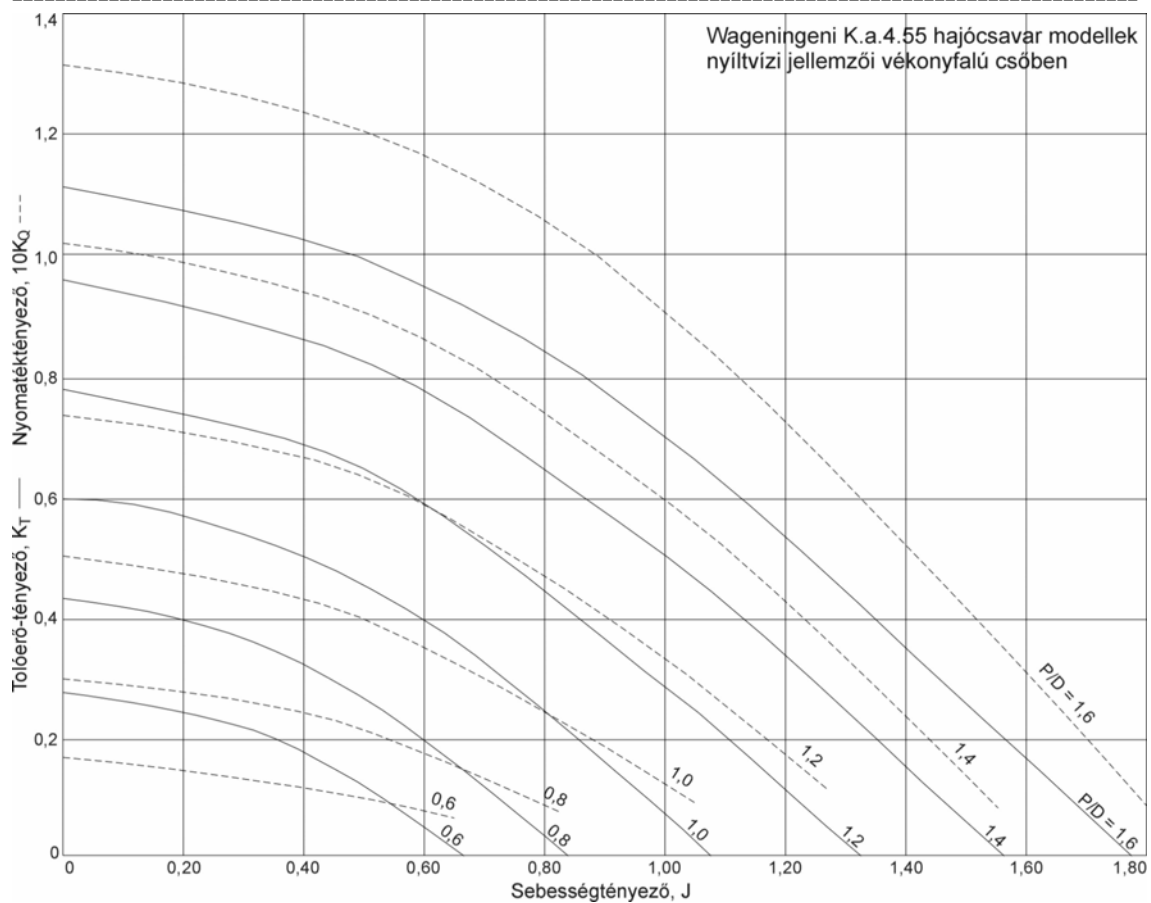
4.3.2.3.1.2.2.7 ábra K.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

Az agy közelében levő szárnymetszetek emelkedése $0,833$ -szoros, a szárny csúcsánál levő metszet emelkedése pedig $1,252$ -szerese a $0,7R$ sugáron levő szárnymetszet emelkedésének, a névleges emelkedésnek. Az emelkedésnek ez a sugárirányú eloszlása abból adódott, hogy a gyűrű belső fala mentén nagyobb sebességeket kívántak elérni és ezért a szárny csúcsánál, a szárny két oldalán előállítandó nyomáskülönbséget nagyobbra választották a teljes gyűrű-keresztmetszetre vett átlagértéknél. A helyi nyomáskülönbség a $0,6R$ -tól a szárny csúcsáig $1,09$ -szerese az átlagosnak, a $0,5R$ -nél levő szárnymetszetenél az átlagossal azonos értékű, s az agy felé haladva, lineárisan csökken a $0,2R$ -nél lévő metszetig, ahol a nyomáskülönbség az átlagos érték $0,33$ -szoros.

A K.4.55 csavar nyíltvízi kísérleti eredményei közül az 1, 7, 18, 19 és 20 számú wageningeni gyűrűvel mért eredményeket közölték. Az 1. számú gyűrűben mért eredmények a 4.3.2.3.1.2.2.5 ábrán, a 19. számú gyűrűben mért eredmények a 4.3.2.3.1.2.2.6 és 4.3.2.3.1.2.2.7 ábrákon láthatók.

A diagramokban K_Q a hajócsavar nyomatéktényezője

$$K_Q = Q / (\rho n^2 D^5)$$



4.3.2.3.1.2.2.8 ábra K.a.4.55 csavar jellemzői vékonyfalú csőben

ahol Q [$\text{kgm}^2\text{s}^2, \text{Nm}$] a gyűrű + csavar nyíltvízi állapotában felvett nyomaték
 ρ [kg/m^3] a víz sűrűsége
 n [sec^{-1}] a hajócsavar nyíltvízi fordulatszáma
 D [m] a hajócsavar átmérője.

gyűrű + csavar együttes tolóerejét tartalmazó tolóerő-tényező

$$K_T = T / (\rho n^2 D^4)$$

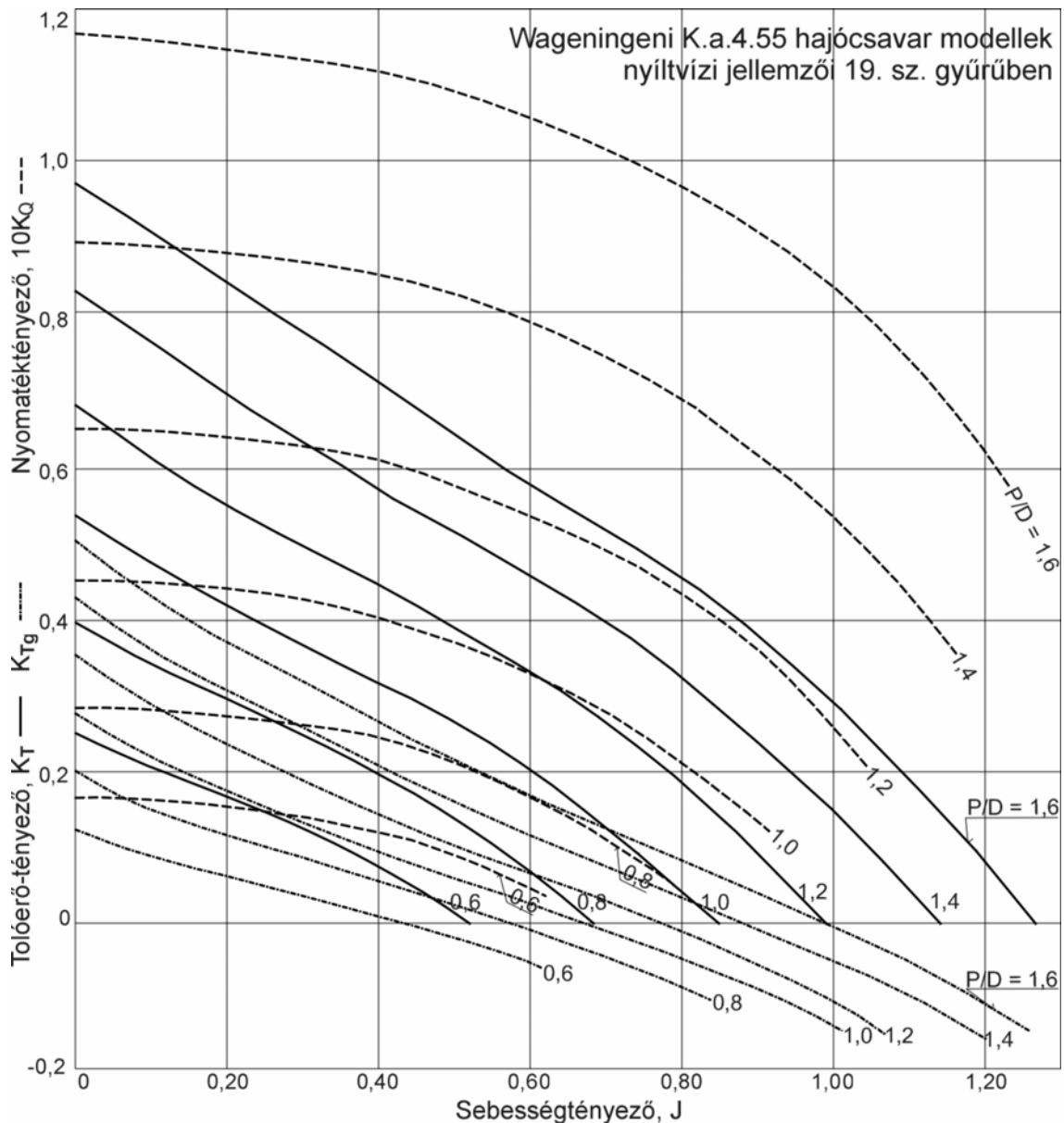
a gyűrűn keletkező tolóerő tényezője

$$K_{Tg} = T_g / (\rho n^2 D^4)$$

A vízszintes tengelyen szereplő sebességtényező

$$J = V_A / nD$$

ahol V_A [m/sec] a gyűrű + csavar (illetve a vékonyfalú cső + csavar) együttes nyíltvízi haladási sebessége.



4.3.2.3.1.2.2.9 ábra K.a.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

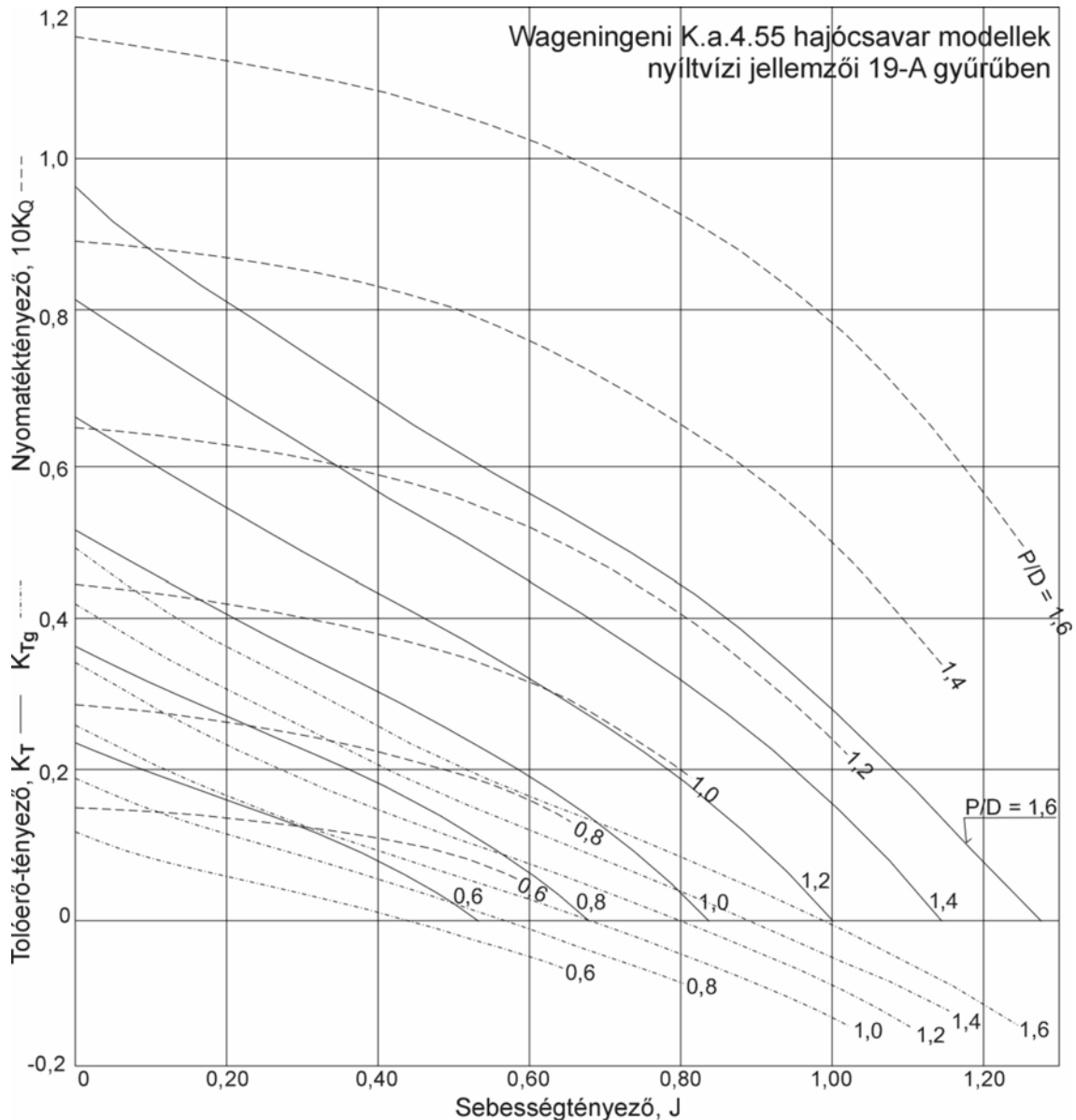
A K.4.55 típusú csavarral azonos felületviszonyú, de sugárirányban más emelkedés-eloszlású hajócsavarokat is vizsgáltak a radiális terhelésnek a hatásfokra, a résvesztésekre, a kavitációs tulajdonságokra és az optimális átmérőre gyakorolt hatásának megállapítása céljából. A vizsgált csavarok között volt a K.4.55 típusal azonos emelkedés-eloszlású, továbbá sugárirányban kevésbé növekvő emelkedésű, állandó emelkedésű és sugárirányban csökkenő emelkedésű, illetve egyenes tolóoldalú és homorú tolóoldalú szárnymetszetekből kialakított szárnyú csavar is.

BBBZ kódex

A vizsgálatok eredményei azt mutatták, hogy azonos gyűrűben a fordulatszám értékét figyelmen kívül hagyó

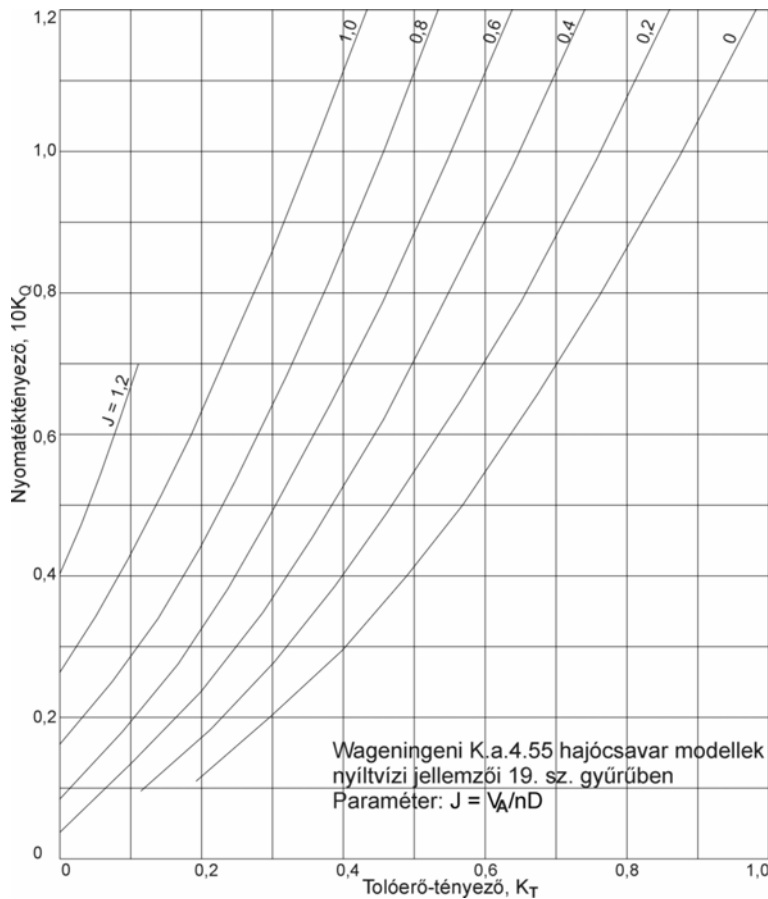
$$C_T' = T / (\rho V_A^2 D^2)$$

tolóerő-tényező azonos értékeinél valamennyi hajócsavarnál közel azonos hatásfok adódott. Nagyobb csavarterheléseknél ($C_T' = 30$ -nál nagyobb) a hatásfok értékek teljesen megegyeztek.



4.3.2.3.1.2.2.10 ábra K.a.4.55 csavar 19-A gyűrűben

Kisebb terhelésű csavaroknál ($C_T' = 10$ -nél kisebb) a sugárirányban növekvő emelkedés-eloszlású csavar 1-2%-kal jobb hatásfokú, a sugárirányban csökkenő emelkedés-eloszlású pedig 1-2%-kal rosszabb hatásfokú volt, mint az állandó emelkedésű csavar.



4.3.2.3.1.2.2.11 ábra
K.a.4.55 csavar 19. számú gyűrűben

A résveszteségek szempontjából, ami a 4.3.2.3.1.2.2.4 ábrából is látható, nem mutatkozik lényeges különbség a különböző csavarok között. A szárnycsúcs közelében kialakuló kavitáció szempontjából, mint az várható, a radiális irányban csökkenő emelkedésű hajócsavar a legkedvezőbb. Az említett csavarokkal végzett kísérletek során nyert tapasztalatok alapján egy Ka.4.55 jelű csavarcsaládot terveztek és vizsgáltak. A csavar állandó emelkedésű és a szárnyat alkotó

szárnymetszetek tolóoldala egyenes.

4.3.2.3.1.2.2.4 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-hossz adatai a $0,6R$ -nél levő metszethossz százalékában ($l_{0,6} = 0,2707D$)

$r/R =$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Metszethossz l_r	67,15	76,59	85,19	93,01	100,00	105,86	110,08	112,66	112,88
Alkotótól kilépőélig	30,21	36,17	41,45	45,99	49,87	52,93	55,04	56,33	56,44
Alkotótól belépőélig	36,94	40,42	43,74	47,02	50,13	52,93	55,04	56,33	56,44
Max.vastagság belépőéltől	24,50	30,50	39,20	45,60	49,98	52,93	55,04	56,33	56,44

4.3.2.3.1.2.2.5 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-vastagság ordinátái a kilépőél felőli oldalon (a tolóoldal érintőjétől) a maximális metszethossz százalékában

r/R	A legnagyobb vastagság helyétől a kilépőél felé százalékban				
	100	80	60	40	20
	Hátoldal ordinátái				
0,2	-	38,23	63,65	82,40	95,00

BBBZ kódex

0,3	-	39,05	66,63	84,14	95,86
0,4	-	40,56	66,94	85,69	96,25
0,5	-	41,77	68,59	86,42	96,60
0,6	-	43,58	68,26	85,89	96,47
0,7	-	45,31	69,24	86,33	96,58
0,8	-	48,16	70,84	87,07	96,76
0,9	-	51,75	72,94	88,09	97,17
1,0	-	52,00	73,00	88,00	97,00
<i>r/R</i>	Tolóoldal ordinátái				
0,2	20,21	7,29	1,77	0,1	-
0,3	13,85	4,62	1,07	-	-
0,4	9,17	2,36	0,56	-	-
0,5	6,62	0,68	0,17	-	-

4.3.2.3.1.2.2.6 táblázat A Ka.4.55 csavar szárnymetszet-vastagság ordinátái a belépőél felőli oldalon (a tolóoldal érintőjétől) a maximális metszetvastagság százalékában

<i>r/R</i>	A legnagyobb vastagság helyétől a belépőél felé százalékban						
	20	40	60	80	90	95	100
Hátoldal ordinátái							
0,2	97,92	90,83	77,19	55,00	38,75	27,40	-
0,3	97,63	90,06	75,62	53,02	37,87	27,57	-
0,4	97,22	88,89	73,61	50,00	34,72	25,83	-
0,5	96,77	87,10	70,46	45,84	30,22	22,24	-
0,6	96,47	85,89	68,26	43,58	28,59	20,44	-
0,7	96,58	86,33	69,24	45,31	30,79	22,88	-
0,8	96,76	87,04	70,84	48,16	34,39	26,90	-
0,9	97,17	88,09	72,94	51,75	38,87	31,87	-
1,0	97,00	88,00	73,00	52,00	39,25	32,31	-
<i>r/R</i>	Tolóoldal ordinátái						
0,2	0,21	1,46	4,37	10,52	16,04	20,62	33,33
0,3	0,12	0,83	2,72	6,15	8,28	10,30	21,18
0,4	-	0,42	1,39	2,92	3,89	4,44	13,47
0,5	-	0,17	0,51	1,02	1,36	1,53	7,81

Ezt a csavarcsaládot az 1, 19 és 19-A jelű gyűrűkben vizsgálták és a nyíltvízi kísérletek eredményeit az előzőkhöz hasonló módon részleteiben is közölték (4.3.2.3.1.2.2.8, 4.3.2.3.1.2.2.9, 4.3.2.3.1.2.2.10, 4.3.2.3.1.2.2.11 és 4.3.2.3.1.2.2.12 ábra).

A hajócsavar szárnymetszeteinek adatait a 4.3.2.3.1.2.2.4-6 táblázatokban találhatjuk meg. A 4.3.2.3.1.2.2.13 ábrán a 19. számú gyűrűben működő Ka.4.55 jelű állandó emelkedésű csavar és a K.4.55 jelű változó emelkedésű csavar optimális átmérőjének változását láthatjuk, a szokásos Taylor terhelési (teljesítmény) tényező

$$B_p = nP^{0,5} / V_A^{2,5}$$

függvényében. Az optimális átmérő

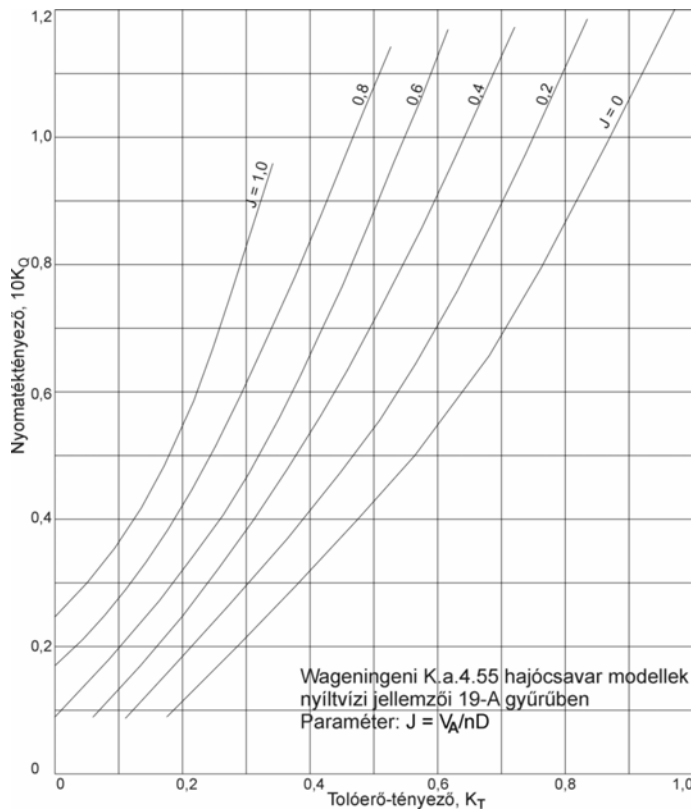
$$D_{opt} = (V_A/n) \delta_{opt} 0,3048$$

4.3.2.3 Hajócsavar modellkísérletek

3. kiadás 2012.

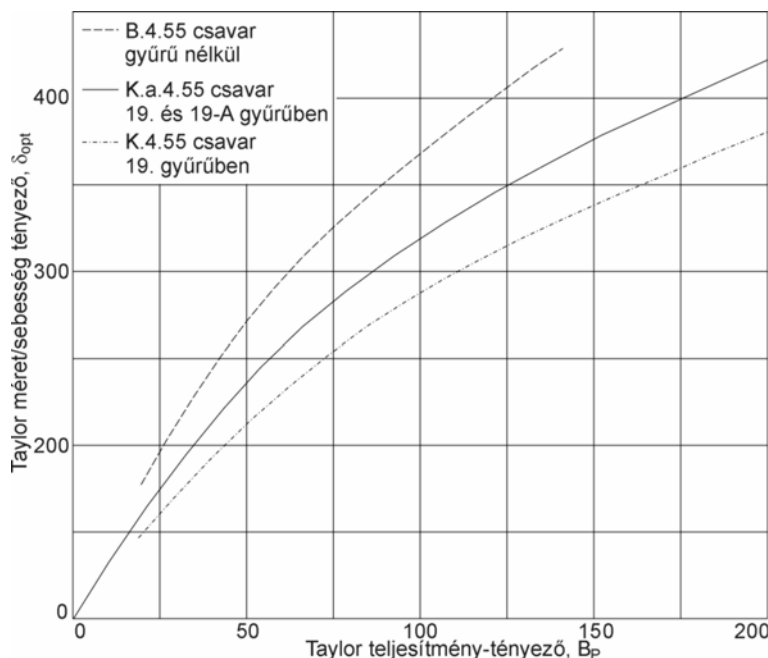
4.3.2.3.1.2 MARIN

összefüggéssel határozható meg a diagramban ábrázolt δ_{opt} értékéből.



4.3.2.3.1.2.2.12 ábra K.a.4.55 csavar 19-A gyűrűben

Az összefüggésekben n [min^{-1}] a hajócsavar fordulatszám a nyíltvízi kisminta állapotban, P (angol lóerő) a csavartengelyen rendelkezésre álló teljesítmény, átszámolva édesvízi állapotra, V_A (csomó) a gyűrű és csavar együttes nyíltvízi haladási sebessége. Összehasonlítás céljából az ábrában a B.4.55 (gyűrű nélküli) csavar optimális átmérőinek meghatározására alkalmas δ_{opt} értékek is szerepelnek. Amint látható, az állandó emelkedésű csavar optimális átmérője nagyobb, mint a sugárirányban növekvő emelkedésű hajócsavaré.



4.3.2.3.1.2.2.13 ábra Optimális átmérőhöz tartozó δ_{opt} értékei

Mindezekből az alábbi következtetéseket vonhatjuk le.

- a) Ha szabadon választhatjuk meg a Kort-gyűrűs hajócsavar átmérőjét vagy fordulatszámát, akkor lényeges hatásfokkülönbség nélkül tetszőleges radiális terhelés-eloszlású, tehát a bizonyos esetekben egyszerűbb

módon gyártható állandó emelkedésű hajócsavart is alkalmazhatjuk. Ha – mint a hazai gyakorlatban általában – a hajó merülése korlátozza a választható csavarátmérő nagyságát és a fordulatszámot sem teljesen tetszőlegesen választhatjuk, akkor a kisebb optimális átmérőt adó, a K.4.55 csavartípusával azonos, sugárirányban növekvő terhelés-eloszlású hajócsavar biztosít jobb hatásfokot, s csak akkor célszerű a szárnyvég terhelését csökkenteni, ha kavitáció fellépésének veszélye fenyeget a szárnycsúcsnál lévő szárnymetszeteknél és a profil méreteinek változtatásával már nem tudjuk a kavitációt elkerülni.

- b) A gyűrű és a hajócsavar szárnycsúcs közötti rést a lehető legkisebbre kell választanunk.