

4.3.2.4.1 Hajócsavarszárny kavitációs és szilárdsági számítása Taylornál

Kavitáció

A kavitáció természete. A kavitációként ismert jelenséggel első alkalommal akkor találkoztak, amikor 1894-ben a *Daring* angol torpedóromboló próbáit végezték el, amelyet dugattyús gőzgépek hajtottak. A járműre felszerelt hajócsavarok teljes fordulatszámú járatásakor a hajón komoly rezgések jelentkeztek, amelyeket a hajócsavarok hibás működésének tulajdonítottak. A propulziós hatásfok igen gyenge volt, a maximális sebesség, amit a 3.700 IHP (indikált angol LE, egy angol LE 76/75-szöröse a nálunk szokásos LE-nek) teljesítménnyel és 384 1/min fordulatszámmal elértek, mindössze 24 csomó volt.

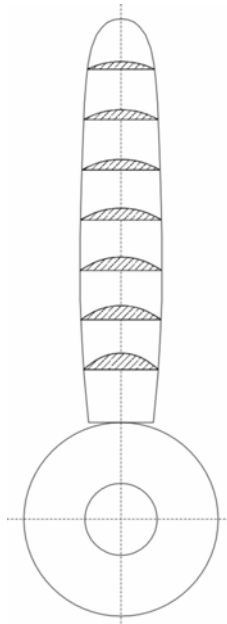
A *Thornycrofts* cég mérnöke *Sidney W. Barnaby*, aki a *Daring* építője volt, arra a következtetésre jutott, hogy a felületegységre eső nagy tolóerő miatt, amely a hajócsavarokat terheli üzem közben, a víz nem képes követni a hajócsavar szárnyfelületét, azaz „a csavarok rossz teljesítményének az az oka, hogy a hajócsavar előtt elhelyezkedő vízben üregek vagy buborékok (angol megnevezés cavity) keletkeznek, ezek a buborékok pedig levegővel és vízgőzzel vannak kitöltve”. Ezért adta Barnaby a jelenségnek a kavitáció nevet. A hajócsavarok, amelyek a gyenge eredményt adták, 6 láb 2 hüvelyk (kb. 1,68 m) átmérőjűek voltak, emelkedésük 8 láb 7 3/4 hüvelyk (kb. 2,63 m, $P/D = 1,565$) volt, és 8,9 négyzetláb volt a szárnyak összfelülete (kb. 0,83 m², $A_E/A_0 = 0,373$). Számos alternatív hajócsavart próbáltak ki, és a bajt akkor sikerült elhárítani, amikor olyan csavarokat alkalmaztak, amelyek átmérője szintén 6 láb 2 hüvelyk volt, emelkedése 8 láb 11 hüvelyk (kb. 2,72 m, $P/D = 1,618$), de a szárnyak összfelülete 12,9 négyzetláb volt (kb. 1,198 m², $A_E/A_0 = 0,541$). Ezekkel a csavarokkal a 24 csomó eléréséhez mindössze 3.050 IHP kellett, a maximális sebesség pedig 24-ről 29 csomóra nőtt.

A *Daring* esetében a kavitáció akkor lépett fel, amikor a hajócsavar felülete akkora volt mindössze, hogy a vetített felület négyzethüvelykjére eső tolóerő meghaladta a 11 fontot (kb. 7,7 N/cm², 0,77 bar). Jó ideig az volt az elfogadott vélemény, hogy a vetített felület egységére eső tolóerő kielégítő kritérium a kavitációra vonatkozóan, illetve, hogy a *Daring* esetében megállapított határérték a tolóerő per vetített felület értékére általánosan alkalmazható.

Azonban nem ez a helyzet. Sikeresen értek el nagyobb fajlagos tolóerő értékeket, ugyanakkor a kavitáció hajlamos megjelenni sokkal kisebb értékeknél is. A szerző (*Taylor*) által tapasztalt egyik esetben a kavitáció akkor kezdődött, amikor a tolóerő értéke 5 font per négyzethüvelyk (kb. 0,35 bar) volt a vetített felületre számítva, a szárnycsúcs sebessége 5.000 láb/min körül volt (25,4 m/s), egy másik esetben a két érték 7,5 font illetve 6.500 láb per perc volt. Ezzel ellentétben az amerikai *Lexington* anyahajó semmilyen kavitációt sem mutatott 34,5 csomós sebességnél, amikor a szárnycsúcs sebessége 15.000 láb/min volt, a négyzethüvelykre eső tolóerő pedig 22,4 font, ahol a vetített felület mérete 109,6 négyzetláb volt (kb. 10,2 m²). Ezek átlagolt értékek a hajó négy hajócsavarjához.

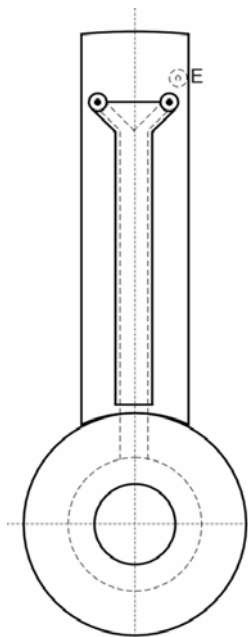
Kísérleti eredmények nyíltvízi kísérleteknél. Korábban láttuk, hogy amikor a kavitáció jelen van, ahhoz, hogy alkalmazhassuk a hasonlósági törvényt, a nyomásértékeknek a modellcsavar és a teljes léptékű hajócsavar környezetében olyan arányban kell lenniük,

amely lineáris méretarányukkal egyezik meg. Ez lehetlenné teszi a teljes méretű hajócsavarok kavitációs viszonyainak vizsgálatát modelljeik nyíltvízi kísérletei segítségével, és megköveteli, hogy a modellkísérleteket olyan zárt csatornában végezzék el, ahol a nyomást vezérelni lehet. Ugyanakkor el lehet érni a megfelelő kialakítású hajócsavar modellekkel, hogy kavitáljanak a nyíltvízi kísérletnél, tehát mielőtt a zárt csatornás mérésekre koncentrálnánk, érdemes megvizsgálni néhány nyíltvízi kísérlet eredményeit, amelyeket az U. S. Experimental Model Basin végzett 1908-9 táján.



4.3.2.4.1.1 ábra Modellcsavar nyújtott felülete és szárnymetszetei (átmérő 16 hüvelyk, emelkedésviszony 0,4)

A 4.3.2.4.1.1 ábra 16 hüvelyk átmérőjű hajócsavart mutat, amelynek keskeny és viszonylag vastag szárnyai vannak, emelkedésviszonya pedig nagyon kicsi. A 4.3.2.4.1.3 ábra a tolóerő és a nyomaték ábráit mutatja 5-, 6- és 7-csomós hajócsavar haladási sebességénél ehhez a csavarhoz. A kavitáció nyilvánvaló. A 7 csomós sebességértéknél a maximális tolóerő kevesebb, mint 100 font, ezzel szemben 5 csomónál majdnem 170. Nyilvánvaló, hogy ebben az esetben a szárnycsúcs sebessége az elsődleges tényező a kavitációban, a vetített felület egységére eső tolóerő a jelenségben nem játszik komoly szerepet. Amikor a kavitáció elkezdődik 7 csomós hajócsavar haladási sebességénél, a nyomás a vetített felületre számítva csak mintegy 4,3 font per négyzethüvelyk (kb. 0,30 bar). Az 5 csomós sebességértéknél ugyanakkor ez 9 font per négyzethüvelyk – több, mint a duplája.

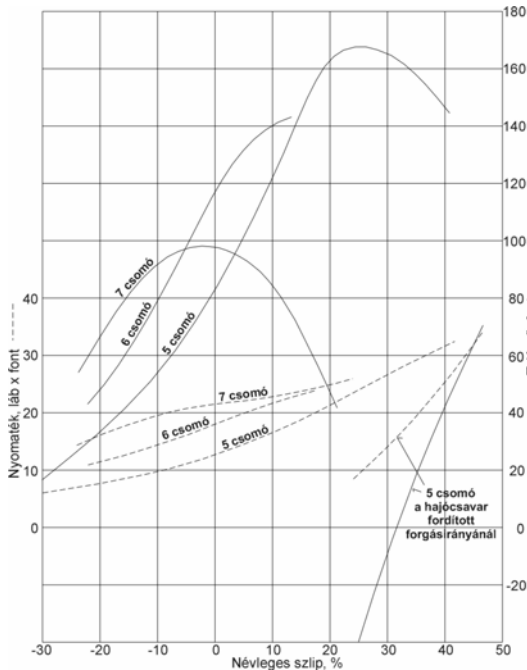


4.3.2.4.1.2 ábra Nyomás és vákuum mérésére szolgáló furatokkal és csatornákkal ellátott különleges kavitációs csavar szárnyának körvonala és metszetei

Egyéb következtetés is levonható a 4.3.2.4.1.3 ábrából, de több információt szolgáltathatnak számunkra egy kis hajócsavarmodell kísérleteinek eredményei, amelyet speciálisan a kavitáció kimutatására terveztek. Ez a hajócsavar 14 hüvelyk (0,3556 m) átmérőjű volt, és 4,2 hüvelyk volt az emelkedése (0,107 m, $P/D = 0,3$). Kifejtett felületének alakját és szárnyszelvényeit a 4.3.2.4.1.2 ábra mutatja. Az összes szárnyon az *A*, *B*, *C*, *D* és *E* pontokban kis furatok voltak elhelyezve, amelyeket a csőtengelyen keresztül nyomásmérőhöz lehetett kapcsolni, amely elég pontosan mutatta a nyomás vagy vákuum értékeit.

A hajócsavarmodell kísérleténél sztroboszkópot alakítottak ki, amely egyrészt egy fix tárcsából állt,

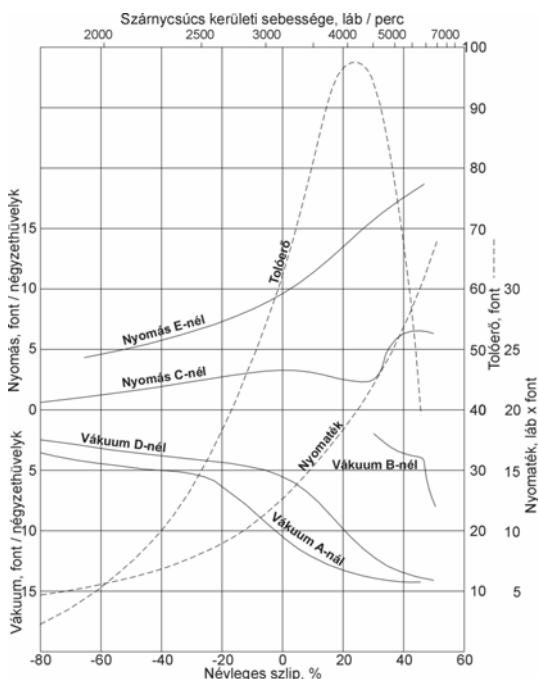
amelyen egy keskeny nyílás volt, másrészt egy mögötte levő forgó tárcsából, amelyen ugyanolyan nyílás volt kialakítva, és amelyet a hajócsavaréval megegyező sebességgel mozgattak.



4.3.2.4.1.3 ábra A 4.3.2.4.1.1 ábrán látható hajócsavar tolóerő és nyomaték görbéi, paraméter a hajócsavar haladási sebessége (5, 6 és 7 csomó)

A hajócsavart keskeny fénysugárral világították meg, és a fix tárcsa nyílásán át nézve a hajócsavart ugyanabban a helyzetben lehetett látni minden fordulatnál egy alkalommal. A tárcsákat és a fénysugarat meg lehetett fordítani, hogy a hajócsavarnak mind a hát- mind a tolóoldalát meg lehessen figyelni. A hajócsavarnak a hasítékkal ellátott tárcsákon keresztül történő üzem közbeni megfigyelésével tisztán látható volt minden buborék, és így igen könnyű volt észlelni a kavitáció kialakulását.

A nyíltvízi kísérletekből levonható következtetések. A 4.3.2.4.1.4 ábra a 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavarhoz mutatja háromcsomós hajócsavar haladási sebességnél a tolóerő, nyomaték, valamint a jelzett pontokon a nyomás illetve vákuum görbéit.



A 4.3.2.4.1.4 ábra A 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavar tolóerő, nyomaték, nyomás illetve vákuum görbéi 3-csomós hajócsavar haladási sebességnél

A görbék független változója a névleges szlip, a nyomás és vákuum egysége font per négyzethüvelyk. A szárnycsúcs sebességéhez is fel van tüntetve a méretskála.

A 4.3.2.4.1.5 ábra ugyanazokat az adatokat ábrázolja, mint az előző, de 5-csomós hajócsavar haladási sebességnél. A buborékok kb. 3.000 láb/min szárnycsúcs sebességnél a hátoldal kilépőél felőli és a tolóoldal belépőél felőli oldalán jelentek meg. A buborékok először a tolóoldalon jelentek meg, amint azt a 4.3.2.4.1.4 és

4.3.2.4.1.5 ábra alapján várni lehetett, ami arra mutat, hogy a vákuum az A pontban

mindig intenzívebb, mint a *D* pontban.

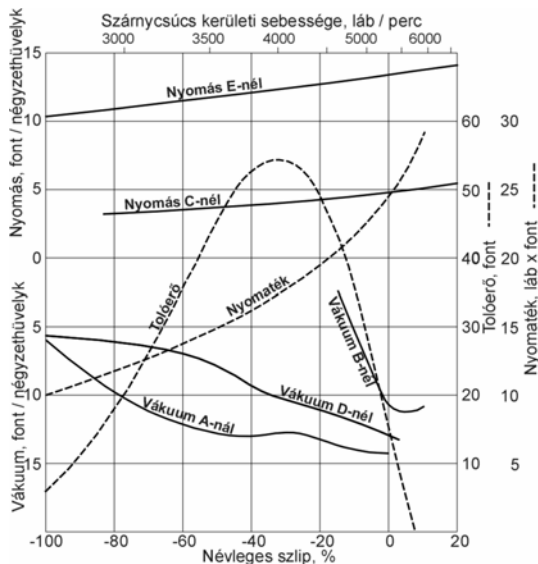
A buborékok megjelenése először a szárnycsúcsokon figyelhető meg, és a sebesség növekedésével a tengely felé terjeszkednek.

A 4.3.2.4.1.4 ábrán a tolóerő nullára csökkent, amikor a szárnycsúcs sebessége 5.000 és 6.000 láb/min közötti értéket vett fel. Amikor ez a helyzet, a buborékok a szárny hátoldalán a csúcstól egészen a szárny hosszának kétharmad részéig előrehatolnak, a csúcson pedig a szelvényhosszak majdnem kétharmadát érintik.

A tolóoldalon ilyen körülmények között a buborékok a belépőél mentén gyakorlatilag egészen az agyig, a csúcson pedig a belépő- és kilépőél között végig ott vannak.

A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábrán látható görbék a különböző sugarakhoz tartozó szelvényeknél eltérőek, a következők azonban megállapíthatóak.

1. A maximális nyomás mindig az *E* pontban alakul ki, ami negatív tolóerőt okoz. Az *E* pont a hátoldalon van a belépőél közelében.



4.3.2.4.1.5 ábra A 4.3.2.4.1.2 ábrán látható hajócsavar tolóerő, nyomaték, nyomás illetve vákuum görbéi 5-csomós hajócsavar haladási sebességénél

2. A maximális vákuum mindig az *A* pontban alakul ki, és hasonlóképpen negatív tolóerőt eredményez. Az *A* pont a tolóoldalon helyezkedik el a belépőél közelében.
3. Az *A* pont közelében kialakuló vákuum mértéke megegyezik a *D* pontban kialakulóval a hátoldal kilépőéhez közeli részén. Ez pozitív tolóerőt hoz létre.
4. A *C* pontnál a hátoldalon, amely az *E* pontnál beljebb van a belépőéltől, a nyomás, amely ugyan sokkal kisebb, mint az *E* pontban, még mindig pozitív értékű, ami negatív tolóerőt hoz létre.
5. A *B* pontban a tolóoldalon a kilépőél közelében olyankor, amikor a hajócsavar erősen kavitál, vákuum alakul ki, amelynek eredménye negatív tolóerő. A *B* pont görbéje azonban azt mutatja, hogy a teljes kavitációs állapot kialakulása előtt ott nyomás van, ami pozitív tolóerőt generál.

Figyelembe kell venni, hogy a 4.3.2.4.1.2 ábrán szereplő hajócsavar ugyan nagyon szokatlan alakú, paraméterei azonban hasonlóak a szokásos körszelet szelvényekkel rendelkező típusokéhoz. A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábrából azt szűrhetjük le, hogy az ilyen hajócsavarokra a következőket lehet megállapítani.

- A. A hátoldal belépőéhez közeli részén a nyomás pozitív, amely negatív tolóerőt hoz létre.
- B. A hátoldal többi részén vákuum keletkezik, amely pozitív tolóerőt eredményez.
- C. A hátoldalon a belépőél közelében valahol van olyan pont, ahol a víz kettéválik, visszaáramlik a belépőél körül, és vákuumot okoz a tolóoldal belépőéhez közeli

részen, amely negatív tolóerőt hoz létre.

D. Amíg a kavitáció nem jelentős mértékű, a tolóoldal kilépőélhez közeli részén nyomás alakul ki, amely pozitív tolóerőt eredményez.

Úgy tűnhet, hogy a körszelet profilú (*Taylor idejében szokásos*) hajócsavaroknál a belépőél felőli szárnyrész negatív tolóerőt hoz létre, a kilépőél felőli pedig pozitív tolóerőt eredményez. Amint a kavitációs körülmények létrejönnek, a negatív tolóerő területe terjeszkedik egyre messzebb a belépőéltől, amitől végül annyira megnő az okozott negatív tolóerő, hogy a teljes tolóerő értéke lecsökken.

A 4.3.2.4.1.4 és 4.3.2.4.1.5 ábra meglepő vonása az a tény, hogy a buborékokban uralkodó vákuum nagy értékű. Szinte egyáltalán nincs bennük levegő. A kísérletek során a buborékokat szándékosan levegővel töltötték fel, majd lezárták őket. Úgy találták, hogy a levegő szinte azonnal eltűnt a buborékokból. Általánosan elfogadott vélemény, hogy a buborékokban a víz hőfoka által meghatározott nyomású telített vízgőz van. Függetlenül attól, így van-e vagy nem, a teljes méretarányú hajócsavarnál ez a vízgőznyomás nem lenne fontos tényező, azonban jelentős arányt képviselne a sztatikus nyomásból a zárt csatornában végzett hajócsavar modellkísérleteknél.

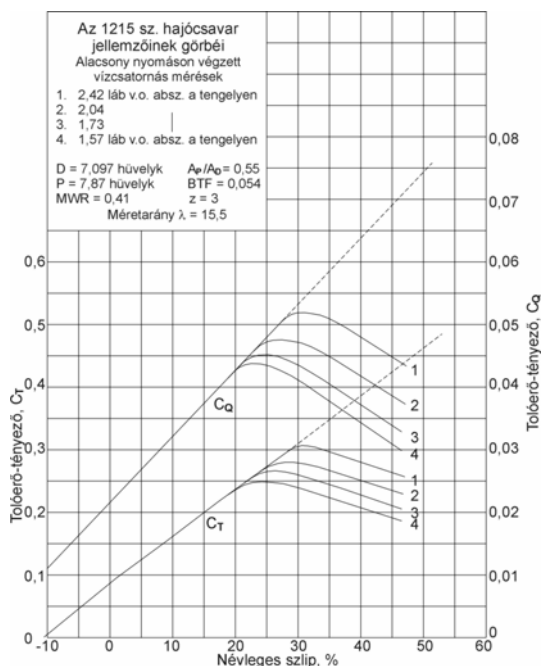
Víz hőmérséklet		Vízgőz nyomása	
<i>°F</i>	<i>°C</i>	<i>font per négyzethüvelyk</i>	<i>bar</i>
40	4	0,12	0,0084
50	10	0,18	0,0126
60	15	0,25	0,0175
70	21	0,37	0,0259
80	26	0,50	0,0350

Kísérleti eredmények zárt csatornás méréseknél. Amint utalás történt korábban, a hasonlósági törvény alkalmazhatósága megköveteli, hogy a nyomásértékeknek a modellcsavar és a teljes léptékű hajócsavar környezetében olyan arányban kell lenniük, amely lineáris méretarányukkal egyezik meg.

Amikor szokásos vagy normál alakú hajócsavar modellekkel akarjuk átfogóan vizsgálni a kavitáció természetét és hatásait, ennek az elvnek a betartása kötelező. Ha például a hajó esetében a hajócsavar forgáspontja a felszín alatt 18 lábbal (kb. 5,49 m) helyezkedik el, az abszolút sztatikus nyomás 18 plusz 33 (1 bar), azaz 51 láb vízoszlopnak (kb. 1,55 bar) felel meg. Ha a modell léptéke a hajócsavarhoz képest 1/30, a teljes sztatikus nyomás a nyíltvízi kísérleteknél, ahol a modellcsavar forgáspontja 0,6 lábbal van a felszín alatt, 33,6 láb vízoszlop lenne – vagyis kb. 2/3-a a hajón levőnek. A hasonlósági szabály betartása esetén ennek csupán 1,7 lábnak szabadna lennie. A változtatható nyomású vízcsatornát tehát annak érdekében kellett létrehozni, hogy ilyen nagyságrendre lehessen csökkenteni a teljes sztatikus nyomást. Ez a berendezés lényegében olyan alakú és méretű zárt körből áll, ami a víz szabad áramlását teszi lehetővé. A nyíltvízi kísérleteknél a hajócsavarmodell valójában a hajócsavar haladási sebességének megfelelő sebességgel halad a vízben. A csatornában ezek a mozgások meg vannak fordítva. A hajócsavar nem mozdul el, hanem a víz áramlik át a csavaron olyan sebességgel, amely azonos a hajócsavar haladási sebességével.

BBBZ kódex

A csatorna meghatározott pontján csatlakozók vannak kialakítva, amelyekkel a levegőt lehet elszívni, és így szabályozni lehet a nyomást a csatornában. A dinamométerhez kapcsolt hajócsavarmodell azon a ponton van elhelyezve, ahol az áramlás a lehető leginkább homogén. A modellcsavar mindkét oldalán üvegezett nyílások vannak elhelyezve a megfigyeléshez.



4.3.2.4.1.6 ábra A 1215 sz. hajócsavar jellemzőinek görbéi

Miután a kérdéses modellcsavar esetében megfelelő teljes sztatikus nyomás beállítása megtörtént a csatornában, a méréseket el lehet végezni a kavitációs tartományig, illetve annak teljes terjedelmében. A 4.3.2.4.1.6 ábra egy ilyen kísérlet eredményeit mutatja a következő méretekkel rendelkező hajócsavarmodellrel: átmérő 7,097 hüvelyk; emelkedés 7,87 hüvelyk; szárnyak száma 3; MWR (közepes szárny szélesség viszony) 0,41; BTF (szárnyvastagság tényező) 0,054, a szárnyszelvények körszeletek. Világosan felismerhető mind a tolóerőnél, mind a nyomatéknál a kavitáció kialakulása a

különböző sztatikus nyomások esetében.

A csatornában végzett kísérletek kezdeti szakaszában nehézségek adódtak a tényleges vízsebesség pontos mérésével. A hajócsavarmodell helyén Pitot-csővel elvégzett kalibrálások pontatlannak bizonyultak, mivel a mérés alatt levő hajócsavarmodell az áramlást módosította. A megoldást az jelentette, hogy a csatornát az atmoszféra felé nyitott állapotban kalibrálták be, miközben a hajócsavar a nyíltvízi kísérletnek megfelelően működött. Ez lehetővé tette, hogy olyan vízsebességeket állítsanak be, amelyek a kívánt hajócsavar haladási sebességekkel voltak azonosak.

A zárt csatornás mérésekből levonható következtetések. A változtatható nyomású csatornán végzett tökéletesítések és az emiatt felmerülő nehézségek miatt ezeket a vizsgálatokat és az azokból kapott eredményeket először bizonyos értelemben próbálkozásként kezelték. Az említett hátrányok ellenére az U. S. Experimental Model Basin modellkísérleti intézetet irányító *E. F. Eggert*, az amerikai haditengerészet szakembere a számtalan kísérlet alapján néhány év alatt meg tudta fogalmazni a következő következtetéseket.

A. A kavitáció két nagy csoportra osztható – *tolóoldali kavitáció* és *hátoldali kavitáció*. Ezek közül a tolóoldali kavitációnak a tolóerőre és a nyomatékra kis hatása van, ha van egyáltalán, és amennyiben előfordul, könnyen megszüntethető a tolóoldal olyan lemeztésével a belépőnél, amely a szelvénynek szimmetrikusabb lekerekített orrot biztosít.

- B. A hátoldali kavitáció sokkal komolyabb, és hatása sokkal nagyobb a fordulatszám, sebesség, tolóerő és nyomaték értékeire. A hátoldali kavitáció nem szüntethető meg a szárnyszelvény változtatásával.
- C. A kavitáció *eltolható a nagyobb fordulatszámok felé* a következő intézkedésekkel:
- a szárny közepes szélességviszonyának növelése,
 - a külső szelvények vastagsági tényezőjének csökkentése,
 - a külső szelvényeken a szlip vagy megfúvási szög csökkentése, illetve
 - a csavar mélyebbre helyezése a felszín alatt.
- D. Bár egyes esetekben a kavitációt meg lehet szüntetni a fentiekben ismertetett módszerek valamelyikével, a legfontosabb követelmény az, hogy előre meg lehessen mondani, mikor kezdődik a kavitáció egy adott hajócsavarnál. Más szavakkal a csatornával végzett vizsgálatok célja az volt, hogy meg lehessen állapítani egy kritériumot, amely bármely illetve minden feltételek között megadja, *legalábbis megközelítőleg*, azt a sebességet, amelynél a hátoldali kavitáció komoly mértékben jelentkezik a szokásos típusú és mélységben elhelyezett hajócsavaroknál. Végül Eggert a következő tapasztalati formulát alkotta meg:

$$v^2 = k(0,9\pi dn)^2 = 10,7h(1+4b)/(\alpha+c)$$

- ahol v a víz sebessége láb per szekundum egységben a $0,9R$ sugárnál a kavitáció kezdetén,
 d a hajócsavar átmérője lábban,
 n a fordulatszám 1/s egységben, amikor a szelvénynél a kavitáció elkezdődik,
 b a közepes szárny szélesség viszony,
 c a $0,9R$ sugárnál levő szelvény szárnyvastagság tényezője, ami a szelvény maximális vastagsága osztva a szelvényhosszal, ha a maximális vastagság a szelvény közepénél van; áramvonalas szelvénynél, ahol a maximális vastagság a szárnyszelvény egyharmadánál van a belépőéltől, c a vastagsági tényező háromnegyede,
 h a teljes sztatikus nyomás láb vízoszlopban a hajócsavar tengelyvonala felett; ez a víznyomás és az atmoszférikus nyomás összege (amely utóbbi tengervíznél 33 láb),
 k a következő léplettel számítható paraméter

$$k = 1 + (a^2/\pi^2)(1-s/2)^2$$

- ahol a a szelvény emelkedésviszonya ($p/0,9d$),
 s pedig a szlip.

Az α szög körülbelüli értékét a szlipszög fele értékével lehet egyenlőnek venni, illetve a szokásos kis szlipszögeknél a következő képletből számítható ki

$$\alpha = ((a/\pi)s/2)/(1+(a^2/\pi^2)(1-s/2))$$

- E. Az eredményeknél tapasztalt közepes eltérés a számított sebesség és a

háromszárnyú csavarokkal végzett méréseknél tapasztalt sebesség között – 51 esetben – mindössze valamivel 3% felett volt felfelé; négy szárnyú csavarok esetében – 33 esetben – valamivel 5% felett felfelé. Másképpen fogalmazva a tényleges fordulatszám, ahol a kavitáció felismerhetően jelentkezett, a számítással meghatározott fordulatszámot átlagosan 3-5%-kal haladta meg.

A hajócsavar szárnyainak szilárdsági méretezése

Számos esetben komoly nehézséget okozott a megfelelő szárnyvastagság meghatározása, ezért érdemes a témát alaposan tanulmányozni és megkísérelni, hogy csökkenthető legyen a hajócsavar szárnyakban ébredő feszültség. Ezt csak úgy lehet megtenni, ha bizonyos feltételezéseket teszünk, amelyek jogosságát egyenként igazolni kell. Annak érdekében, hogy a hajlított tartó jól ismert képletét alkalmazni lehessen a hajócsavarszárnyra, feltételezzük, hogy a szárnynak az a szelvénye, amelyet adott sugárú henger metsz ki, a hengert érintő síkba fejthető. Ezt a szelvényt ezek után hajlított tartó szelvényeként foghatjuk fel. Ez a feltételezés valószínűleg a biztonság felé téved, mivel a tartóként kezelt hajlított szárny tényleges szilárdsága minden bizonnyal nagyobb, mint az abból kifejtett hengeres szelvényé.

Előre és hátrafelé ható erők és nyomatékok. Amikor a hajócsavarszárnyra ható erőket vizsgáljuk, érdemes ezt külön megtenni a tengelyirányú erőkkel, azaz a tolóerővel, illetve az arra merőleges keresztirányú erőkkel, amelyek a forgatónyomatékot hozzák létre. Alkalmazhatjuk Rankine elméletének *tárcsaelvét*, amely szerint a szárnyon egy adott sugárnál keletkező tolóerőt arányosnak vehetjük a tengelyvonalától mért távolsággal.

Ezeket a mennyiségeket betűkkel jelölve, ha dT jelöli az elemi tolóerőt, amelyet a dr vastagságú gyűrű hoz létre r sugárnál, felírhatjuk, hogy $dT = krdr$, ahol k állandó tényező a szárny mentén, amely a teljes tolóerőtől függ. Ezt integrálva kapjuk a következő kifejezést a tolóerőre

$$T = \frac{1}{2}kr^2$$

Az integrálás intervallumának határai $d_1/2$ és $d/2$, ahol d_1 az agyátmérő és d a hajócsavar átmérője, T_0 pedig a szárnyon ébredő teljes tolóerő, felírhatjuk, hogy

$$T_0 = (k/2)((d^2/4)-(d_1^2/4))$$

Ebből kiszámíthatjuk k értékét, mivel a fenti képlet átrendezésével

$$k = 8T_0/(d^2-d_1^2)$$

Határozzuk meg a T_1 tolóerőt a szárnycsúcstól az r_1 sugárig. Felírhatjuk

$$\begin{aligned} T_1 &= (k/2)((d^2/4)-r_1^2) = (4T_0/(d^2-d_1^2))((d^2/4)-(d_1^2/4)+(d_1^2/4)-r_1^2) = \\ &= T_0(1-(4r_1^2-d^2)/(d^2-d_1^2)) \end{aligned}$$

A fentiek alapján ha $r_1 = d_1/2$ (szárnytő), akkor $T_1 = T_0$, ha pedig $r_1 = d/2$ (szárnycsúcs), akkor $T_1 = 0$, ami várható. Azonban nemcsak a tolóerőt kell ismernünk minden egyes sugáron, hanem az ott ható nyomatékot is. Az r sugáron ható dT elemi tolóerő nyomatéka $dT(r-r_1) = kr(r-r_1)dr$.

Nevezzük dM_1 -nek az elemi tolóerő nyomatékát. Ekkor

$$dM_1/dr = k(r^2+r_1r) = 8T_0/(d^2-d_1^2)(r^2+r_1r)$$

$$M_1 = 8T_0/(d^2-d_1^2)[(r^3/3)-(r_1r^2/2)] \text{ az } r_1-d/2 \text{ intervallumban integrálva}$$

Egyszerűsítés után:

$$M_1 = (T_0/(3(d^2-d_1^2)))(d^3-3r_1d^2+4r_1^3)$$

Az agynál levő szelvényben $r_1 = d_1/2$, tehát behelyettesítés és egyszerűsítés után:

$$M_1 = T_0(2d^2-dd_1-d_1^2)/(6(d+d_1))$$

Tételezzük fel, hogy a tolóerő koncentráltan hat a $k_1(d/2)$ sugáron. Ezzel

$$M_1 = T_0(k_1(d/2)-(d_1/2))$$

Ha most egyenlővé tesszük M_1 két kifejezését, a következő eredményre jutunk

$$k_1(d/2)-(d_1/2) = (2d^2-dd_1-d_1^2)/(6(d+d_1))$$

amelynek egyszerűsítésével

$$k_1 = 2(d^2-dd_1-d_1^2)/(3d(d+d_1))$$

A fenti képletben k_1 értéke kizárólag a d_1 agyátmérő és a d csavarátmérő arányától függ. Numerikus értékei a következőkben láthatóak:

$d_1 = d/10$	$2d/10$	$3d/10$	$4d/10$
$k_1 = 0,673$	0,689	0,713	0,743

A k_1 tényezőnek ezek az értékei jó egyezést mutatnak azokkal az értékekkel, amelyeket teljesen más módszerekkel lehet nyerni Froude szárnyelméletének alapján. Annak értelmében k_1 megközelítően állandó, értéke 0,7.

Keresztirányú erők és nyomatékok. Foglalkozzunk most a hajócsavar forgását előidéző keresztirányú nyomatékkal, amelyet jelöljünk M_2 -vel. Jelölje dQ az elemi keresztirányú erőt font mértékegységben r sugárnál. Jelölje továbbá p az emelkedést lábban, s a szlipet, illetve e az elemi szárnyrész hatásfokát r sugáron. Ebben az esetben az a teljes

BBBZ kódex

munka, amelyet a szárnyelem végez egy fordulat alatt font x láb mértékegységben: $dQ \times 2\pi r$.

Ebből a csavar által elvégzett elemi hasznos munka

$$dQ \times 2\pi r \times e = dT \times p(1-s) = krdrp(1-s)$$

azaz $dQ/dr = kp(1-s)/2\pi e$

A fenti egyenlet jobb oldalán álló mennyiségek a teljes szárny mentén állandóak e kivételével, amelynek változása valószínűleg nem túl nagy a szárnyon azon a részen, amely a munka legnagyobb részét végzi, ezért tételezzük fel, hogy konstans, és írjuk fel a következőt: $dQ/dr = g$, ahol g konstans tényező, amelynek értékét meg kell határozni. Láttuk, hogy $dQ \times 2\pi r$ az az elemi munka font x láb mértékegységben, amelyet a szárnyelem egy fordulat alatt végez. Ebben az esetben $\int dQ 2\pi r =$ az a munka, amelyet a szárny egy fordulat alatt végez $= 33.000P_1/N$, ahol P_1 egy szárny által felvett teljesítmény. Tehát

$$\begin{aligned} 33.000P_1/N &= \int dQ 2\pi r = \int g 2\pi r dr = [\pi g r^2] \quad d_1/2 \text{ és } d/2 \text{ között integrálva} \\ &= (\pi/4)g(d^2-d_1^2) \end{aligned}$$

azaz $g = (4 \times 33.000/\pi)(P_1/N)(1/(d^2-d_1^2)) = 42.017(P_1/N)(1/(d^2-d_1^2))$

Ezzel M_2 , vagyis a keresztirányú nyomaték bármelyik r_1 sugárnál, amelyet a szárnycsúcstól az adott r_1 sugárig az elemi keresztirányú erők okoznak, a következőképpen írható fel

$$\begin{aligned} M_2 &= \int dQ(r-r_1) = g \int (r-r_1) dr = g[(r^2/2)-rr_1] \quad r_1 \text{ és } d/2 \text{ között integrálva} \\ &= (g/2)((d/2)-r_1)^2 \end{aligned}$$

A g értékének behelyettesítése és egyszerűsítés után:

$$M_2 = 5.252(P_1/N)((d-2r_1)^2/(d^2-d_1^2))$$

A keresztirányú eredő erő hatásvonalának helyét úgy határozhatjuk meg, hogy felírjuk

$$\int dQ = g \int dr = g((d/2)-r_1) \text{ az integrálás intervalluma } r_1 \text{ és } d/2 \text{ között}$$

Az erő karjának meghatározásához r_1 helyéhez képest a nyomatékokat elosztjuk az eredő erővel

$$(g/2((d/2)-r_1)^2)/(g((d/2)-r_1)) = (1/2)((d/2)-r_1)$$

Tehát a keresztirányú eredő erő hatásvonala ezzel a módszerrel a szárnycsúcs és a vizsgált metszet közé esik középre.

Így ha $k_2(d/2)$ a teljes szárnyon ébredő eredő erő hatásvonalának helyét jelöli a hajócsavar tengelyétől, ahol a d_1 az agy átmérőt jelöli, felírhatjuk

$$k_2(d/2) = \frac{1}{2}d_1 + \frac{1}{2}((d/2) - (d_1/2))$$

azaz $k_2 = \frac{1}{2}(1 + (d_1/d))$

Az alábbiakban láthatjuk k_2 értékeit d_1/d függvényében.

$d_1/d =$	0,1	0,2	0,3	0,4
$k_2 =$	0,55	0,6	0,65	0,7

Ezek meglehetősen jól megegyeznek k_2 azon értékeivel, amelyeket a szárnyelmélet teljesen eltérő és sokkal bonyolultabb módszereivel kapunk meg. Ezek az utóbbiak a szokatlanul nagy 2-es emelkedésvizonyhoz tartozó 0,710 értéktől az 1-es emelkedésvizonyú csavarnál kapott 0,600 értékig változtak.

Foglaljuk össze a kapott eredményeket. Jelölje

d a hajócsavar átmérőjét lábban,

d_1 az agy átmérőjét vagy a szárnytő átmérőjét,

r_1 a sugarat addig a pontig, ahol a szelvény vastagságát akarjuk meghatározni,

T_0 egy szárny teljes tolóerejét fontban,

P_1 egy szárny által felvett teljesítményt,

N a percenkénti fordulatszámot,

M_1 a hosszirányban ható hajlító-nyomatékot az r_1 sugáron font x láb egységben,

M_2 a keresztirányú hajlító-nyomatékot az r_1 sugáron font x láb egységben.

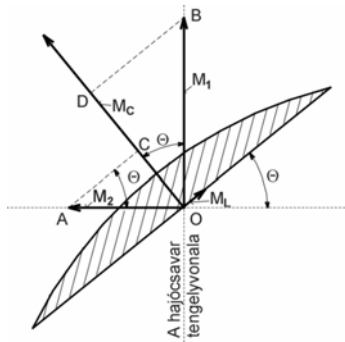
A nyomatékokra kapott képletek

$$M_1 = (T_0/3)((d+r_1)(d-2r_1)^2)/(d^2-d_1^2)$$

$$M_2 = 5.252(P_1/N)((d-2r_1)^2/(d^2-d_1^2))$$

A nyomatékok felbontása a szelvényekkel párhuzamos és azokra merőleges összetevőkre. Az eddig tárgyalt nyomatékok iránya fix, amely független a szelvények beállítási szögétől. A szelvények szöge azonban a sugárral változik, a következő nyilvánvaló lépés ezeknek a nyomatékoknak a felbontása a szelvény irányában és arra merőlegesen.

A szokásos hajócsavaroknál, amelyek tolóoldala valódi csavarfelület, a tolóoldal egyenes vonalba van kifejtve, és számításainknál a nyomatékokat ezzel a vonallal párhuzamosan és merőlegesen bontjuk fel. A változó emelkedésű csavarok esetében a felbontást a tolóoldal közepének érintőjével párhuzamosan végezzük. A 4.3.2.4.1.7 ábra szokásos (*Taylor idejében*) körszelet típusú szelvényt mutat hengeres alakjából kifejtve. Jelölje θ az emelkedési szöget, vagyis azt a szöget, amelyet a tolóoldal vonala zár be a tengelyre merőleges síkkal, a hajócsavar síkjával.



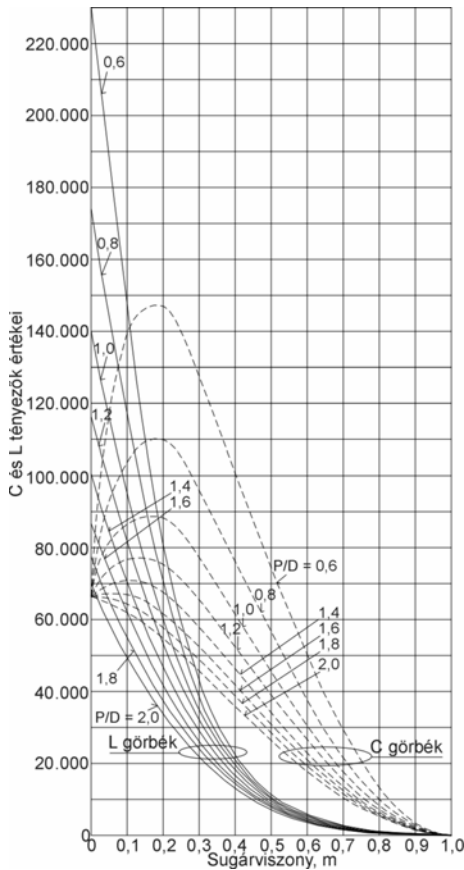
4.3.2.4.1.7 ábra A kifejtett szárnyszelvényre ható erők

Így $OB = M_1$ hosszirányú nyomaték, $OA = M_2$ keresztirányú nyomaték. Ha M_C jelöli az eredő nyomatéknak azt az összetevőjét, amely a tolóoldalra merőleges síkban hat, felírhatjuk az ábra alapján, hogy

$$M_C = OC + OD = M_1 \cos \theta + M_2 \sin \theta$$

Hasonlóképpen, ha M_l a tolóoldallal párhuzamos síkban ható nyomatékokat jelöli,

$$M_l = BD - AC = M_1 \sin \theta - M_2 \cos \theta$$



4.3.2.4.1.8 ábra C és L görbék a szelvényeket terhelő nyomatékok meghatározásához, paraméter az emelkedésvíszony maximális értéke

A θ emelkedési szög az emelkedés és a sugár függvénye. Ha p az emelkedést jelöli, r_1 pedig a sugarat, akkor

$$\tan \theta = p / 2\pi r_1 = (p/d)(d/(2\pi r_1))$$

Használjuk az a jelölést a p/d , azaz az emelkedésvíszony helyett. Ezzel

$$\begin{aligned} \tan \theta &= ad / (2\pi r_1) \\ \sin \theta &= ad / (a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2} \\ \cos \theta &= 2\pi r_1 / (a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2} \end{aligned}$$

Láttuk korábban, hogy $M_C = M_1 \cos \theta + M_2 \sin \theta$. Ha behelyettesítjük a fenti kifejezésekben kapott értékeket M_1 , M_2 , $\cos \theta$ és $\sin \theta$ helyébe, majd egyszerűsítünk, a következőt kapjuk

$$M_C = ((d-2r_1)^2 / ((d^2-d_1^2)(a^2 d^2 + 4\pi^2 r_1^2)^{1/2})) [(2\pi/3)T_0 r_1 (d+r_1) + 5.252adP_1/N]$$

Fejezzük ki r_1 és d_1 értékét a d átmérővel, ami a fő paraméter. Írjuk fel: $r_1 = md/2$ és $d_1 = cd$. Egyszerűsítés után:

$$M_C = ((1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [(\pi/6)T_0 md(2+m) + 5.252aP_1/N]$$

Ha mindezt elvégezzük M_l esetében is, a következőhöz jutunk:

$$M_l = ((1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [(T_0/6)ad(2+m) - 5.252(P_1/N)m\pi]$$

A konkrét hajócsavar tervezési esetekben ismerjük P_1 és N értékét, de T_0 ismeretlen. A két mennyiség közötti összefüggést kifejező képlet

$$T_0 p(1-s)N/33000 = eP_1$$

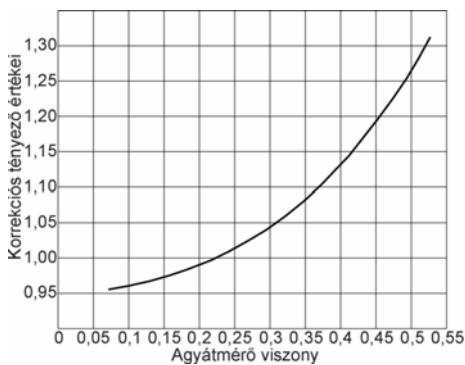
Mivel $p = ad$, ezzel

$$T_0 = 33.000eP_1 / (adN(1-s))$$

A gyakorlatban e csak közelítően ismert, azonban általában kevéssel kisebb, mint $1-s$ értéke a szokásos szlipeknél, illetve nagyobb, mint $1-s$ a nagyon magas szlip értékeknél. Ha tehát feltételezzük, hogy $e = 1-s$, az azt eredményezi, hogy a T_0 értékét általában nagyobbra becsüljük a valóságosnál. Vagyis általában a biztonság felé tévedünk kis mértékben, viszont sokkal egyszerűbbé tesszük a kifejezéseket. Írjuk tehát, hogy

$$T_0 = 33.000P_1 / (adN)$$

Vezessük még be a 12-es szorzót M_C és M_l esetében, hogy ezek a nyomatékok ne font x láb egységben legyenek kifejezve, mint eddig, hanem font-hüvelyk mértékegységben, hogy a hajócsavar szelvényeinek méretét hüvelykben lehessen írni.



4.3.2.4.1.9 ábra Agyátmérő viszony szerinti korrekciós tényező görbéje a C és L tényezőkhöz

Ezután helyettesítsük be T_0 fenti kifejezését M_C és M_l képletébe, szorozzuk meg 12-vel és egyszerűsítsünk. Így a következőt kapjuk

$$M_C = (63.024(1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [3,29(m(2+m)/a) + a] (P_1/N)$$

$$M_l = (132.000(1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [1-m] (P_1/N)$$

A fenti kifejezésekben P_1/N az a tényező, amelynek értéke az elvégzett munkától függ. A bonyolult törtekben előfordul m , amely a sugár arányos része; a , a teljes emelkedésvizony; valamint c , a hajócsavar és az agy átmérőjének viszonya. Így ezeket a bonyolult törteket egyszer s mindenkorra ki lehet számolni és diagramban felrajzolni. Ezzel tehát írhatjuk

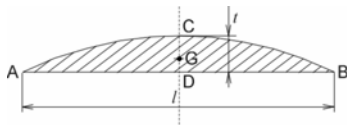
$$C = (63.024(1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) [3,29(m(2+m)/a) + a]$$

$$L = (132.000(1-m)^2 / ((1-c^2)(a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})) (1-m)$$

Tehát végül is $M_C = C(P_1/N)$ és $M_l = L(P_1/N)$.

A 4.3.2.4.1.8 ábra a C és L görbéit mutatja m függvényében különböző a paramétereknél. Ezeknél a görbéknél c értékét minden esetben $2/9$ nagyságúra vettük. Ez az érték jó közelítést jelent gyakorlati célokra. Mivel azonban a nagyon nagy agyagnál korrekcióra van szükség, a 4.3.2.4.1.9 ábrán szerepel a „korrekciós tényezők görbéje” az agyátmérőkhöz. Látható, hogy $m = 2/9$ értéknél a tényező értéke egy. Kisebb agyagnál a tényező egynél kisebb, a nagyobbaknál pedig egynél nagyobb. Azonban, ha csak az agy átmérője nem éri el a hajócsavar átmérő egyharmadát, vagy esetleg még nagyobb, nincs értelme korrigálni C és L szokásos értékeit a 4.3.2.4.1.8 ábrán látható $2/9$ értékhez megrajzolt görbékhez képest.

A szelvény keresztmetszeti tényezője. A fenti kifejezésekkel a 4.3.2.4.1.8 ábra alapján olyan hajócsavarnál, amelynek ismerjük a teljesítményét és fordulatszámát, könnyen és jó közelítéssel meghatározhatjuk bármelyik szelvénynél a hossz- és keresztirányú hajlító-nyomatékokat. A következő lépés az, hogy megvizsgáljuk a szelvény szilárdságát, amihez a kifejtett szelvényt használjuk. Ezt mutatja a 4.3.2.4.1.10 ábra. Jelöljük az AB szakaszt, azaz a szelvény hüvelykben megadott hosszát l -lel, a CD szakaszt pedig, amely szintén hüvelykben a szelvény vastagsága közepén, jelölje t . Legyen a szelvény súlypontja G , amely a CD szakaszon fekszik.



4.3.2.4.1.10 ábra A kifejtett szelvény

Jelölje a DG szakaszt gt , ahol g egy szorzószám. Legyen I_C , azaz az inercianyomaték a G ponton átmenő vízszintes tengely körül $k_C l t^3$, és I_l , vagyis a CD egyenes körüli inercianyomaték $k_l l^3 t$. Az ábrán látható szelvény esetében az M_C nyomaték miatti feszültségek:

$$\text{húzófeszültség az } A \text{ és } B \text{ pontban} = (gt/k_C l t^3) M_C = (g/k_C) (M_C / l t^2)$$

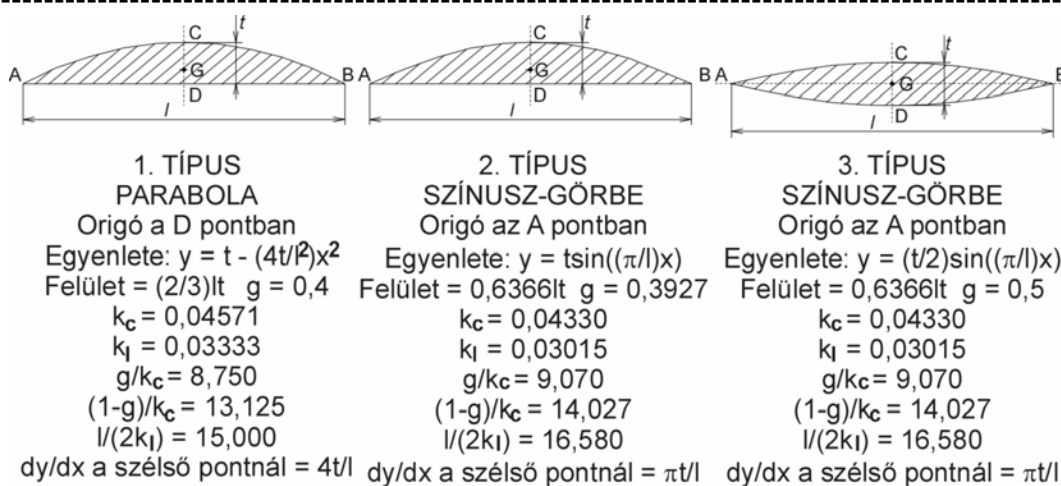
$$\text{nyomófeszültség a } C \text{ pontban} = (1-g)t / (k_C l t^3) M_C = ((1-g)/k_C) (M_C / l t^2)$$

Az M_l nyomaték miatti feszültségek, ha B a belépőél:

$$\text{húzófeszültség az } A, \text{ nyomófeszültség a } B \text{ pontban} = ((1/2)l / (k_l l^3 t)) M_C = (1 / (2k_l)) (M_l / l^2 t)$$

Ezek a kifejezések általános jellegűek. A g , k_C és k_l szorzók a szelvény típusától függenek, az l és t pedig a szelvény méretei. Érdekes tehát kidolgozni a g , k_C és k_l tényezők értékét az előforduló metszettípusok mindegyikére.

A leggyakoribb típus (*Taylor idejében*) a körszelet profil, ahol AB egyenes vonal, az ABC görbe pedig egy körív. Ez a szelvénytípus meglehetősen nehezen számolható, mert a szorzók változnak az arányokkal. A körszelet szelvény azonban gyakorlatilag szinte ugyanaz, mint a parabolikus hátoldal, tehát használhatjuk az utóbbit.



4.3.2.4.1.11 ábra Három szárnyszelvény-típus és a számításokhoz szükséges képletek

A szokásos parabolikus hátoldal mellett két másik azonos vastagságú szárnyszelvényt is megvizsgálunk. Egyiknél a parabolát szinuszhullám szakasza helyettesíti. A másiknál a vastagság egyenlően van elosztva a tolóoldal és a hátoldal között, mindkettő szinuszgörbe. A 4.3.2.4.1.11 ábra mutatja a három szárnyszelvény típust, mindegyik alatt látható a görbét jellemző egyenlet, a kifejezések a hossza és vastagságra vonatkozóan adják meg a területet illetve a szorzók értékét. A három szárnyszelvény típus fő adatai a 4.3.2.4.1.1 táblázatban láthatóak.

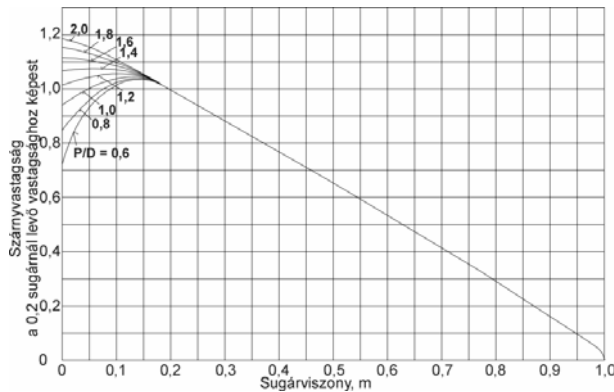
4.3.2.4.1.1 táblázat

	1-es típus	2-es típus	3-as típus
Max. húzófesz. helye	A	A	D
Max. húzófesz. képlete	$(g/k_c)(M_c/l t^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)$	$(g/k_c)(M_c/l t^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)$	$(g/k_c)(M_c/l t^2)$
Max. nyomófesz. helye	C	C	C
Max. nyomófesz. képl.	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$	$((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$

Nyomófeszültségek. Nem lehet megállapítani első pillanatban, hogy az 1-es és 2-es típusoknál a legnagyobb húzófeszültség nagyobb vagy kisebb a maximális nyomófeszültségnél. A gyakorlatban alkalmazott szárnyak vizsgálatánál azonban az derült ki, hogy a nyomófeszültség a nagyobb, és így csak ezzel kell foglalkozni olyan anyagok esetében, amelyek húzó- és nyomófeszültségre azonos mértékben vehetők igénybe.

A gyakorlatban tehát az látszik a legjobb tervezési eljárásnak, ha a szárny vastagságát a nyomófeszültség figyelembe vételével határozzuk meg, és aztán ellenőrizzük a meghatározott vastagságnál fellépő húzófeszültséget. Az olyan ritka esetekben, amikor a húzófeszültséget túl magasnak találjuk, könnyen elvégezhetjük a szükséges változtatásokat. A szárny hátoldalának közepénél ébredő nyomófeszültség képlete font per négyzethüvelykben a következő

$$\text{nyomófeszültség} = ((1-g)/k_c)(M_c/l t^2)$$



4.3.2.4.1.12 ábra Szükséges szárnyvastagságok görbéi a hátoldal felezővonalában állandó nyomófeszültség esetén

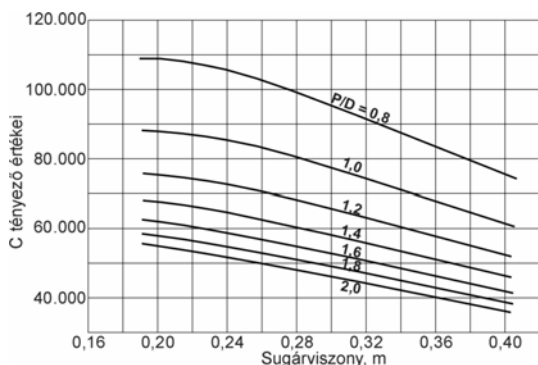
A hajlító-nyomaték $M_C = CP_1/N$, a 4.3.2.4.1.11 ábrából pedig látható, hogy mind a három szárnytípusnál a biztonságos érték $(1-g)/k_C$ számára 14. Tehát végül a számunkra legjobban használható képlet: maximális

nyomófeszültség a hátoldal közepén

$$= 14C(P_1/N)(1/l^2)$$

font per négyzethüvelykben, ahol C a 4.3.2.4.1.8 ábrából vehető ki.

A fenti képlet és a 4.3.2.4.1.8 ábra segítségével meghatározhatjuk a feszültséget, mégpedig nemcsak a szárnytő szelvényében, hanem a sugár mentén bármelyik pontban. A 4.3.2.4.1.12 ábra egy 0,2 közepes szárnyszélesség viszonyú, viszonylag széles szárnycsúccsal bíró csavarnál mutatja a szelvény közepén szükséges szárnyvastagságokat a 0,2 sugárviszonynál levő vastagság százalékában.



4.3.2.4.1.13 ábra A C tényező értékei az agy közelében

Az ábra független változója a sugárviszony, és a különböző emelkedéviszonyokhoz tartozó görbéket konstans nyomófeszültség értékhez rajzolták meg. A 0,2 sugárviszonyon túl a különböző emelkedéviszony értékekhez tartozó görbék annyira közel adódnak ki, hogy nem lehet

őket megkülönböztetni, 0,2 sugárviszony alatt a görbék szétválnak. Megfigyelhető, hogy a vastagsági görbe külső szakasza az ábrán nem egyenes, hanem kissé ívelt. Ez az íveltség azonban annyira csekély, hogy ha a hátoldal vonalát sugárirányban egyenesre választjuk, mivel a csúcsonál a vastagság nem zéró értékű, hanem a minimális önthető vastagsággal egyenlő, a feszültség gyakorlatilag konstans marad. Ha a hátoldal vonala nem egyenes lenne, hanem konkáv alakot venne fel, az egyeneshez képest csökkenteni lehetne a vastagságot és növelhető lenne a hatásfok a nagyobb sebességű hajócsavaroknál.

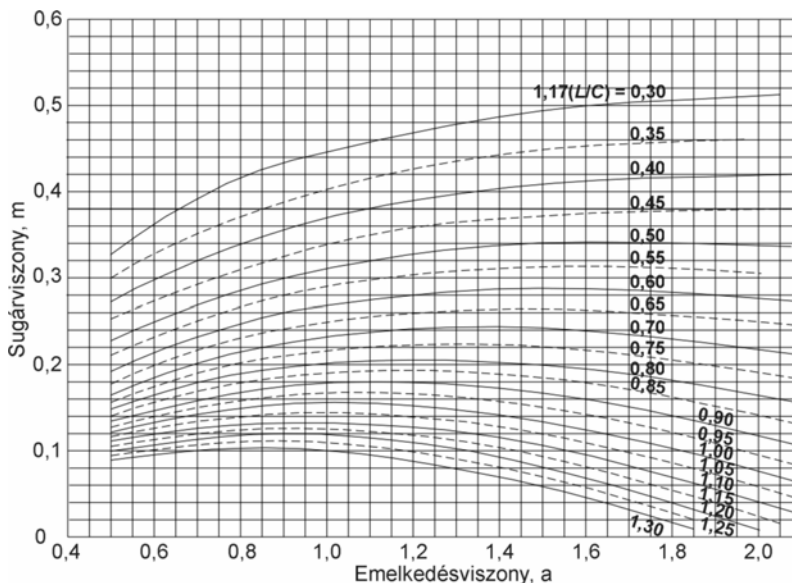
Az ábra azt is szemlélteti, hogy a kis aggyal rendelkező hajócsavaroknál – a hajócsavar átmérő 0,2-szeresénél kisebb – a vastagságot nem a szárnytőnél kell meghatározni, hanem a 0,2 sugárviszonynál, és az egyenes vonalat az agy felé meg kell hosszabbítani. A tervezési munka megkönnyítése érdekében került sor a 4.3.2.4.1.13 ábra

összeállítására. Ez az ábra a C értékeit tartalmazza a 0,2 és 0,4 sugárviszony között 0,8 és 2,0 közötti emelkedésviszonyú hajócsavarokhoz, tehát a gyakorlatban legfontosabb tartományban.

Húzófeszültségek. Ha visszatérünk a húzófeszültségek kérdéséhez, azt látjuk, hogy a 3-as típusú szelvény a legegyszerűbb. Ugyanakkora a maximális húzófeszültség értéke is, mint a nyomófeszültségé. Ezt a szelvényt azonban nem szívesen alkalmazzák. Az 1-es és 2-es típusú szelvényeknél az ügy nem ilyen egyszerű. Ha az A pontban ébredő maximális húzófeszültséget és a C pontban ébredő maximális nyomófeszültséget vesszük, és t_1 -gyel jelöljük a húzófeszültség tényezőt, azaz a maximális húzófeszültség és maximális nyomófeszültség viszonyát, annak képletét a következőképpen írhatjuk fel

$$t_1 = ((g/k_C)(M_C/l^2) + (1/(2k_l))(M_l/l^2 t)) / (((1-g)/k_C)(M_C/l^2))$$

Tudjuk, hogy $M_l/M_C = L/C$, a 4.3.2.4.1.11 ábrából pedig bizonyos közelítéssel megkapjuk, hogy $g = 0,4$ és $k_l = 0,71k_C$.



4.3.2.4.1.14 ábra Az $1,17(L/C)$ tényező görbéi az emelkedésviszony és a sugárviszony függvényében

Amellyel egyszerűsítés után

$$t_1 = 0,666 + 1,17(L/C)(t/l)$$

L és C a 4.3.2.4.1.8 ábrában van megadva, a számítás további

megkönnyítéséhez azonban a 4.3.2.4.1.14 ábra megadja az $1,17(L/C)$ görbéit $m = 0,1$ és $0,4$ között, illetve a $0,6-2,0$ emelkedésviszony tartományra. Ez a gyakorlatban használt teljes tartomány. Azonban a keskeny öntöttvas szárnyaknál, ahol általában kicsi az agy, óvatosnak kell lennünk a húzófeszültségek meghatározása során.

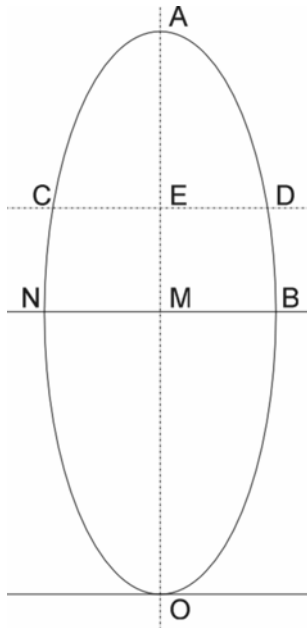
A centrifugális erő által keltett feszültségek. A hajócsavar szárnyban a tolóerő és a nyomaték által keltett feszültségeken kívül azok a nem elhanyagolható mértékű feszültségek is jelen vannak, amelyeket a centrifugális erő ébreszt. Ezeket bizonyos közelítéssel minden esetben komolyabb nehézség nélkül ki lehet számítani. Ha W jelöli a hajócsavar szárnyának azon részének a súlyát, amely egy adott szelvényhez tartozó r_1 sugáron kívül esik, r_2 a szárnyrész súlypontjához tartozó sugarat, v pedig a súlypont kerületi sebességét, illetve g szokás szerint a gravitációs gyorsulás jelölésére szolgál,

BBBZ kódex

akkor a szárnyrész forgása által okozott centrifugális erő a súlyponton áthaladó erő lesz, amely merőleges a forgástengelyre. Az erő nagysága fontban a következő képlettel írható fel

$$= (W/g)(v^2/r_2)$$

Az erő és annak hatásvonala ismeretében a szárnyrész vizsgált szelvényében ébredő feszültségeket a szilárdságtan módszereivel lehet meghatározni.



4.3.2.4.1.15 ábra Ellipszis alakú nyújtott szárnyfelület

Érdekes azonban elvégezni az általános matematikai vizsgálatot egy olyan esetben, amely kellően egyszerű ahhoz, hogy ezt el lehessen végezni, ugyanakkor eléggé hasonlít a valóságos hajócsavaroknál előforduló esetekre, és így lehetővé teszi számunkra, hogy alkalmazzuk a matematikai vizsgálat eredményeit, legalábbis kvalitatív módon, a valóságos hajócsavarokra. Ezen a módon általánosíthatjuk azokat a törvényszerűségeket, amelyek a hajócsavarszárnyakban a centrifugális jelenség hatására ébredő feszültségekre érvényesek.

A 4.3.2.4.1.15 ábra egy ellipszis alakú *nyújtott* szárnyat mutat, amely érinti a tengelyt az O pontban. Koncentráljuk mindegyik szelvény súlyát, amilyen pl. a CD , a szárny középvonalára, ebben az esetben a E pontba. Legyen bd a BN kistengely jelölése, ahol d a hajócsavar átmérője, b pedig egy törtszám.

Az ellipszis egyenlete az O pontra vonatkozóan, ahol a tengelyt érinti, a következő

$$y = b(2dr - 4r^2)^{1/2}$$

ahol r a sugarat jelenti, y pedig a félszélességet r sugárnál.

Ezzel a szelvényhossz

$$= 2y = 2b(2dr - 4r^2)^{1/2}$$

Helyettesítsük be r helyébe $md/2$, ahol m a hajócsavar sugárhoz képesti sugárviszony, amely zero O pontban és egységnyi értékű A pontban. A szelvényhossz ezzel

$$= 2bd(m - m^2)^{1/2}$$

A vastagságot illetően a tengelyen mért vastagság τd , ahol τ a szárnyvastagság tényező. A szárnycsúcs vastagságát nem szilárdsági megfontolások vezérik, mivel az öntési, stb. követelményektől függ, általában jóval nagyobb, mint amit a szilárdság megkövetel. A centrifugális erő vizsgálatánál viszont biztosaknak kell lennünk abban, hogy nem becsüljük alá, ezért feltételezzük, hogy a vastagság a csúcsnál a tengelyen mért

vastagság 0,15-szöröse. A nagyobb hajócsavaroknál a gyakorlatban ennél kisebb. Ebben az esetben, mivel a hátoldal középvonala egyenes vonal, a vastagság m -nél $\tau d(1-0,85m)$. Egyszerűség kedvéért tételezzük fel, hogy a metszet parabolikus, a szelvény területe

$$\begin{aligned} &= (2/3) \times \text{szélesség} \times \text{vastagság} = (2/3)(2bd(m-m^2)^{1/2})(\tau d(1-0,85m)) = \\ &= (4\tau bd^2/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2} \end{aligned}$$

Ezután már meg lehet határozni az m mint független változó függvényében felrajzolható görbék pontjait, és azokat grafikusán integrálni lehet a kívánt értékek meghatározásához.

Az elemi szárnytérfogat: szelvényterület $\times dr$

Mivel $r = md/2$, ezért $dr = (d/2)dm$

Tehát az elemi térfogat

$$= (2\tau bd^3/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

Legyen δ a szárny anyagának fajsúlya font per köblábadban

$$\text{elemi súly} = (2\delta\tau bd^3/3)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

$$\text{elemi centrifugális erő} = (\omega^2 r/g) \times \text{súly} = (\omega^2 md/2g) \times \text{súly} =$$

$$= (\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)m(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}dm$$

Nevezük az $\int(m(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2})dm$ kifejezést $\phi_1(m)$ -nek, ami m függvénye (integrálás intervalluma 1 és m között).

Ezzel a teljes centrifugális erő a csúcstól az m szelvényig

$$= (\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)\phi_1(m)$$

Ha nincs hátrahajlás, a centrifugális erő egyszerűen húzófeszültséget okoz a teljes szelvényben. Ez a feszültség

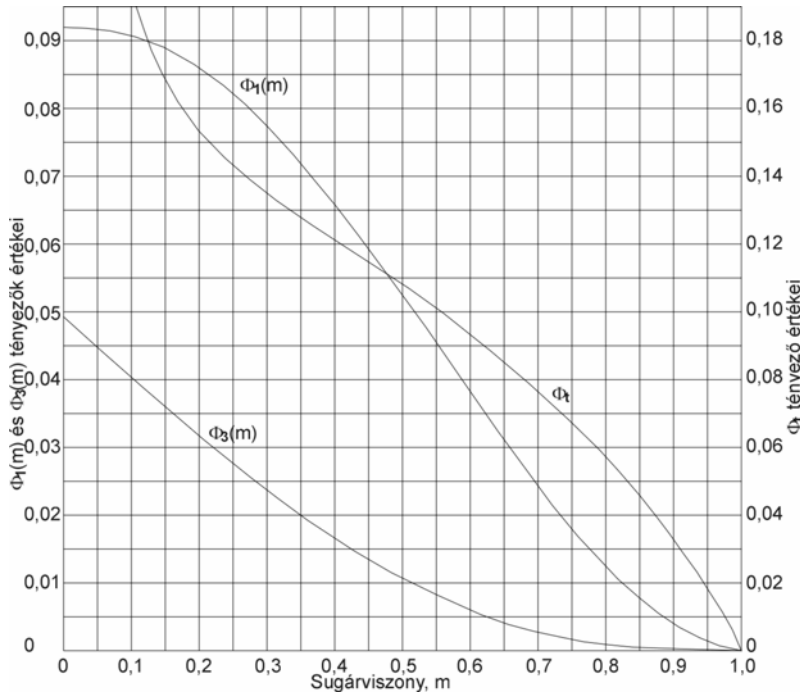
$$\begin{aligned} \text{erő/felület} &= ((\omega^2 \delta\tau bd^4/3g)\phi_1(m))/((4\tau bd^2)(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) \\ &= (\omega^2 \delta d^2)\phi_1(m) / (4g(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) \end{aligned}$$

font per négyzetlábadban

Ha font per négyzethüvelykben fejezzük ki, a feszültség értéke 1/144-ed része lesz a font per négyzetlábadban számolt értéknek. Tehát a feszültség képlete font per négyzethüvelykben abban az esetben, ha nincs hátrahajlás

$$= (\omega^2 \delta d^2)\phi_1(m) / (576g(1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}) = ((\omega^2 \delta d^2)/576g)\phi_2(m)$$

Látható tehát, hogy egy olyan hajócsavarszárnnyban, amelynek nincs hátrahajlása, a centrifugális erő okozta húzófeszültség a szárny anyagának fajsúlyától, a szárnycsúcs kerületi sebességének négyzetétől, azaz az $(\omega d)^2$ mennyiségtől és a $\phi_2(m)$ mennyiségtől függ, amely a szelvény sugárirányú helyének, a szárny alakjának, arányainak függvénye, azonban a feszültség független a mérettől és az emelkedéstől.



4.3.2.4.1.16 ábra Az ellipszis alakú szárnyakban ébredő centrifugális feszültségek számításánál használt $\Phi_1(m)$, Φ_t és $\Phi_3(m)$ tényező görbéi

A szögsebességet azonban sokkal jobb az N percenkénti fordulatszámmal kifejezni, így ω helyére a $2\pi N/60$ kifejezést tesszük. A másik egyszerűsítés, hogy elkerülhessük a kis tizedes számok

alkalmazását, bővítsük a törtet egy millióval. Ebben az esetben a hátrahajlás nélküli szárnyakban a centrifugális erőtlő keletkező húzófeszültség font per négyzethüvelyk egységben

$$\begin{aligned}
 &= (4\pi^2 N^2 / 3.600) \times (\delta d^2 / 576g) \times (1.000.000 / 1.000.000) \phi_2(m) = \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) [4.000.000 \pi^2 \phi_2(m) / (3.600 \times 576g)] = \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) [((4.000.000 \pi^2) / (3.600 \times 576g)) (\phi_1(m) / ((1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}))] \\
 &= \\
 &= (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t
 \end{aligned}$$

A 4.3.2.4.1.16 ábra a $\phi_1(m)$ és ϕ_t görbéit mutatja. Jól látható, hogy $\phi_1(m)$, amely a teljes centrifugális erővel arányos, mindig nő a csúcstól a tengely felé haladva, ahogy várható. Mivel a feltételezett szárnnyak a tengelyen nincs keresztmetszeti felülete, ϕ_t , amely a feszültséggel arányos, végtelen értékű a tengelynél, de gyorsan csökken, ahogy kifelé haladunk.

Mi azonban leginkább a hátrahajlás, vagyis a szárny ferdeségének hatását szeretnénk

megvizsgálni a centrifugális erő miatt a hajócsavarszárnnyban ébredő feszültségre. Jelölje id a szárny teljes hátrahajlását középvonala mentén, ahol i egy viszonylag kis törtszám, és tételezzük fel, hogy a szelvény súlya koncentrálna van a középvonalra. Ebben az esetben idm jelenti a hátrahajlást a tengelytől az m értéknek megfelelő sugárig.

Határozzuk meg most azt a nyomatékokat, amelyet a centrifugális erő abban a szelvényben hoz létre, amely m_1 -nek felel meg.

Az m_1 -től kifelé eső m -nél az elemi erő a korábbiak szerint

$$= (\omega^2 \delta \tau b d^4 / 3g) m (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2} dm$$

Karja m_1 sugárhoz képest $id(m - m_1)$. Ebből az elemi nyomaték

$$= (\omega^2 \delta \tau b i d^5 / 3g) m (m - m_1) (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2} dm$$

A nyomaték m_1 -re

$$= (\omega^2 \delta \tau b i d^5 / 3g) [(m^2 (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2}) dm - m_1 [(m (1 - 0,85m) (m - m^2)^{1/2}) dm]$$

Az integrálás intervalluma mindkét esetben 1 és m_1 között.

A második integrál $\phi_1(m)$, azonban az egészet jelölhetjük $\phi_3(m_1)$ kifejezéssel, és miután grafikus integrálással megkaptuk az eredményeket használhatjuk m -et m_1 helyett. Tehát a nyomaték a csúcstól m -ig

$$= (\omega^2 \delta \tau b i d^5 / 3g) \phi_3(m) = M$$

Az M_1 nyomaték abban a síkban hat, amely átmegy a tengelyen és a szárny középvonalán. A szelvényre gyakorolt hatását akkor tudjuk legjobban vizsgálni, ha felbontjuk a szelvénnel párhuzamos és arra merőleges összetevőkre.

Ha θ az emelkedési szög r sugárnál, $\tan \theta = p / (2\pi r) = p / \pi m d = a / \pi m$ amennyiben a -t használjuk a p/d emelkedésvizony jelölésére.

$$\text{Ebből } \sin \theta = a / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2} \text{ és } \cos \theta = \pi m / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2}$$

Ha M_C' és M_i' a szárny tolóoldalára merőleges és azzal párhuzamos nyomaték-összetevőket jelöli, felírhatjuk

$$M_C' = M \cos \theta = (\omega^2 \delta \tau b i d^5 / 3g) \pi \phi_3(m) (m / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})$$

$$M_i' = M \sin \theta = (\omega^2 \delta \tau b i d^5 / 3g) \phi_3(m) (a / (a^2 + \pi^2 m^2)^{1/2})$$

Végül pedig, ha a szelvény közepén elhelyezzük azokat az erőket, amelyek a nyomatékokat létrehozó erőkkel azonos nagyságúak és ellentétes értelműek, úgy találjuk, hogy a szelvényre egy erő és két erőpár hat. Az erő azzal a kifelé irányuló erővel

egyezik meg, amely akkor hat, ha nincs hátrahajlás. Az erőpárok merőlegesek a szelvényre illetve azzal párhuzamosak, és nyomatékuk fent látható. A következőkben megadjuk az erő és az erőpárok hatásait, utalunk a 4.3.2.4.1.10 ábrára, ahol B a belépőél.

1. Az erő a teljes szelvényben húzófeszültséget ébreszt.
2. A szelvényre merőleges erőpár nyomófeszültséget hoz létre C pontban és húzófeszültséget A és B pontban.
3. A szelvényel párhuzamos erőpár húzófeszültséget okoz A pontban és nyomófeszültséget B pontban.

Amikor a tolóerő és a forgatónyomaték által ébresztett feszültségeket vizsgáltuk, úgy találtuk, hogy a maximális nyomófeszültség C pontban ébred, a maximális húzófeszültség pedig A pontban. A centrifugális jelenség nyilvánvalóan jobban növeli a húzófeszültséget A pontban, mint B pontban. Emiatt a húzófeszültség szempontjából a centrifugális hatást csak A pontban kell vizsgálnunk.

Ami a nyomófeszültséget illeti, amikor nem vesszük figyelembe a centrifugális hatást, a maximális feszültség C pontban ébred. Az általa okozott húzófeszültség B és C pontban azonos mértékben csökkenti a nyomófeszültséget. A párhuzamos nyomaték növeli a nyomófeszültséget B -ben, a merőleges nyomaték pedig növeli a nyomófeszültséget C -ben. Azt kell kideríteni, melyik a nagyobb növelő hatás, és ha C pontban nagyobb a nyomófeszültség, akkor csak ott kell ellenőriznünk.

A parabola alakú szelvényekhez szükséges szorzókat a 4.3.2.4.1.11 ábrán találjuk.

Vegyük először a húzófeszültség növekedését A pontban. Három értékünk van.

Először az erő által okozott feszültség font per négyzethüvelykben

$$= ((\omega^2 \delta d^2)/576g)\phi_2(m)$$

Utána a szelvényre merőleges nyomaték által keltett feszültség

$$= 8,75 \times 12M_C/l^2$$

ahol a 12-es szorzóra azért van szükség, mert a feszültségeket négyzethüvelykre vonatkozóan akarjuk meghatározni, M_C pedig font x láb egységben szerepel.

A szelvényhossz értéke lábban $l = 2bd(m-m^2)^{1/2}$, ami $= 24bd(m-m^2)^{1/2}$ hüvelykben.

Ugyanígy a vastagság lábban $t = \tau d(1-0,85m)$, ez $= 12\tau d(1-0,85m)$ hüvelykben.

Tehát a húzófeszültség négyzethüvelykre vonatkoztatva A pontban a keresztirányú nyomaték miatt

$$= 105M_C'/(24 \times 144b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2)$$

Behelyettesítve M_C' értékét a húzófeszültség A pontban a keresztirányú nyomaték miatt

$$= (35\pi\omega^2 \delta \tau b i d^5 \phi_3(m)m) / ((1.152 \times 3)g b \tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}) =$$

$$= (35/3.456)(\pi/g)(i/\tau)(\omega^2 \delta d^2 \phi_3(m)m)/((m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})$$

Végül a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő feszültség A pontban

$$= 15 \times 12M_L' / l^2 t$$

Hasonló egyszerűsítés után megkapjuk a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt A pontban ébredő feszültséget

$$= (5/576)(1/g)\omega^2 \delta(i/b)d^2(\phi_3(m)a / ((m-m^2)(1-0,85m)(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2}))$$

Tételezzük fel, hogy F -fel jelöljük magát a centrifugális erő által ébresztett font per négyzethüvelyk húzófeszültséget, és a többi húzófeszültséget ennek függvényében fejezzük ki.

Felírhatjuk:

$$F = (\omega^2 \delta d^2 / 576g)\phi_2(m) = (\omega^2 \delta d^2 / 576g)(\phi_1(m) / ((1-0,85m)(m-m^2)^{1/2}))$$

Most az A pontban a szelvényre merőleges nyomaték által ébresztett húzófeszültség:

$$= (35\pi/6)F(i/\tau)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(m / ((1-0,85m)(m-m^2)^{1/2})) = (2/3)F(i/\tau)\phi_4$$

Az A pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték által keltett húzófeszültség pedig:

$$= 5F(i/b)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(a / ((m-m^2)^{1/2}(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})) = F(i/b)\phi_5$$

A fenti kifejezésekben ϕ_4 és ϕ_5 tartalmazza a és m értékét is, és ezért ezeknek a kifejezéseknek az értékeit legjobban paraméteres görbeseregéből álló diagramokban lehet megadni.

Vizsgáljuk meg most a C pontban a szelvényre merőleges nyomaték által ébresztett nyomófeszültséget. Ez a következőképpen fejezhető ki:

$$= (13,125 \times 12)M_C' / (lt^2)$$

A korábbiakhoz hasonlóan a szelvényhossz és vastagság hüvelykben

$$l = 24bd(m-m^2)^{1/2}$$

$$t = 12\tau d(1-0,85m)$$

A nyomófeszültség értéke ebből

$$= (13,125 \times 12)M_C' / ((24 \times 144)b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2) =$$

$$= (13,125/288)(\pi/3g)(\omega^2 \delta \tau b i d^5 \phi_3(m)m / (b\tau^2 d^3(m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2 m^2)^{1/2})) =$$

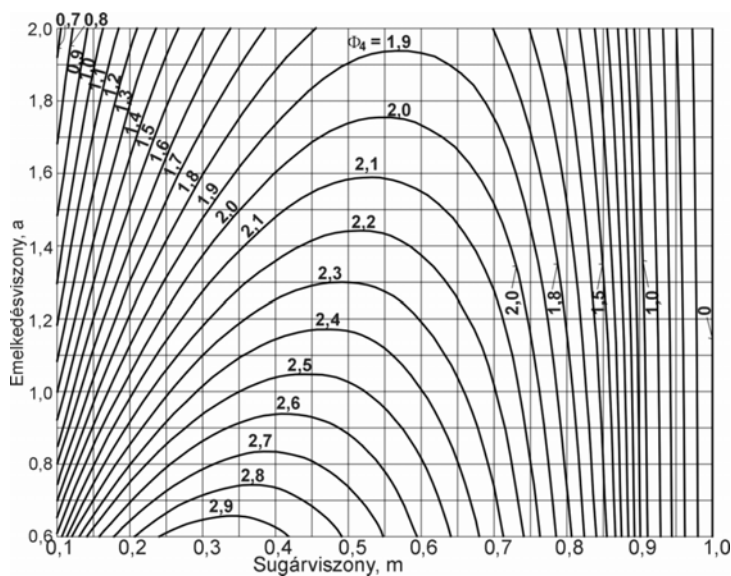
$$= (26,25/576g)(\pi/3)\omega^2 \delta d^2 (i/\tau)(\phi_3(m)m/((m-m^2)^{1/2}(1-0,85m)^2(a^2+\pi^2m^2)^{1/2}))$$

A nyomófeszültség F függvényeként C pontban

$$= F(i/\tau)(26,25\pi/3)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(m/((1-0,85m)^2(a^2+\pi^2m^2)^{1/2})) = F(i/\tau)\phi_4$$

Ezzel már ki tudjuk fejezni a C pontban ébredő többlet nyomófeszültség és a B pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő nyomófeszültség hányadosát. Az utóbbi megegyezik nagyságra az A pontban a szelvénnel párhuzamos nyomaték miatt ébredő húzófeszültséggel

$$= 5F(i/b)(\phi_3(m)/\phi_1(m))(a/((m-m^2)^{1/2}(a^2+\pi^2m^2)^{1/2}))$$



4.3.2.4.1.17 ábra A Φ_4 tényező görbéi

Tehát a két feszültségérték hányadosa

$$= (26,25\pi/15)(b/\tau)(m/a)((m-m^2)^{1/2}/(1-0,85m))$$

Kijelenthetjük biztonsággal, hogy a gyakorlatban b nagyobb, mint 4τ . Ha feltételezzük, hogy $b = 4\tau$, illetve $\pi = 22/7$, a fenti hányados

$$= 22(m/a)((m-m^2)^{1/2}/(1-0,85m))$$

Az agy esetében m értékét 0,2-re vagy többre vehetjük.

Ha $m = 0,2$ értéket helyettesítünk be, a fenti viszonyszám $= 2,12/a$. Ezzel a gyakorlatban előforduló hajócsavaroknál a C pontban a centrifugális erő miatt ébredő többlet nyomófeszültség mindig kisebb lesz, mint a B pontban a párhuzamos nyomaték által keltett. Ne felejtjük el azt sem, hogy B pontban a merőleges nyomaték miatt van egy ezzel ellentétes húzófeszültség is, tehát nyilvánvaló, hogy a maximális nyomófeszültség C pontban ébred, és emiatt csak ezzel kell törődni.

A 4.3.2.4.1.17 és 4.3.2.4.1.18 ábra a ϕ_4 és ϕ_5 görbéit mutatja a és m függvényében, a $\phi_1(m)$, ϕ_2 és $\phi_3(m)$ görbéi pedig, amelyek csak m -től függenek, a 4.3.2.4.1.16 ábrán láthatóak.

Végül a következő három képletünk van a centrifugális erő miatt ébredő feszültségekre font per négyzethüvelyk egységben.

Hátrahajlás nélkül húzófeszültség:

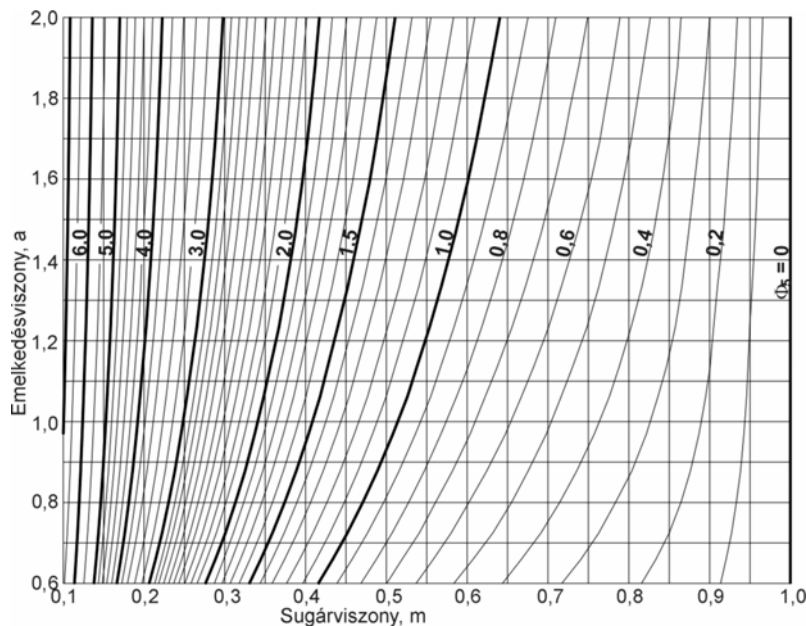
$$= F = (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t$$

Többszörös nyomófeszültség a szárny hátoldalának közepén:

$$= F((i/\tau)\phi_4 - 1) = (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t ((i/\tau)\phi_4 - 1)$$

Többszörös húzófeszültség a kilépőélnél:

$$= F((2/3)(i/\tau)\phi_4 + (i/b)\phi_5 + 1) = (\delta d^2 N^2 / 1.000.000) \phi_t ((2/3)(i/\tau)\phi_4 + (i/b)\phi_5 + 1)$$



4.3.2.4.1.18 ábra A ϕ_5 tényező görbéi

A fenti képletekben i a hátrahajlás és az átmérő hányadosa, τ a tengelyen mért szárnyvastagság és az átmérő hányadosa, b pedig a maximális szárny szélesség és az átmérő hányadosa, amelyet helyettesíthetünk az 1,188 x (közepes szárny szélesség viszony) mennyiséggel.

A fenti képletek és a hozzájuk tartozó ábrák szigorúan csak olyan hajócsavar szárnyakra érvényesek, amelyek kiterített felülete olyan ellipszis, amely érinti a tengelyt, és a szárnyvégnél a vastagság a tengelyen mért vastagság 0,15-szöröse.

Ezt a módszert fel lehet használni arra, hogy a $\phi_1(m)$, ϕ_t , $\phi_3(m)$, ϕ_4 és ϕ_5 görbéket bármilyen szárnytípushoz meg lehessen határozni, a 4.3.2.4.1.16, 4.3.2.4.1.17 és 4.3.2.4.1.18 ábra azonban a gyakorlatban jó közelítéssel alkalmazható bármilyen szárnyformájú körszelet szelvényekkel rendelkező szárny esetében, amennyiben az nem nagyon tér el az ellipszistől.

Mivel a centrifugális erő miatti feszültségek a szárnycsúcs-sebesség négyzetével nőnek, nyilvánvaló, hogy sokkal jobban oda kell rájuk figyelni a gyorsan forgó hajócsavarok esetében, mint a mérsékelt fordulatszámúaknál. Tételezzük fel, hogy olyan bronz hajócsavarról van szó, amelynél a dN értéke 4.000, vagyis a szárnycsúcs kerületi sebessége több, mint 12.000 láb per perc. Bronznál kb. $\delta = 525$ fajsúllyal lehet számolni. A húzófeszültség az erő miatt így $F = 525 \times 16 \phi_t = 8.400 \phi_t$. Az $m = 0,3$ sugárviszonynál $\phi_t = 0,135$ hozzávetőleg, így $F = 1.134$. Ha az emelkedésviszony 1

BBBZ kódex

körül van, kb. $\phi_4 = 2 \frac{1}{3}$, és ha i/τ értéke 3 körül van, vagyis a hátrahajlás háromszor akkora, mint a tengelyen mért vastagság, akkor $(i/\tau)\phi_4 - 1 = 6$, vagyis a 0,3 sugárviszonynál a többlet nyomófeszültség értéke 6.700, ami jelentős érték. Amint a csúcs sebessége csökken, a centrifugális erő okozta feszültségek gyorsan csökkennek, de jó megoldásnak látszik a hátrahajlás elhagyása, hogy értékük csökkenjen. Emellett talán még az is tanácsos, hogy a nagy sebességű hajócsavaroknál kis mértékű előrehajlást alkalmazzunk, ami a centrifugális hatás miatti húzó- és nyomófeszültségek kiegyenlítését teszi lehetővé. Hátramenetben a centrifugális hatás és a tolóerő miatti feszültségek szuperponálódnak, de hátramenetben a hajócsavarokat nem járattják teljes sebességgel.

A centrifugális erő okozta feszültségek számításánál a δ értéke bronznál 525, öntöttvasnál 450 és öntött acélnál 475.

A gyakorlatban megengedhető feszültségek. A nagy sebességű hajócsavaroktól eltérően, amelyeknél a centrifugális erő által keltett feszültségek számítását külön kell elvégezni, az esetek többségében ezek a feszültségek nem túlzottan jelentősek, és figyelembe lehet őket venni úgy, hogy kisebb megengedett feszültségértékeket használunk a fő funkcióból származó feszültségek számításához használt alábbi képletekben. Nyomófeszültség font per négyzethüvelykben

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/lt^2)$$

Húzófeszültség font per négyzethüvelykben

$$S_T = S_C(0,666+1,17)(Lt/(Cl))$$

Amikor bármilyen hajócsavarszárny esetén ezeket a képleteket alkalmazzuk a szárnytő szelvényére, ismerjük C , P_1 , N és L értékét. Ebből kiszámítjuk t -t úgy, hogy megfelelő értéket adunk S_C -nek, majd kiszámítjuk S_T értékét, és megnézzük, annak az értéke megfelelő-e. De végül is, hogy milyen a megfelelő S_C érték az egyes anyagok esetén, amelyekből hajócsavar-szárnyak készülhetnek, azt nem lehet önkényesen eldönteni kizárólag az anyag húzó- vagy nyomószilárdsága alapján. Egyrészt képleteink közelítéseket tartalmaznak.

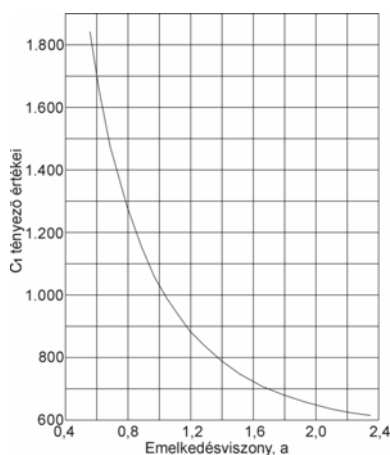
A szilárdságtani elvek alkalmazhatósága érdekében azzal kezdtük a vizsgálatot, hogy a szárny hengeres szelvényét ideális sík szelvénybe fejtettük ki. Valószínű, hogy ez az ideális szelvény gyengébb, mint a valóságos szelvény, különösen a változó emelkedésű hajócsavarok esetében. Ha tehát ez lenne az egyetlen zavaró tényező, a képletekben magasabb feszültségeket engedhetnénk meg, mert a képletekből meghatározható feszültségek nagyobbak lennének a valóságos feszültségeknél. Amikor azonban a hajócsavarok üzemi körülményeit vesszük figyelembe, számos egyéb zavaró körülményt találunk, amelyeket nem tudunk számításba venni. A képletben P_1 a csavarszárny által felvett átlagos teljesítmény. A szárny azonban a csavarkör felületén uralkodó sodoreloszlás miatt még sima vízen is az átlagosnál több teljesítményt vesz fel egy fordulat megtétele során az egyik szakaszban, illetve kevesebbet egy másik

részében. Hullámos vízen pedig a hajó mozgásának és a hajócsavar kiemelkedésének köszönhetően megtörténhet, hogy a szárnyban olyan feszültségek ébrednek, amelyek jócskán meghaladják az átlagos felvette teljesítménynek megfelelő értékeket. Ez különösen a turbinával hajtott hajócsavarokra lehet igaz. A dugattyús gépeknél olyan esetben, amikor a hajócsavar abnormálisan nagy ellenállásba ütközik, a főgép igen hamar lelassul, a mozgó alkatrészek kinetikai energiája pedig hamar felemésződik. A turbináknál azonban sokkal nagyobb a mozgó alkatrészeknek a hajócsavarkör felületének egységére eső kinetikai energiája, mint a dugattyús gépeknél, a lendkerékhatás pedig, amelyet a mozgó alkatrészek okoznak, képes viszonylag nagy többletfeszültséget ébreszteni.

Ahhoz, hogy tudományos pontossággal lehessen meghatározni a megengedhető feszültségeket a képletben való alkalmazáshoz, valószínűleg természetes nagyságban kellene elvégezni hajócsavarokon a roncsolásos tesztek – ami a gyakorlatban nem kivitelezhető. A legjobb megoldás az lenne, ha olyan hajócsavarokhoz, amelyek már a szolgálat során megfelelőnek bizonyultak, kiszámolnánk a képlettel a feszültségeket, illetve olyanoknál is, amelyek gyengeségeket mutattak. Így meghatározhatjuk a gyakorlatban kielégítő pontossággal azokat a maximális feszültséget, amelyek megengedhetőek. A biztos elméleti alapon álló képletnek ebben az összefüggésben az lenne az előnye, hogy az a feszültség, amelyet például megfelelőnek találunk egy kisebb emelkedésvizonyú gyorsan forgó hajócsavarnál, majdnem ugyanolyan kielégítő lenne egy nagyobb emelkedésű hajócsavarnál és ellenkezőleg, tehát kielégítő megengedhető feszültségeket lehetne nyerni kevesebb adattal, mint olyankor, ha egy leginkább ökölszabályszerű képletből tesszük ezt.

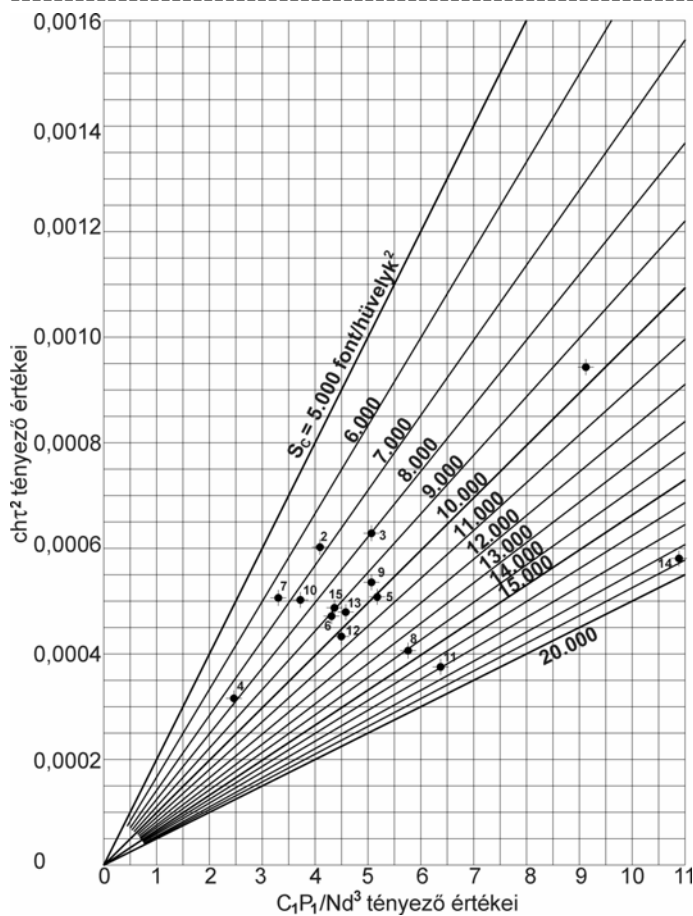
Vannak előnyei egy egyszerű fél-grafikus módszer alkalmazásának, amely lehetővé tenné, hogy elkészült járművekből nyerjünk adatokat a jövő tervezési munkákhoz. A szokásos körszelet szelvényű szárnyak esetében végső képletként az S_C nyomófeszültség kiszámításához font per négyzethüvelyk egységben a következő formulát fogadtuk el

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/l^2)$$



4.3.2.4.1.19 ábra A $0,2R$ sugáron érvényes C_1 tényező görbéje

ahol C egy szorzószám, amely a sugártól és az emelkedésvizonytól függ, P_1 a szárny által felvett teljesítmény, N a hajócsavar percenkénti fordulatszámát jelöli, l és t pedig rendre a szárny szelvényhosszát és vastagságát jelenti hüvelykben. A C , l és t értékeket általában S_C értékeinek meghatározásához használjuk a hajócsavar $0,2$ sugárviszonyánál. Fejezzük ki l és t értékét a már használt szorzószámokkal és viszonyszámokkal.



4.3.2.4.1.20 ábra A nyomófeszültség görbéi cht^2 és C_1P_1/Nd^3 függvényében

A szelvényhossz ezzel $l = 12chd$, ahol d az átmérő lábban, h a közepes szárny szélesség viszony, c pedig a szárny alakjától függő szorzószám. Ha τd jelöli szokás szerint a tengelyen mért vastagságot, $k\tau d$ pedig a szárny vastagságát a szárnycsúcsnál, akkor a 0,2 sugárnál a vastagság

$$t = 12\tau d(k + 0,8(1-k)) = 12\tau d(0,8 + 0,2k)$$

A gyakorlatban k értéke ritkán kisebb, mint 0,1 vagy nagyobb, mint 0,2. Látjuk, hogy ha $k = 0$, $t = 9,6\tau d$, $k = 0,1$, $t = 9,84\tau d$, $k = 0,2$, $t = 10,08\tau d$. A gyakorlatban tehát elég jó közelítés, ha azt mondjuk, hogy $t = 10\tau d$. Ezzel

visszatérve a feszültség képletéhez, felírhatjuk

$$S_C = 14C(P_1/N)(1/12chd)(1/100\tau^2 d^2) = (14C/1200)(P_1/Nd^3)(1/cht^2)$$

Legyen $C_1 = 14C/1200$.

A 4.3.2.4.1.19 ábra az emelkedéviszony függvényében mutatja C_1 görbét a 0,2 sugárviszonyhoz.

Ezzel

$$S_C = (C_1P_1/Nd^3)(1/cht^2)$$

Helyettesítsük be most a $(C_1P_1/Nd^3) = x$ és $cht^2 = y$ kifejezéseket, ezzel

$$S_C = x/y$$

A 4.3.2.4.1.20 ábra az S_C értékek görbéit mutatja x és y függvényében. Egy adott hajócsavar esetében ismerjük vagy könnyen kiszámíthatjuk cht^2 és C_1P_1/Nd^3 értékeit. Ebből a 4.3.2.4.1.20 ábrán megtaláljuk azt a pontot, amely megfelel az adott hajócsavarnál a szárnytőben ébredő S_C nyomófeszültségnek font per

négyzethüvelykben. A 4.3.2.4.1.20 ábrán kereszttel van jelölve több olyan pont, amelyek mindegyike egy adott valóságos hajócsavarnak felel meg. Ezeknek szinte mindegyike hadihajó, és anyaguk bronz vagy hasonló erős ötvözet. Tervezési munkánál érdemes a 4.3.2.4.1.20 ábrát nagyobb méretben elkészíteni.