

**BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM**  
**REPÜLŐGÉPEK ÉS HAJÓK TANSZÉK**

Korenychy Tamás

Terelőlapos tőkesúly-profil kialakítások numerikus áramlástanai vizsgálata

**DIPLOMATERV**

**BUDAPEST**

2009

## A diplomaterv összefoglalása

Az első két fejezetben bevezetésként röviden áttekintem a vitorlás hajók tökesúlyának feladatait és történelmi fejlődését.

Ezt követően a harmadik részben bemutatom a tökesúlyok fő méreteit, geometriai arányszámait, majd ismertetem a szárnyprofilokon ébredő erőket. Külön elemzem azt, hogy milyen összetevőkből áll az ellenálláserő.

A negyedik fejezet elején a profilok jellemző méretei és a rajtuk keletkező erők közti összefüggéseket tárgyalom. Ismertetem, hogy ezek alapján mely profilok alkalmazása vált be tökesúlyok esetében. Bemutatok egy példát az ún. inverz profiltervezésre is. Ezután a szimmetrikus profiloktól elszakadva, sorra veszem az aszimmetrikus profilok alkalmazásának lehetőségeit.

Az ötödik fejezetben bemutatom a terelőlapos profilt, mint az eddig leginkább bevált megoldást, majd ismertetem előnyeit és hátrányait, nehézségeit. Összehasonlítom a hagyományos terelőlap megoldást a Gabriel Heyman által javasolttal, és mindkét típusból változatokat képek. Ezek közül kiválasztok néhányat az összehasonlító vizsgálathoz.

A hatodik fejezetben először egy rövid ismertetést adok a numerikus szimulációkhoz használt hálókról, majd elkészítem a profilok hálózását. Külön ügyelek a határréteg megfelelő felbontására, és az elkészült hálót cellatorzultság szempontjából is ellenőrzöm. Ezt követően beállítom az anyagjellemzőket, peremfeltételeket, turbulencia-modellt, majd egy ismert mérési adatokkal rendelkező profil alapján elvégzem a numerikus megoldás eredményeinek igazolását. Elemzem az eredményeket, ellenőrzöm a határréteg felbontását. Megvizsgálom a hibák okait, ezek hatásait, ill. csökkentésük lehetőségeit.

Következő lépésként lefuttatom a szimulációkat a választott profilokra.

A hetedik fejezetben bemutatom az eredményül kapott  $C_L$ - $\alpha$ ,  $C_D$ - $\alpha$  és  $L/D$ - $\alpha$  görbéket, és igyekszek magyarázatot találni a profilok közt mutatkozó különbségekre.

A kétdimenziós vizsgálat után a profilok eredményeit átszámítom két, a gyakorlatban előforduló karcsúságú tökesúly esetére, és megvizsgálom az így kapott  $L/D$ - $\alpha$  görbéket is. Ezek alapján következtetéseket vonok le a terelőlapos tökesúlyok alkalmazásai lehetőségeivel kapcsolatban mind versenyhajók, mind pedig túrahajók esetében.

Az utolsó, nyolcadik fejezetben összegzem az eredményeket, majd megosztom tapasztalataimat, meglátásaimat a CFD hajótervezésben való felhasználásával kapcsolatosan. Végezetül áttekintem a diplomamunka megírása közben felmerült további kutatási lehetőségeket.

## Tartalomjegyzék

Ábrajegyzék.....	3
1. A tőkesúly szerepe a vitorlás hajókon .....	6
1.1. Stabilitás biztosítása .....	6
1.2. Oldalerő biztosítása, sodródás csökkentése.....	6
1.3. A laterál felület súlypont helyzetének befolyásolása .....	7
1.4. Iránytartás biztosítása.....	7
2. A tőkesúlyok fejlődése.....	8
2.1. A kereskedelmi vitorlások kora .....	8
2.2. A korai sportvitorlások.....	8
2.3. A mai vitorlás hajók.....	8
3. Modern tőkesúlyok .....	11
3.1. Geometria .....	11
3.2. Erők a tőkesúlyon .....	12
3.2.1. A felhajtóerő .....	12
3.2.2. Az ellenálláserő, és felbontása komponensekre.....	15
3.2.2.1. Profilellenállás .....	15
3.2.2.1.1. Súrlódási ellenállás.....	15
3.2.2.1.2. Alakellenállás.....	16
3.2.2.2. Interferencia ellenállás .....	16
3.2.2.3. Hullámellenállás .....	16
3.2.2.4. Indukált ellenállás.....	16
4. Tőkesúly-profilok ideális kialakításának lehetőségei .....	18
4.1. Szárnyprofilok jellemző méretei, paraméterei .....	18
4.2. A maximális vastagság és az erőtényezők összefüggései .....	19
4.3. Nyomáseloszlás célirányos megtervezése, profiltervezés .....	19
4.4. „Szabványos” profilok használata .....	21
4.5. Aszimmetrikus profil használatának gondolata, megvalósítási lehetőségek .....	22
4.5.1. Forgatható tőkesúly .....	23
4.5.2. Profil kismértékű alakítása.....	23
4.5.3. Terelőlap.....	23
5. Terelőlapok .....	24
5.1. Terelőlap használatának előnyei, és nehézségei.....	24
5.2. A hagyományos megoldás és kritikája.....	24
5.3. Gabriel Heyman javaslata.....	25
5.4. A két megoldás összehasonlítása.....	25
6. Összehasonlító vizsgálat FLUENT rendszerben .....	29
6.1. Bevezetés .....	29
6.2. A numerikus megoldás igazolása egy ismert mérési eredményekkel rendelkező profil alapján .....	30
6.2.1. Hálózás.....	30
6.2.1.1. A hálózásról általában.....	30
6.2.1.2. A vizsgált tőkesúly-profilok hálózása.....	31
6.2.1.2.1. A távotér méretének meghatározása .....	31
6.2.1.2.2. Az állásszög-változtatás megvalósítása .....	32
6.2.1.2.3. A határréteg felbontása, falkezelés.....	33
6.2.1.2.4. Távotér, peremfeltételek .....	35
6.2.2. Turbulenciamodell .....	36
6.2.3. Szoftverbeállítások, futtatási paraméterek.....	37
6.2.4. Eredmények, értékelés, következtetések .....	38
6.2.4.1. Fejhajtóerő és ellenálláserő görbék .....	38

6.2.4.2.	A dimenziómentes faltávolság ellenőrzése .....	41
6.2.4.3.	A távltér méretének hatása .....	42
6.2.4.4.	Kritikai észrevételek a hálóval kapcsolatban .....	43
6.3.	A különböző terelőlap-kialakítások vizsgálata.....	47
7.	Értékelés .....	48
7.1.	NACA 0012.....	48
7.1.1.	A profil jellemzői .....	48
7.1.1.1.	Felhajtóerő és ellenálláserő görbék .....	48
7.1.1.2.	Nyomástényezők és erőeloszlások .....	49
7.1.1.2.1.	0°-os állásszög .....	49
7.1.1.2.2.	10°-os állásszög .....	55
7.1.1.3.	Ellenállás hátszélben.....	58
7.1.1.4.	A felhajtóerő-ellenálláserő arány alakulása.....	59
7.1.2.	Várható jellemzők véges hosszúságú szárny esetén .....	60
7.1.3.	Egyéb áramlástanai jellemzők.....	63
7.1.3.1.	Sebességek a határrétegben .....	63
7.1.3.2.	Leválás.....	63
7.2.	NACA 0010.....	65
7.2.1.	A profil jellemzői .....	65
7.2.1.1.	Felhajtóerő és ellenálláserő görbék .....	65
7.2.1.2.	Ellenállás hátszélben.....	66
7.2.1.3.	A felhajtóerő-ellenálláserő arány alakulása.....	66
7.2.2.	Várható jellemzők véges hosszúságú szárny esetén .....	67
8.	Összefoglalás.....	69
8.1.	Az eredmények összefoglalása .....	69
8.2.	Tapasztalatok a numerikus áramlásmodellezés hajós alkalmazásával kapcsolatban.....	69
8.3.	További kutatási lehetőségek .....	70
	Irodalomjegyzék .....	71

## Ábrajegyzék

1.1. ábra: Vitorlás hajó erőegyensúlya negyedszélben [Czeslaw A. Marchaj: Sailing Theory and Practice].....	6
2.1. ábra: Uszonyos tőkesúllyal rendelkező vitorlás hajó [www.sailnet.com].....	9
2.2. ábra: A Safran Open 60-as bulbás tőkesúlya [www.safransixty.com].....	9
3.1. ábra: Tőkesúlyok fő méretei [David Vacanti: Keel Parameters and Performance] .	11
3.2. ábra: Szárnyprofilon ébredő erők értelmezése [www.imaph.tu-bs.de].....	12
3.3. ábra: Áramvonalak egy aszimmetrikus profil körül [www.speedace.info] .....	12
3.4. ábra: Nyomáseloszlás egy szimmetrikus profil körül, nullától különböző állásszög esetén [3].....	13
3.5. ábra: Vitorlás hajó sodródási szögének értelmezése [5] .....	13
3.6. ábra: Szimmetrikus és aszimmetrikus profil $C_L$ - $\alpha$ görbéje [commons.wikimedia.org] .....	14
3.7. ábra: Az áramlás leválása egy profil szívott oldaláról [www.langleflyingschool.com] .....	14
3.8. ábra: Sebességprofil a határrétegben [history.nasa.gov].....	15
3.9. ábra: Nyomásból származó erők egy szimmetrikus profilon, $\alpha=0^\circ$ -os megfúvási szög esetén [commons.wikimedia.org] .....	16
3.10. ábra: Áramlások egy tőkesúly körül [3].....	16
3.11. ábra: Szárnyas tőkesúly [www.beneteau235.com] .....	17
4.1. ábra: Egy szárnyprofil jellemző méretei [commons.wikimedia.org].....	18
4.2. ábra: Különböző sorozatokba tartozó NACA profilok $0^\circ$ -os állásszögnél érvényes ellenálláserő-tényezőjének alakulása a maximális vastagság függvényében [3].....	19
4.3. ábra: Különböző sorozatokba tartozó NACA profilok maximális felhajtóerő-tényezőjének alakulása a maximális vastagság függvényében [3].....	19
4.4. ábra: Sebességprofil lamináris és turbulens határrétegben [ecomodder.com] .....	19
4.5. ábra: Határréteg leválása a falról [history.nasa.gov].....	20
4.6. ábra: Adott nyomáseloszláshoz tervezett profil [3] .....	20
4.7. ábra: NACA 0010-es és NACA 63-010-es profilok összehasonlítása.....	22
4.8. ábra: 4 számjegyű és 6-os sorozatba tartozó NACA profilok $C_D$ - $\alpha$ diagramjai [3]...22	
4.9. ábra: Forgatható tőkesúly .....	23
4.10. ábra: Terelőlapos tőkesúly-profil [5].....	23
5.1. ábra: Hagyományos terelőlap-kialakítás [9].....	24
5.2. ábra: A Gabriel Heyman által javasolt terelőlap-kialakítás [9].....	25
5.3. ábra: Hagyományos és Heyman-féle terelőlappal rendelkező profilok geometriájának összehasonlítása.....	27
6.1. ábra: Strukturált háló [www.chmltech.com].....	30
6.2. ábra: Strukturálatlan háló [www.chmltech.com].....	31
6.3. ábra: A profil köré készített távöltér mérete a húr hossz függvényében .....	32
6.4. ábra: Az állásszög változtatásának két lehetséges módja.....	32
6.5. ábra: Az állásszög változtatása a profil forgatásával .....	33
6.6. ábra: A háló a profil közelében .....	34
6.7. ábra: A teljes háló .....	35
6.8. ábra: Cellatorzultság.....	35
6.9. ábra: Az alkalmazott peremfeltételek.....	36
6.10. ábra: NACA 0012-es profil FLUENT-tel kapott $C_L$ - $\alpha$ és $C_D$ - $\alpha$ görbéinek összehasonlítása mérési eredményekkel .....	38
6.11. ábra: Az ellenálláserő-tényező alakulása az elemszám függvényében [21].....	39
6.12. ábra: A súrlódási tényező alakulása a belépőél környezetében különböző sűrűségű hálók esetén [25].....	39

6.13. ábra: A súrlódási tényező alakulása a belépőél környezetében (saját eredmények)	40
6.14. ábra: NACA 0012-es profil kilépőéle katalógus szerint és a numerikus szimulációkhoz általánosan használt módosítás után [24]	40
6.15. ábra: $y^+$ változása a húrhossz mentén, $0^\circ$ -os állásszögnél	41
6.16. ábra: $y^+$ változása a húrhossz mentén, $10^\circ$ -os állásszögnél	41
6.17. ábra: A háló határreteken belüli része $0^\circ$ -os állásszögnél	42
6.18. ábra: A háló határreteken belüli része $10^\circ$ -os állásszögnél	42
6.19. ábra: A nyomástényező alakulása a húrhossz mentén az eredeti és a megnövelt távoltérrel	43
6.20. ábra: Statikus nyomás a kilépőél mögött, $0^\circ$ -os állásszögnél	44
6.21. ábra: Sebesség a kilépőél mögött, $0^\circ$ -os állásszögnél	44
6.22. ábra: A háló a kilépőél mögötti részen	45
6.23. ábra: Az interfészen egymással szembekerülő cellák egyenközű (a.), ill. sűrűsödő (b.) hálózás esetén	46
6.24. ábra: Az eredeti (a.), ill. javított (b.) hálózás a kilépőél mögött	47
7.1. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak $C_L$ - $\alpha$ és $C_D$ - $\alpha$ görbéi	48
7.2. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti nyomástényező-eloszlásai $0^\circ$ -os állásszögnél	50
7.3. ábra: Statikus nyomás a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus (a.), ill. 15%-os terelőlapos (b.) profilok környezetében $0^\circ$ -os állásszögnél	51
7.4. ábra: Nyomástényező-vektorok a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus, ill. 15%-os terelőlapos profilokon $0^\circ$ -os állásszögnél	52
7.5. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai $0^\circ$ -os állásszögnél	53
7.6. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti y irányú nyomástényező-eloszlásai $0^\circ$ -os állásszögnél	54
7.7. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti nyomástényező-eloszlásai $10^\circ$ -os állásszögnél	55
7.8. ábra: Nyomástényező-vektorok a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus (a.), ill. 15%-os terelőlapos (b.) profilokon $10^\circ$ -os állásszögnél	56
7.9. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai $10^\circ$ -os állásszögnél	57
7.10. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai $10^\circ$ -os állásszögnél	57
7.11. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai $10^\circ$ -os állásszögnél, a csuklók környéké re koncentráció nagyításban	58
7.12. ábra: Hagyományos (a.), ill. Heyman-féle (b.) terelőlapos profilok középre állított terelőlappal	58
7.13. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak $L/D$ - $\alpha$ görbéi	59
7.14. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjaiból készült, 8-as effektív karcsúságú tökesúlyok $L/D$ - $\alpha$ görbéi	61
7.15. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjaiból készült, 3-as effektív karcsúságú tökesúlyok $L/D$ - $\alpha$ görbéi	62
7.16. ábra: A határreteg vastagodása NACA 0012-es szimmetrikus profil körül, $0^\circ$ -os állásszögnél	63
7.17. ábra: x irányú súrlódási tényező a NACA 0012-es profilcsalád tagjainak kilépőéle környezetében, $10^\circ$ -os állásszögnél	64
7.18. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjainak $C_L$ - $\alpha$ és $C_D$ - $\alpha$ görbéi	65
7.19. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjainak $L/D$ - $\alpha$ görbéi	66

7.20. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjaiból készült, 8-as effektív karcsúságú tőkesúlyok $L/D-\alpha$ görbéi .....	67
7.21. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjaiból készült, 3-as effektív karcsúságú tőkesúlyok $L/D-\alpha$ görbéi .....	67

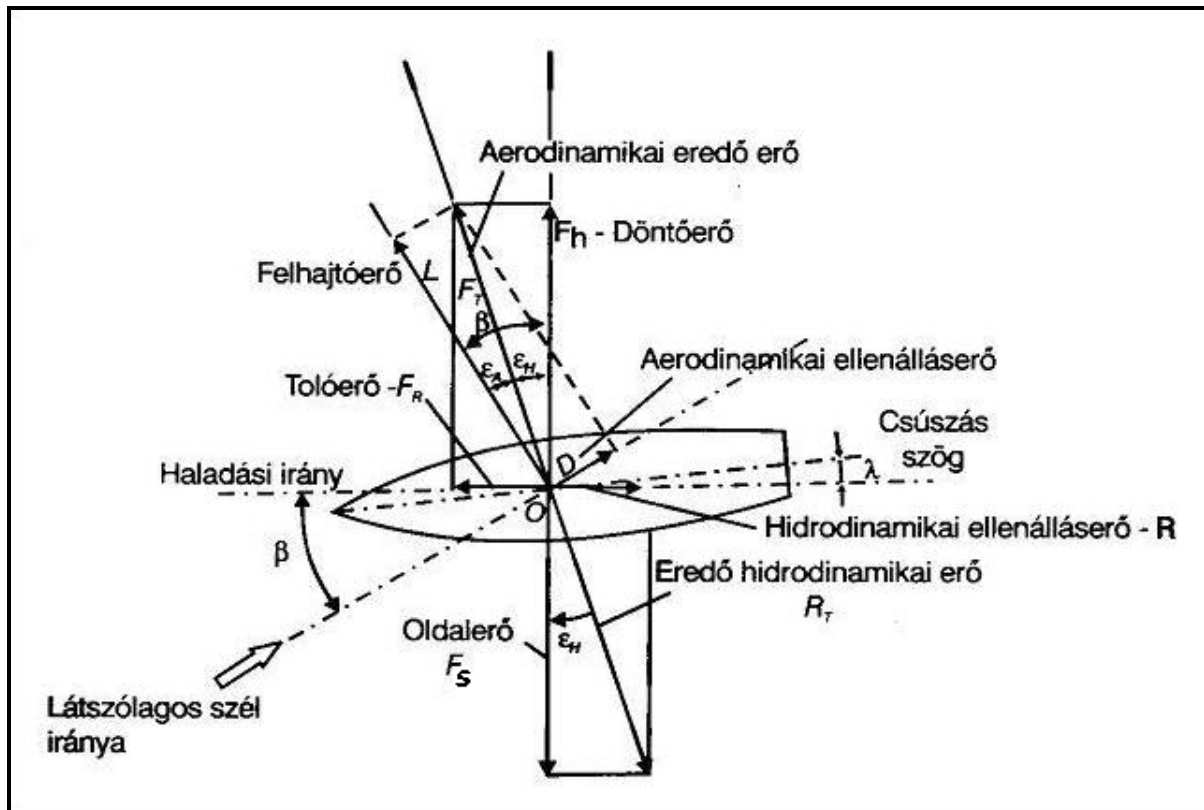
# 1. A tőkesúly szerepe a vitorlás hajókon

A vitorlás hajók tőkesúlyának két alapvető feladata van, mégpedig:

- a hajó súlystabilitásának biztosítása
- oldalerő kifejtése, ezáltal a hajó oldalcsúszásának csökkentése

E két fő funkció túl, a tőkesúly alakja és elhelyezése jelentős befolyással van a laterál felület súlyponthelyzetére, ezáltal a hajó kiegyensúlyozottságára, valamint az iránytartás szempontjából is fontos szerepet tölthet be.

A tőkesúly egyes feladatainak megértését segíti az 1.1. ábra, mely egy negyedszélben, azaz a látszólagos széllel mintegy  $30^\circ$ -os  $\beta$  szöget bezáróan haladó hajó erőegyensúlyát mutatja be.



1.1. ábra: Vitorlás hajó erőegyensúlya negyedszélben [Czeslaw A. Marchaj: Sailing Theory and Practice]

## 1.1. Stabilitás biztosítása

A talán triviálisabb feladat, és amire az emberek nagy többsége a „tőkesúly” szó hallatán gondol, a hajó stabilitásának biztosítása. Egy vitorlás hajóra menet közben ugyanis az aerodinamikai döntőerőből ( $F_H$ ) és a hidrodinamikai oldalerőből ( $F_S$ ) származóan minden esetben hat valamekkora billentőnyomaték, mellyel a hajó stabilizáló nyomatéka tart egyensúlyt. Ez a stabilizáló nyomaték pedig két részből áll: a hajó formastabilitásából, és súlystabilitásából. Ez utóbbi összetevő növelésében a tőkesúly szerepe igen jelentős, hiszen a víz alatt, a hajótest tömegközéppontjánál jóval lejjebb elhelyezett tömegként hatékonyan csökkenti a hajó eredő tömegközéppontjának magasságát, javítva ezzel a súlystabilitást.

## 1.2. Oldalerő biztosítása, sodródás csökkentése

A vitorlás hajók tőkesúlyának másik, talán kevésbé kézenfekvő, ám annál fontosabb feladata a fent említett hidrodinamikai oldalerő ( $F_S$ ) biztosítása. Erre azért van szükség, mert pl. negyedszélben a vitorlázon keletkező eredő aerodinamikai erőt ( $F_T$ ) a hajó haladási irányába eső és arra merőleges komponensekre felbontva azt tapasztaljuk,



hogy a haladási irányba mutató komponens, mely a hajó szempontjából hajtóerőként ( $F_R$ ) fogható fel, jelentősen kisebb a másik komponensnél, melyet döntőerőnek ( $F_H$ ) hívunk. Mivel azonban a hajóra ható erőknek egyensúlyban kell lenniük, a hajótest víz alatti részének kell biztosítania egy, a döntőerő ( $F_H$ ) egyenesébe eső, vele megegyező nagyságú, de ellentétes irányú erőt, melyet hidrodinamikai oldalerőnek ( $F_S$ ) nevezünk. Fontos hangsúlyozni, hogy ez az erő mechanikai szempontból egy reakcióerő, míg a döntőerőt aktív erőnek tekinthetjük. Ez azt jelenti, hogy a döntőerő nagysága megszabja a szükséges oldalerőt, amennyiben a hajó egyensúlyban van.

De hogyan keletkezik ez az oldalerő? Induljunk ki abból az állapotból, hogy hajónk nyugvó helyzetben van, nem hat rá oldalirányú erő sem a víz felett, sem pedig az alatt. Tegyük fel, hogy elkezd fújni a szél, tehát a vitorlákon megjelenik az eredő aerodinamikai erő, aminek, mint láttuk, van a hajó hossz tengelyére merőleges komponense is. Ez azt jelenti, hogy amellett, hogy a hajó a hajtóerő hatására előre felé is elindul, oldalirányban is el fog kezdeni sodródni, egyre gyorsulva mindaddig, amíg a sodródás hatására a hajótest víz alatti részén, az úgynevezett laterál felületen épp akkora hidrodinamikai oldalerő nem ébred, mint amekkora a döntőerő. Ekkor a hajóra oldalirányban ható erők egyensúlyba kerülnek, állandósult állapotban a hajó meghatározott  $\lambda$  sodródási, vagy csúszási szögben halad a tengelyvonalához képest – első hallásra kicsit paradox módon épp amiatt, hogy a további oldalcsúszást meggátló erő létrejöhsen.

Könnyen belátható, hogy a laterál felületen keletkező hidrodinamikai oldalerő arányos magával a laterál felülettel, de a laterál felület körül áramló víz sebességével is. Ez tehát azt jelenti, hogy egy kisebb laterál felülettel rendelkező hajónak jobban kell oldalirányban sodródnia, hogy ugyanakkora oldalerő ébredjen rajta, mint egy nagyobb laterál felülettel rendelkezőnek. Mivel a tökesúly felülete teszi ki a laterál felületet jelentős részét, most már érthető, milyen nagy jelentősége van a tökesúlynak az oldalerő biztosításában, és ezáltal a sodródás mérséklése szempontjából is.

### **1.3. A laterál felület súlypont helyzetének befolyásolása**

Egy vitorlás hajó laterál felületének mind magasságirányú, mind pedig hosszirányú helyzete igen fontos a hajó viselkedése szempontjából.

A laterál felület súlypontjának magasságirányú helyzete az aerodinamikai döntőerő és a hidrodinamikai oldalerő támadáspontja közti függőleges távolságot, ezáltal pedig ezen erők billentőnyomatékát befolyásolja. Uszonyos hajóknál ezt kihasználva például erős szélben szokás feljebb húzni az uszonyt, ami által a laterál felület súlypontja magasabbra kerül, így az erőkar, és ezáltal a billentőnyomaték csökken.

A laterál felület súlypontjának hosszirányú helyzete pedig a hajó kiegyensúlyozottságára van hatással. Kiegyensúlyozottság alatt ebben az esetben azt értjük, hogy a hajó egyenesen akar haladni, nem akar elfordulni egyik irányban sem, tehát nem kell folyamatosan ellenkormányozni sem. Kiegyensúlyozott esetben a vitorlafelület súlypontja a hajóhossz néhány százalékával a laterál felület súlypontja elé esik. Ha a laterál felület súlypontja túl hátul van, akkor a hajó szélbefutó hajlamú (szakszóval luvgierig), ha pedig túl elől, akkor széltől elforduló hajlamú (leegierig) lesz. Nyilvánvalóan egyik eset sem kívánatos, hiszen ilyenkor a hajó iránytartása csak folyamatosan kitérítve tartott kormánylapáttal biztosítható, ami pedig feleslegesen növeli az ellenállást.

### **1.4. Iránytartás biztosítása**

A fent részletezett funkciókon túl, egy megfelelő alakú, hosszan elnyúló tökesúly jelentősen javíthatja a hajó iránystabilitását, mivel „rendezi” az áramlást a hajó körül.

## 2. A tőkesúlyok fejlődése

### 2.1. A kereskedelmi vitorlások kora

A kereskedelmi vitorlások korában a nagy vízkiszorítású, telt hajótestek voltak a jellemzőek, azért, hogy a hajó minél több rakományt tudjon szállítani.

Ezeknél a hajóknál a stabilitást a rakomány, a felszerelés és az ágyúk tömege, illetve ha a hajó üresen haladt, a ballaszt, vagyis a test aljában felhalmozott homokzsákok, agyag vagy víz súlya adta meg. A teljes stabilizáló súly a testen belül volt tehát elhelyezve, ami azt eredményezte, hogy a hajó tömegközéppontja viszonylag magasra került. Emiatt ezek a hajók csak bizonyos szélerőig rendelkeztek megfelelő stabilitással, amikor pedig efölé erősödött a szél, és elkezdett nagyon dőlni a hajó, a tengerészek egyszerűen csökkentették a vitorlafelületet.

A tőkesúlytól ma elvárt másik funkciót, az oldalerő biztosítását (a testből kilógó, külön tőkesúly még nem lévén) maga a hajótest töltötte be, amelynek vízvonalmentszetei elrontott szárnyprofilokhoz hasonlítottak, tehát nem voltak különösen hatékonyak mondhatók oldalerő-termelés szempontjából. Ezen kívül, maga a laterál felület sem volt olyan nagy a hajó vízkiszorításához és vitorlafelületéhez képest, hogy kis oldalcsúszással elő tudta volna állítani a megkívánt oldalerőt. Emiatt ezeknek a hajóknak a sodródása, oldalcsúszása tetemes volt.

### 2.2. A korai sportvitorlások

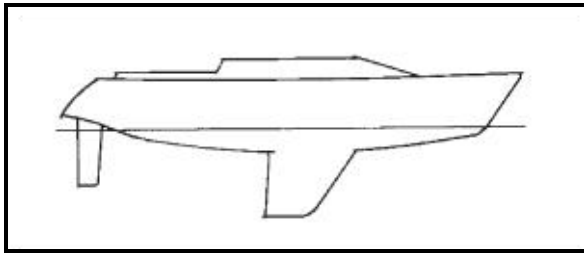
A kedvtelési célú vitorlázás az 1600-as évek közepén jelent meg, Hollandiában, a boyer és jagt típusú hajókból kifejlődve [1]. Ezek a hajók fontos mérföldkövet jelentettek a vitorlások fejlődésében, ugyanis oldaluszonnyal voltak felszerelve, amit a part menti sekély vizekben fel lehetett húzni, hogy a merülés ne okozzon problémát, mély vízben leengedve viszont ezek a hajó oldalára csuklósan rögzített falapok a vízbe merülve csökkenteni tudták az oldalcsúszást. Anyaguknál fogva a hajó súlystabilitásán viszont nem tudtak javítani, így inkább a mai uszonyok, mintsem a tőkesúlyok előfutárainak tekinthetők.

Az uszonnyal nem rendelkező hajók esetében azonban a mai tőkesúlyok két legfontosabb funkcióját – vagyis a stabilitás növelését és az oldalcsúszás gátolását –továbbra is a test formai kialakítása biztosította. A súlypontot a testben alul elhelyezett nehezékkel, vagy később már a test formájához szervesen igazodó, de kívülről felrakott ballasztal igyekeztek minél alacsonyabban tartani. Az oldalcsúszást pedig a test egyre keskenyödő alsó részének megfelelő profilozásával csökkentették. (Ebben nagy segítséget jelentettek a repülésben megszerzett korai tapasztalatok.)

### 2.3. A mai vitorlás hajók

Ha a mai vitorlás hajókról beszélünk, mindenképp meg kell különböztetnünk verseny- és túrahajókat. Ugyan újra és újra történnek próbálkozások túra-versenyhajók tervezésére és építésére, ám a tapasztalat azt bizonyítja, hogy az így született hajók sajnos sokkal inkább nevezhetők öszvérnek vagy korcsnak, mintsem pozitív és ésszerű kompromisszumnak. A versenyhajóknak ugyanis de facto definíciója, hogy a kényelmet (és néhány esetben sajnos a biztonságot is, bár ez ma már szerencsére kevésbé jellemző) a sebességnek rendelik alá, a túrahajók elsődleges tervezési paramétere pedig éppen a komfort.

A túrahajók nagy részének ún. uszonyos tőkesúlya van. Ez azt jelenti, hogy mivel maga a test a modern hajóknál általában elég kis merülésű, a hajók feneké pedig majdhogyanem lapos, a tőkesúly külön függetlékként áll ki a testből lefelé. Ilyen tőkesúly látható a 2.1. ábrán.



**2.1. ábra: Uszonyos tőkesúlyal rendelkező vitorlás hajó [www.sailnet.com]**

A tőkesúly vízszintes síkokkal való metszetei általában szimmetrikus szárnyprofilok, hogy az ellenállás és a sodródás kicsi, a keletkező oldalero pedig nagy lehessen. Ugyanakkor, mivel a stabilitást biztosító ballaszttömeget (általában ólmot, rosszabb esetben acélt, esetleg betont) a tőkesúlyban kell elhelyezni, sokszor kell a kelleténél vastagabb, tehát nagyobb ellenállású profilokat betervezni, hogy a szükséges ballasztmennyiség bele-  
férjen a tőkesúlyba. Túrahajóknál tehát, mint látjuk, a tőkesúly általában elkülönül a testtől, de a tőkesúly két fő funkciója térben még nincs szétválasztva.

Nem így áll a helyzet a versenyhajóknál. Itt ugyanis a 2.2. ábrán látható kialakítás az általánosan elterjedt: a hajótesthez egy szimmetrikus szárnyprofil-metszetekkel rendelkező, karcsú, kiel-konzolnak nevezett elem csatlakozik, aminek másik végén a ballaszttömeg található, az ún. bulbába koncentrálna.

Ez a megoldás a tőkesúly mindkét fő funkciójának megvalósulása szempontjából előnyös:

- a felhajtóerőt biztosító kiel-konzol profilvastagságát nem kell feleslegesen növelni amiatt, hogy a szükséges ballaszt elférjen benne, ez ugyanis a bulbában kap helyet
- a hajótesttől a lehető legmesszebb, koncentráltan elhelyezett ballaszt pedig alacsony rendszersúlypontot, ezáltal jó súlystabilitást eredményez



**2.2. ábra: A Safran Open 60-as bulbás tőkesúlya [www.safransixty.com]**

Meg kell jegyezni azonban, hogy egy ilyen szerkezetnél a kiel-konzol jelentős mechanikai igénybevételnek van kitéve: húzásnak, hajlításnak és esetenként csavarásnak is egyszerre. Tiszta aerodinamikai méretezésről tehát sajnos itt sem lehet szó, mivel tekintettel kell lenni a szilárdsági követelményekre is. A rendkívül nagy terhelésre való tekintettel a kiel-konzol anyaga általában acél, vagy karbon-kompozit [2]. Ennél a megoldásnál tehát, mint látjuk, a tőkesúly két fő funkciója immár helyileg is elkülönül egymástól: az oldalero a kiel-konzol, a súlystabilitást pedig a bulba adja.

Meg kell említenünk ugyanakkor, hogy a tőkesúly harmadik feladatát, az iránytartás biztosítását ilyen kialakítás esetén kevésbé teljesíti, mint a gerinc mentén hosszan elnyúló tőkesúly; ezt azonban mégsem sorolhatjuk a hátrányok közé, mivel a versenyhajók esetében a manőverképesség, fordulékonyság általában fontosabb, mint az iránystabilitás.

A fejlesztés azonban nem állt meg az egyszerű, bulbás tőkesúlynál, egyre-másra születtek az újabb ötletek, ezekből ismertetek – csak felsorolás szintjén, a teljesség igénye nélkül – néhányat az alábbiakban.

A fejlesztés azonban nem állt meg az egyszerű, bulbás tőkesúlynál, egyre-másra születtek az újabb ötletek, ezekből ismertetek – csak felsorolás szintjén, a teljesség igénye nélkül – néhányat az alábbiakban.

- Tandem tőkesúly: gyakorlatilag két tőkesúly-profil működik egymás mögött. Bár egyesek komoly ellenállás-csökkenést reméltek tőle, a gyakorlatban nem nagyon vált be ez a kialakítás.
- Iker-tőkesúly: ennél a típusnál nem egy tőkesúly helyezkedik el a hajótest középvonalában, hanem mindkét oldalt, a medersornál külön egy. Főleg kis merülésű hajókon alkalmazzák. Előnye, hogy szárazra kerülve, a hajó „megáll a lábán”, bár hidrodinamikai tulajdonságai nem túlzottan jók, versenyhajókon ezért nem használják.

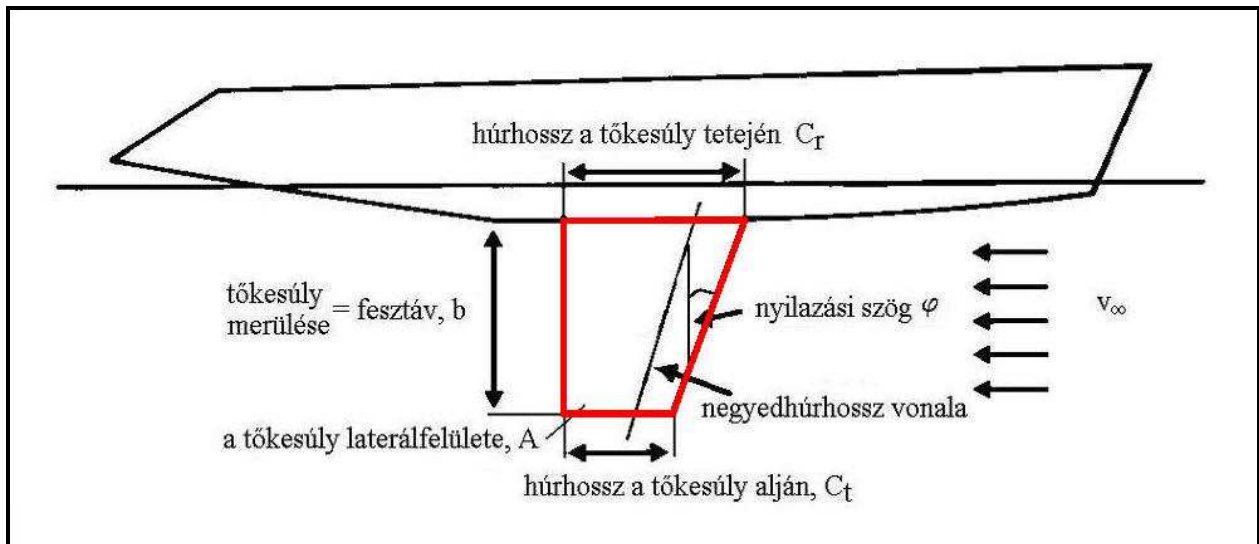
- Szárnyas tőkesúly: a tőkesúly síkjára merőlegesen álló szárnyaktól főleg az indukált ellenállás csökkenését várják. Bővebben lásd az indukált ellenállással foglalkozó részben.
- Emelhető tőkesúly: a tőkesúly részben felhúzható a hajótestbe, ezáltal a merülés csökkenthető. A mozgató szerkezet a nagy mozgatott tömeg miatt nagy, nehéz, és még el is romolhat. Főleg sekély vizeken előnyös kialakítás.
- Billenthető tőkesúly: a tőkesúly a hajó hossz tengelyével párhuzamos tengely körül elfordítható, ezáltal a tőkesúly a mindenkori szél felőli oldalra billentve elmozdítja a hajó tömegközéppontját, nagyobb súlystabilitást biztosítva ezzel. Mivel a mozgató mechanizmus itt is nagyon komoly, és a hatalmas terhelések miatt sérülékeny is, csak a csúcstechnológiával felszerelt hajókon terjedt el a használata (pl. VOR 70-esek). Mivel kibillentett helyzetben a tőkesúly kevesebb oldalról képes biztosítani, a különbözetet a megfelelő oldalon leeresztett oldaluszonyokkal pótolják.

### 3. Modern tőkesúlyok

#### 3.1. Geometria

Amint tehát azt az előző fejezetben említettem, a korszerű vitorlás hajók tőkesúlya a hajótest középvonalával egybeeső húrú, jellemzően szimmetrikus szárnyprofilokból álló, véges hosszúságú szárny.

Diplomatervem e szárnymetszetek alakjával foglalkozik, tehát a tőkesúly vízszintes metszeteit fogom vizsgálni, azonban mielőtt erre rátérnék, célszerű megismerkedni a tőkesúly oldalnézeti geometriájával is, ami a 3.1. ábrán látható.



3.1. ábra: Tőkesúlyok fő méretei [David Vacanti: Keel Parameters and Performance]

Az ábrán látható geometriai méretek:

- húrhossz a tőkesúly tetején ( $c_r$ ): a tőkesúly profiljának húrhossza a hajótesthez való csatlakozás helyén
- húrhossz a tőkesúly alján ( $c_t$ ): a tőkesúly profiljának húrhossza a tőkesúly szabad végén (törővég)
- tőkesúly merülése ( $b$ ): a tőkesúly hajótesthez való csatlakozása és a szabad vég közti függőleges távolság
- a tőkesúly laterál felülete ( $A$ ): a tőkesúly oldalnézeti vetített területe

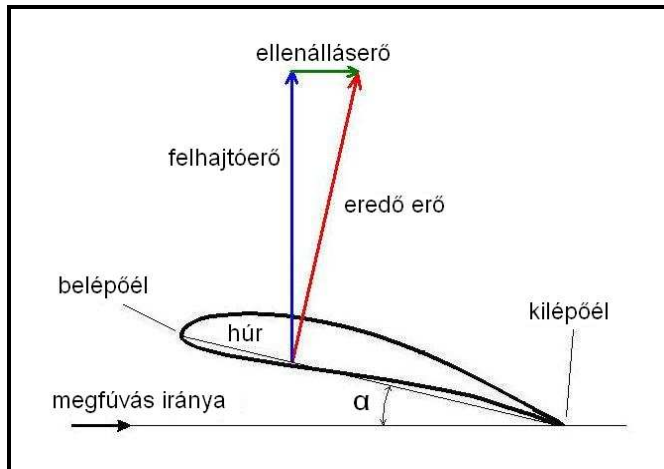
Szimmetrikus profilok, súrlódásmentes folyadék és 2 dimenziós áramlás esetére levezethető, hogy az eredő erő támadáspontja a tőkesúly minden metszetében az aktuális húrhossz 25%-ával a belépőél mögött található [3]. A támadáspontokat minden metszetben összekötve, az ún. negyedhúrhossz-vonalat kapjuk. Ez a vonal, noha a tőkesúlyra nézve szemmel nem látható, mégis kiemelt jelentőséggel bír az oldalnézeti geometria vizsgálatakor. Ennek a vonalnak a függőlegeshez viszonyított szögeként definiáljuk ugyanis a nyilazási szöget ( $\varphi$ ).

További fontos származtatott méretek, viszonyszámok még:

- közepes húrhossz ( $c$ ):  $c_r$  és  $c_t$  számtani közepe
- karcsúsági tényező ( $AR$ , az angol aspect ratio szavakból):  $AR=b/c$ , a tőkesúly merülés-húrhossz arányára jellemző szám
- kihegyezés mértéke:  $\lambda=c_t/c_r$ , tehát a tőkesúly alján és tetején meglévő húrhosszak aránya

## 3.2. Erők a tőkesúlyon

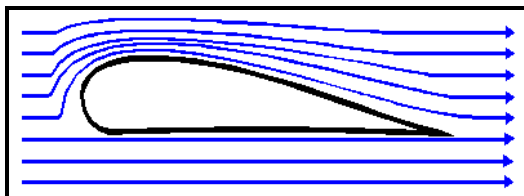
### 3.2.1. A felhajtóerő



3.2. ábra: Szárnyprofilon ébredő erők értelmezése [www.imaph.tu-bs.de]

- megfúvási szög, vagy állásszög ( $\alpha$ ): a megfúvás iránya és a húr között értelmezett szög, vitorlás hajó esetében a  $\lambda$  sodródási szögnek felel meg
- felhajtóerő: a szárnyon keletkező erő megfúvási irányra merőleges komponense
- ellenállás-erő: a szárnyon keletkező erő megfúvási iránnyal párhuzamos komponense

A repülőgépek szárnyprofiljai jellemzően aszimmetrikus profilok. Ebben az esetben már  $\alpha=0^\circ$ -os állásszögnél is keletkezik a szárnyon felhajtóerő. Ugyanis, amint azt a 3.3. ábrán láthatjuk, a szárny felső (ún. szívott) oldalán az áramlási sebesség megnő, és emiatt a nyomás lecsökken (ezt jelzik az ábrán látható, a szívott oldalon besűrűsödő áramvonalak is), relatív vákuum alakul ki. Ennek hatására függőleges irányú erő ébred a szárnyon, amit felhajtóerőnek nevezünk.



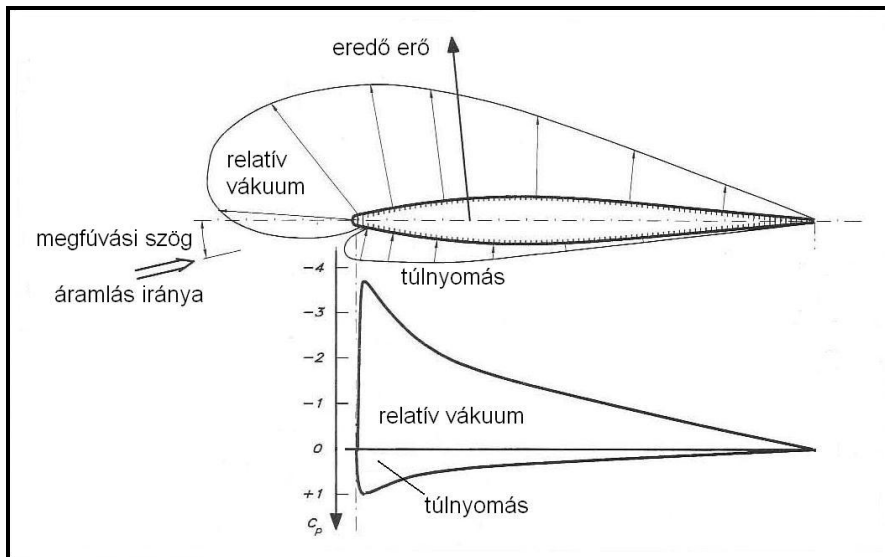
3.3. ábra: Áramvonalak egy aszimmetrikus profil körül [www.speedace.info]

Míg azonban egy repülőgép szárnyán mindig azonos értelmű (felfelé mutató) felhajtóerőre van szükség, egy vitorlás hajó tőkesúlyán kialakuló oldalerő iránya mindig attól függ, hogy a hajó jobb, vagy bal csapáson halad, azaz jobb, vagy bal oldalról kapja éppen a szelet. Nyilvánvaló, hogy néhány speciális kivételtől eltekintve (pl. kifejezetten sebességi rekordok megdöntésére tervezett rohanógépek) egy vitorlásnak egyformán kell tudnia haladnia jobb és bal oldalról kapott széllel egyaránt, a hajónak tehát teljesen szimmetrikusnak kell lennie. Ez a magyarázata annak, hogy a jelenleg alkalmazott tőkesúly-profilok döntő többsége is szimmetrikus. Szimmetrikus profil alkalmazásakor azonban elvesz a fent említett előny, ti. az, hogy  $0^\circ$ -os megfúvási szögnél is ébred a szárnyon felhajtóerő. Mivel ugyanis a profil két oldala egymás tükörképe, a sebességek, és ezzel együtt a nyomások is mindkét oldalon egyformán alakulnak, tehát a nyomásból származó eredő erő zérus lesz.

Ahhoz, hogy egy szimmetrikus profilon felhajtóerő keletkezzen, az szükséges tehát, hogy az áramlás ne pont húrirányban érje a profilt, azaz az  $\alpha$  megfúvási szög ne nulla legyen. Egy ilyen esetet mutat a 3.4. ábra. Látható, hogy mivel immár nem szimmetrikus a profil körül kialakuló áramlás, a nyomások is eltérőek lesznek a szárny két oldalán, a profilon tehát felhajtóerő ébred.

Ahogy arról már korábban szó esett, a vitorlás hajók tőkesúlyának egyik feladata a szükséges oldalerő biztosítása. Mivel a modern tőkesúlyok metszetei jellemzően repülőgép-szárnyprofilok, ezért röviden tekintsük át, hogyan keletkezik felhajtóerő egy repülőgép szárnyán. Az erőnek az a komponense, amit repülőgépeknél felhajtóerőnek nevezünk, jelentti ugyanis vitorlás hajók esetében a sodródást gátló hidrodinamikai oldalerőt.

Ehhez először is definiálnunk kell néhány fogalmat a 3.2. ábra segítségével.



3.4. ábra: Nyomáseloszlás egy szimmetrikus profil körül, nullától különböző állásszög esetén [3]

De mit is jelent mindez egy vitorlás hajóra nézve? A hajó középvonalával egybeeső húrú szimmetrikus tökesúly-profilnak az oldalero (felhajtóerő) biztosításához nullától különböző megfúvási szögre van szüksége. Ez abban az esetben tud kialakulni, ha a hajó nem pont a középvonalának irányában halad, hanem csekély mértékben oldalirányban



3.5. ábra: Vitorlás hajó sodródási szögének értelmezése [5]

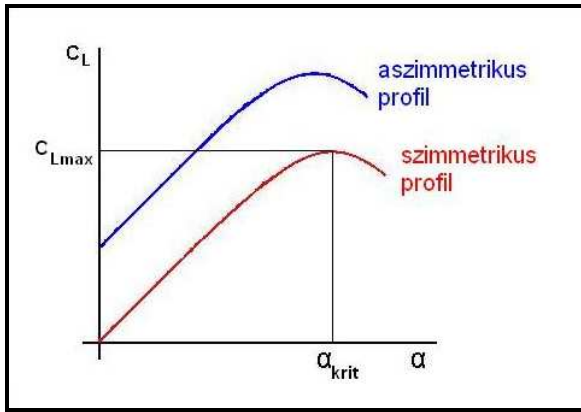
sodródva. A két irány közti  $\lambda$  sodródási szög értelem szerűen épp akkora lesz, mint amekkora  $\alpha$  megfúvási szög kell a tökesúlynak ahhoz, hogy a vitorlán keletkező döntőerőt kompenzáló hidrodinamikai oldalero előállítsa (3.5. ábra). A sodródás a hajó szempontjából káros jelenség, hiszen egyrészt önmagában sem kívánatos, hogy a hajó ne arra haladjon, amerre az orra mutat, másrészt pedig a sodródás miatt a hajótest ellenállása is megnő, ezért hajótervezőként törekednünk kell a sodródási szög csökkentésére.

Egy szárnyprofil egyik fontos jellemzője, hogy miként alakul a rajta ébredő felhajtóerő az állásszög függvényében. A felhajtóerőt általában modellek szélcsatornában történő mérésével határozzák meg. Annak érdekében, hogy az eredmények a szárny méretétől, valamint az áramló közeg sűrűségétől és sebességétől függetlenek, és így egymással összehasonlíthatóak legyenek, a mért erőt dimenziótlanítják, és az így kapott, ún. felhajtóerő-tényezőt ábrázolják  $\alpha$  függvényében.

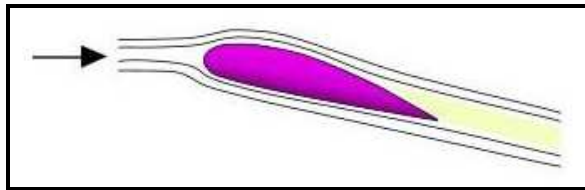
A profilon ébredő felhajtóerő ugyanis egyenesen arányos a szárny felületével, valamint a közeg sűrűségével, az áramlási sebességgel viszont négyzetesen. Így a  $C_L$  felhajtóerő-tényező a következőképpen határozható meg:

$$C_L = \frac{L}{\frac{\rho}{2} v_{\infty}^2 A}$$

- ahol:  $C_L$  – a felhajtóerő-tényező [-]  
 $L$  – a mért felhajtóerő [N]  
 $\rho$  – a közeg sűrűsége [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $v_{\infty}$  – a közeg zavartalan áramlási sebessége [m/s]  
 $A$  – a szárny felülete [ $\text{m}^2$ ]



3.6. ábra: Szimmetrikus és aszimmetrikus profil  $C_L$ - $\alpha$  görbéje [commons.wikimedia.org]



3.7. ábra: Az áramlás leválása egy profil szívott oldaláról [www.langleflyingschool.com]

Szimmetrikus, ill. aszimmetrikus profilokra jellemző  $C_L$ - $\alpha$  görbéket láthatunk a 3.6. ábrán.

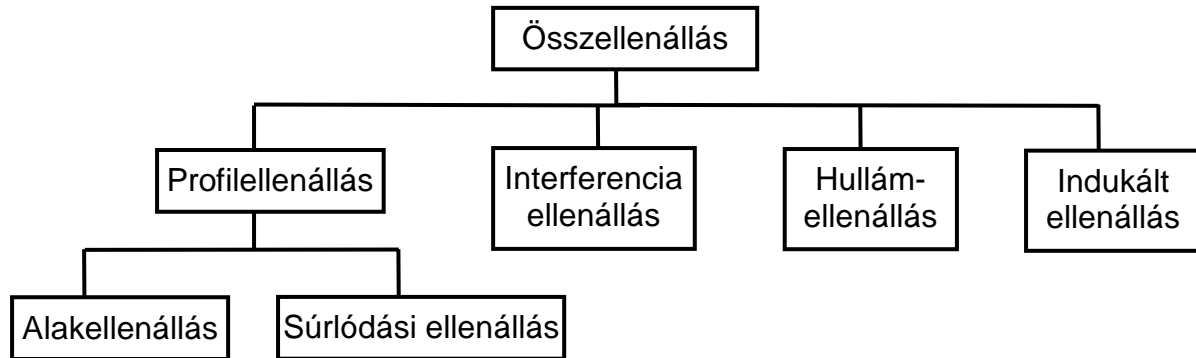
Mint arról már szó volt, megfigyelhető, hogy a szimmetrikus profil felhajtóerő-tényezője  $\alpha=0^\circ$ -nál nulla, míg az aszimmetrikus profil már itt is ad felhajtóerőt. Látható továbbá, hogy a görbe eleinte nagyon jó közelítéssel lineáris, majd laposodni kezd, eléri maximumát, azután pedig rohamosan csökken. Ennek oka, hogy bizonyos állásszög fölött a szívott oldalon a legnagyobb vastagság helye mögötti nyomásnövekedés miatt az áramlás már nem tudja követni a profilt, leválik arról (3.7. ábra), ami a felhajtóerő hirtelen és drasztikus csökkenését vonja maga után. Ezt a jelenséget átesésnek nevezzük, azt az  $\alpha$  állásszöget, aminél bekövetezik, pedig átesési szögnek, vagy kritikus állásszögnek ( $\alpha_{krit}$ ). Említésre méltó még, hogy egy aszimmetrikus profil kisebb állásszögnél esik át, mint egy szimmetrikus. Mivel  $\alpha_{krit}$ -nál nagyobb állásszögnél a szárny gyakorlatilag használhatatlan, nincs értelme, és nem is szokás a  $C_L$ - $\alpha$  görbét ennél sokkal tovább megrajzolni.



### 3.2.2. Az ellenálláserő, és felbontása komponensekre

Egy szárnyprofilon a (mind a repülésben, mind pedig a vitorlázásban) kívánatos felhajtóerő mellett sajnos mindig keletkezik ellenálláserő is. Tervezésnél törekednünk kell arra, hogy a tökesúly a szükséges oldalerőt minimális ellenálláserő mellett tudja biztosítani. Ehhez elengedhetetlen az ellenálláserő keletkezésének, valamint alkotóelemeinek pontos ismerete.

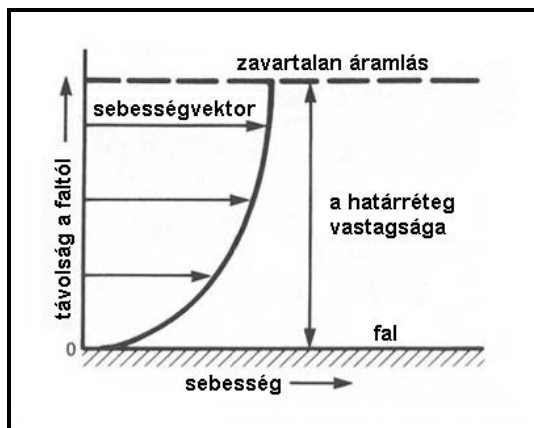
A tökesúlyok ellenállásának összetevői, és ezek kapcsolata egymással a következő:



#### 3.2.2.1. Profilellenállás

Profilellenállásnak nevezzük az összellenállás azon komponenseit, amelyek a tökesúly keresztmetszeti alakja (profilja) miatt kialakuló nyomásváltozásból (alakellenállás), ill. a víznek a tökesúly felületén való súrlódása (súrlódási ellenállás) miatt keletkeznek.

##### 3.2.2.1.1. Súrlódási ellenállás

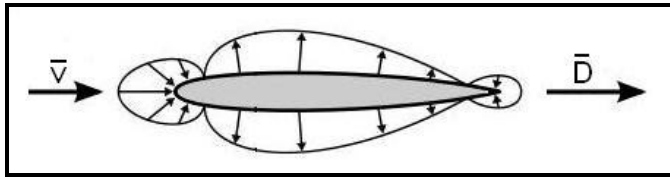


3.8. ábra: Sebességprofil a határrétegben [history.nasa.gov]

A súrlódási ellenállást a közeg viszkózus volta miatt kialakuló, az áramlás irányával párhuzamos fali csúsztatófeszültségek okozzák. Egy fal (esetünkben a szárnyprofil) melletti áramlás esetében ugyanis a fal mellett minden esetben ún. határréteg alakul ki: közvetlenül a fal mellett az áramló részecskék sebessége nulla, majd a faltól távolodva fokozatosan éri el a zavartalan áramlás sebességét. A határrétegben kialakuló sebességprofil a 3.8. ábrán láthatjuk.

A súrlódási ellenállást növelheti, ha a tökesúly felületi minősége silány, azaz ha a felületi egyenetlenségek kiállnak a határréteg egy részéből, az ún. viszkózus alaprétegből. Ez azt jelenti, hogy igyekeznünk kell a felületet lehetőleg simára kialakítani; ugyanakkor egy bizonyos (noha nem könnyen számszerűsíthető) határon túl már nincs értelme további polírozásnak.

### 3.2.2.1.2. Alakellenállás



3.9. ábra: Nyomásból származó erők egy szimmetrikus profilon,  $\alpha=0^\circ$ -os megfúvási szög esetén [commons.wikimedia.org]

(3.9. ábra), tehát a profilra a megfúvással megegyező irányú erő hat a nyomáskülönbségből adódóan. Az alakellenállás másik, a szakirodalomban elterjedt neve (viszkózus eredetű) nyomásból származó ellenállás, ami szemléletesen leírja ezen ellenálláserő-komponens keletkezésének okát, és mikéntjét.

### 3.2.2.2. Interferencia ellenállás

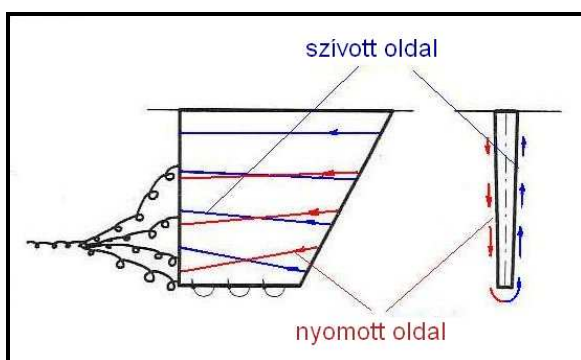
Ha két, élben találkozó test (pl. tőkesúly csatlakozása a hajótesthez, vagy szárny csatlakozása a repülőgép törzséhez) körül áramlás alakul ki, örvények keletkeznek, melyek kialakulása a fő áramlásból von el energiát, tehát növeli az ellenállást. Ez az ellenállásfajta legegyszerűbben az éles csatlakozások elkerülésével, azaz pl. lekerekítések alkalmazásával csökkenthető.

### 3.2.2.3. Hullámellenállás

Ha egy test valamilyen közegben mozog, akkor mozgási sebességével azonos terjedési sebességű hullámokat kelt. Ehhez szintén energia szükséges, amelyet a test mozgási energiája biztosít, ezáltal újfent nő a testre ható ellenálláserő.

Vízben ez a hullámkeltés csak a szabad felszín közelében lehetséges, tehát főleg a testtel és nem a tőkesúllyal hozható összefüggésbe. Erősen megdőlt hajónál azonban a tőkesúly annyira közel kerülhet a vízfelszínhez, hogy szintén részt vehet a hullámellenállás létrehozásában.

### 3.2.2.4. Indukált ellenállás



3.10. ábra: Áramlások egy tőkesúly körül [3]

Működés közben egy szárny két oldala között nyomáskülönbség alakul ki, amely a szárny felületére hatva biztosítja a felhajtóerőt. Ez a nyomáskülönbség a szárny szabad végénél ki akar és ki is tud egyenlítődni azáltal, hogy áramlást indít meg a szárny két oldala között. Ezt láthatjuk a 3.10. ábra jobb oldalán. Az így kialakuló, ún. szekunder áramlás eltorzítja az áramképet a tőkesúly körül: amint azt a 3.10. ábra bal oldali képén is láthatjuk, az áramvonalak immár nem párhuzamosak a szárnyprofil húrjával, hanem a nyomott oldalon kissé lefelé, a szívott oldalon pedig kissé felfelé térülnek el. A szárny szabad végénél az átbukó szekunder áramlás a primer, húrirányú áramlással összeadódva örvényeket hoz létre, melyeket indukált örvénynek, vagy szárnyvég-örvénynek nevezünk.

Ez a jelenség kétféle módon is rontja a tőkesúly jellemzőit:

- a szárnyvégörvények kialakulása energiát emészt fel, ez közvetlenül növeli a tőkesúly ellenállását

- A két oldal közti nyomáskülönbség kiegyenlítődése miatt adott állásszögnél kisebb lesz a felhajtóerő, mint ideális esetben, vagyis végtelen hosszú szárny esetén lenne. Emiatt a kívánt felhajtóerő eléréséhez nagyobb állásszög szükséges, a nagyobb állásszög pedig magasabb ellenálláserő-tényezővel jár.

A tőkesúly geometriai paraméterei közül legerősebben a karcsúsági tényező befolyásolja az indukált ellenállást. Minél kisebb a karcsúság, annál inkább ki tud egyenlítődni a két oldal közti nyomáskülönbség, tehát a  $C_L$ - $\alpha$  görbe meredeksége csökken, az ellenállás pedig nő.

Ebből következik tehát, hogy célszerű minél nagyobb merülésű, ezáltal nagy karcsúsági tényezőjű tőkesúlyt terveznünk, amennyiben erre lehetőségünk van. Sajnos egyes sekély tavakon, mint pl. a Balatonon a kis vízmélység miatt eleve nincs mód elérni a szakirodalomban javasolt minimális 2-3-as karcsúsági számot [4]. Ahol viszont van lehetőség a tőkesúly merülésének növelésére, ott szilárdsági szempontok határozzák meg a karcsúság józan felső határát.

Az indukált ellenállásra jelentős hatással van továbbá a tőkesúly oldalnézeti alakja. A legkedvezőbb helyzet ugyanis a fesztáv mentén elliptikusan alakuló felhajtóerő-eloszlás esetén áll elő, amit a legkönnyebben elliptikus oldalnézetű tőkesúlyal érhetünk el.

Technológiai szempontból az elliptikus profil azonban meglehetősen problémás, ezért a gyakorlatban inkább csak közelíteni szokták a tőkesúly „kihegyezésével”, valamint megfelelő nyilazási szög alkalmazásával.



**3.11. ábra: Szárnyas tőkesúly**  
[www.beneteau235.com]

Az indukált ellenállás csökkentésének további lehetősége, hogy a tőkesúly szabad végét igyekezzen lezárni, tehát megpróbálják meggátolni az átáramlást. Ennek egyik elterjedt módja a 3.11. ábrán látható szárnyas tőkesúly. Érdeemes megjegyezni, hogy itt a szárnyaknak a nyomáskiegyenlítés meggátolásán kívül feladatuk az is, hogy az indukált örvényből előrehajtó erőt nyerjenek ki. A szárny alakja és elhelyezése ennél a megoldásnál azonban igen fontos, mert egy rosszul beállított, vagy rossz geometriájú szárnyal adott esetben többet veszíthetünk a szárny ellenállástöbblete miatt, mint amennyit nyerünk vele.

A tőkesúly azonban a fent említett szárnyak nélkül sem tekinthető két szabad véggel rendelkező szárnynak, hiszen egyik végét maga a hajótest mindenképpen lezárja. Emiatt indukált ellenállás szempontjából a tőkesúly egy éppen kétszeres hosszúságú, ám mindkét végén szabad szárnyal vehető egyenértékűnek. Mivel a karcsúsági tényező definíciója mindkét végén szabadon hagyott szárnyra vonatkozik (pl. repülőgépszárnyaknál a figyelembe veendő hossz a teljes szárnyfesztáv), tőkesúlyok esetében az ún. effektív karcsúságot ( $AR_e$ ) használjuk, mely a valódi karcsúságnak éppen a kétszerese. Láttuk tehát, hogy a felhajtóerő és az indukált ellenállás szabad véggel rendelkező szárny esetén egymástól szétválaszthatatlan. Ugyanakkor azt is fontos észrevennünk, hogy ha a tőkesúlyon nem keletkezik felhajtóerő (tehát szimmetrikus profil esetén  $0^\circ$ -os állásszögnél, pl. hátszélben haladva), akkor nem lép fel indukált ellenállás sem, hisz nincs nyomáskülönbség a profil két oldala között.

Az összehasonlíthatóság miatt természetesen az ellenálláserőt is a felhajtóerőhöz hasonló módon, dimenziótlan formában, ellenálláserő-tényezőként szokás megadni.

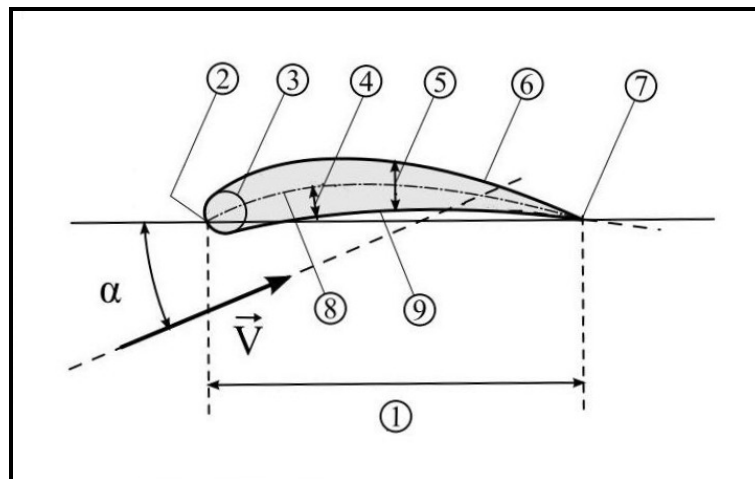
## 4. Tőkesúly-profilok ideális kialakításának lehetőségei

Diplomamunkám további részében a tőkesúly-profilok optimális kialakításával foglalkozom, vizsgálataim során tehát a tőkesúly véges hosszát, és ezzel együtt az indukált ellenállást is elhanyagolom. Természetesen indukált ellenállás ettől még minden tőkesúlynál fel fog lépni, ám ennek csökkentése nem ennek a diplomatervnek a témája.

Így tehát a tőkesúlyt végtelen hosszúnak, a körülötte kialakuló áramlást pedig síkbelinek tekintve, vizsgálataimat a továbbiakban két dimenzióban végzem.

### 4.1. Szárnyprofilok jellemző méretei, paramétereit

Általános, aszimmetrikus szárnyprofil láthatunk a 4.1. ábrán, melynek jellemző méretei a következők:



4.1. ábra: Egy szárnyprofil jellemző méretei [commons.wikimedia.org]

- 1: húr (c)
- 2: belépőél
- 3: belépési sugár (R)
- 4: íveltség: a húr és a vázvonala távolsága (f)
- 5: vastagság (t)
- 6: szívott oldal
- 7: kilépőél
- 8: vázvonal: a két oldal közé rajzolható, érintő körök középpontjait összekötő vonal
- 9: nyomott oldal

Fontos méretek, ill. származtatott paraméterek továbbá:

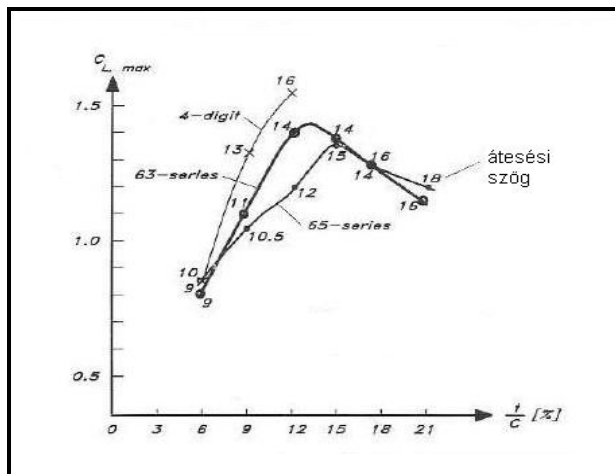
- legnagyobb vastagság ( $t_{max}$ )
- legnagyobb vastagság a húr hossz százalékában ( $t_{max}/c$ )
- legnagyobb vastagság helye a húr hossz százalékában ( $x_{tmax}/c$ , relatív vastagság)
- legnagyobb íveltség ( $f_{max}$ )
- legnagyobb íveltség a húr hossz százalékában ( $f_{max}/c$ )
- legnagyobb íveltség helye a húr hossz százalékában ( $x_{fmax}/c$ )

Szimmetrikus profilok esetében az íveltség a húr hossz mentén mindenhol nulla, ezáltal a két oldal a húrra szimmetrikus, a húr és a vázvonal egybeesik.

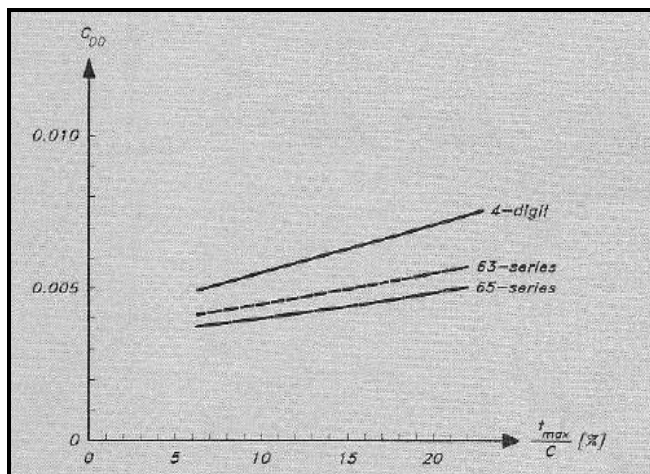
Mivel a hagyományos tőkesúly-profilok mind szimmetrikusak, ezért a továbbiakban ezekkel foglalkozom.

## 4.2. A maximális vastagság és az erőtenyezők összefüggései

Egy profil maximális vastagságának jelentős hatása van a profilon ébredő erőkre. A relatív vastagság növelésével ugyanis a maximális felhajtóerő-tényező kezdetben nő, majd újra csökkenni kezd. Ugyanakkor az átesési szög nagyobb relatív vastagságok felé haladva monoton nő. Ezt szemlélteti a 4.3. ábra.



4.3. ábra: Különböző sorozatokba tartozó NACA profilok maximális felhajtóerő-tényezőjének alakulása a maximális vastagság függvényében [3]



4.2. ábra: Különböző sorozatokba tartozó NACA profilok 0°-os állásszögnél érvényes ellenállás-erő-tényezőjének alakulása a maximális vastagság függvényében [3]

Ez alapján tehát logikusnak tűnhetne minél vastagabb profilt választani, azonban nem felejthetjük el az ellenállás-erő-tényezőre gyakorolt hatást sem.

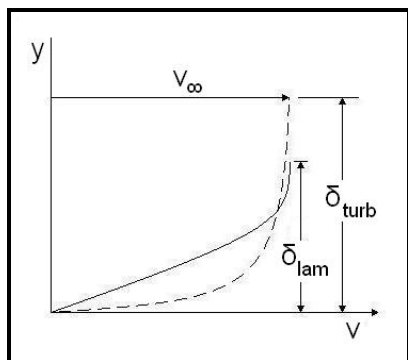
A 4.2. ábra a 0°-hoz tartozó ellenállás-erő-tényező alakulását mutatja a relatív vastagság függvényében.

Látjuk tehát, hogy  $C_{D0}$  növekedése az, ami a profilválasztásnál a relatív vastagság észszerű felső határát megszabja.

A szakirodalom szerint a tőkesúlyok relatív vastagsága 6 és 18% között lehet, az optimum pedig 10-12% körül van [5].

## 4.3. Nyomáseloszlás célirányos megtervezése, profiltervezés

A szárnymetszet körül kialakuló áramlás részleteinek megismerésével tájékozódhatunk a szárnymetszet alakja és a szárnymetszet körüli sebesség-, ill. nyomáseloszlás közötti összefüggésekről. Ezzel kapcsolatban felvetődik a feladat megfordításának lehetősége: bizonyos kötöttségek mellett felvett nyomáseloszláshoz tartozó szárnymetszet alakjának megtervezése. A nyomáseloszlás felvételét gyakorlati körülmények irányítják: tőkesúly-profilok esetén a felhajtóerő támadáspontja a hajó kiegyensúlyozottsága miatt fontos, hajócsavaroknál pedig (amelyek metszetei szintén lehetnek szárnyprofilok) a kavitáció elkerülésére kell törekednünk. Adott nyomáseloszláshoz tartozó profil megtervezésének menetét részletesen tárgyalja a [6].

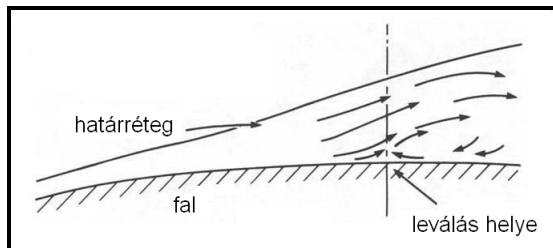


4.4. ábra: Sebességprofil lamináris és turbulens határrétegben [ecomodder.com]

Tőkesúly- és szárnyprofilok esetében a nyomáseloszlás megtervezésénél kiemelten fontos szempont, hogy a határéteg minél nagyobb szakaszon maradjon lamináris. Lamináris határétegben ugyanis a kisebb sebességgradiens, tehát kisebb nyírófeszültségek miatt a súrlódási ellenállás is kisebb, mint turbulens határétegben (4.4. ábra), így a súrlódási ellenállás is számottevően alacsonyabb [6]. A tapasztalat szerint a lamináris

határréteg – megfelelően sima és hullámmentes felület mellett – turbulenssé válhat ott, ahol a nyomás az áramlás irányában növekedni, tehát a sebesség csökkenni kezd. Ha tehát a turbulens átmenetet (tranzíciót) késleltetni akarjuk, arra kell törekednünk, hogy a sebesség maximuma, és ezzel a nyomás minimuma minél hátrébb legyen.

További fontos szempont szárnyprofiloknál a leválás késleltetése. A maximális sebesség helyének elérése után a nyomás az áramlás irányában újra növekedni kezd, csökken a sebesség a határrétegben, végül a felülethez legközelebbi részeken meg is fordul az áramlás, visszaáramlás alakul ki. Ilyenkor a határréteg leválásáról beszélünk (4.5. ábra).



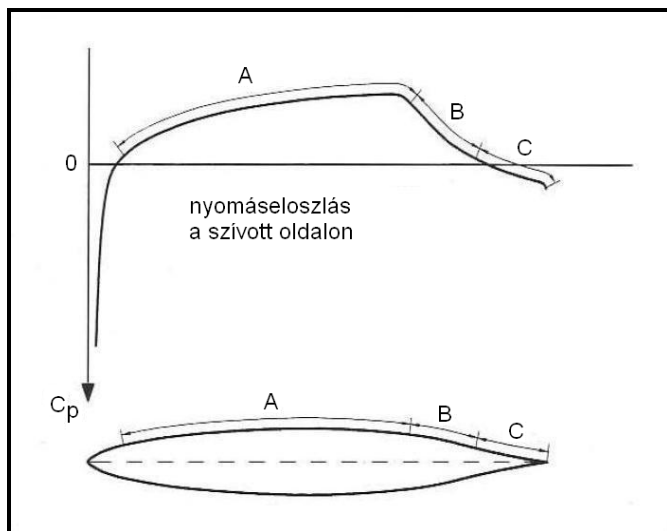
4.5. ábra: Határréteg leválása a falról [history.nasa.gov]

A határréteg leválása miatt kialakuló alacsony nyomású zóna, az ún. leválási buborék növeli a profil alakellenállását. Itt is vissza kell azonban utalnunk a 4.4. ábrára: a turbulens határréteg sebességprofilja a fal közelében „teltebb”, mint a lamináris határrétegé, tehát nagyobb a folyadékrezecskék mozgási energiája is. Emiatt az áramlás irányában növekvő nyomás kevésbé tudja lefékezni a turbulens határréteget, ami azt eredményezi, hogy később fog leválni, mint egy ugyanakkora nyomásgradienssel szemben áramló lamináris határréteg.

Látjuk tehát, hogy amíg a súrlódási ellenállás szempontjából kifejezetten előnyös a lamináris határréteg fenntartása, a leválás könnyebben elkerülhető, ha a határréteg turbulens.

Látjuk tehát, hogy amíg a súrlódási ellenállás szempontjából kifejezetten előnyös a lamináris határréteg fenntartása, a leválás könnyebben elkerülhető, ha a határréteg turbulens.

Látjuk tehát, hogy amíg a súrlódási ellenállás szempontjából kifejezetten előnyös a lamináris határréteg fenntartása, a leválás könnyebben elkerülhető, ha a határréteg turbulens.



4.6. ábra: Adott nyomáseloszláshoz tervezett profil [3]

Nézzünk meg tehát egy olyan profilt, amit a fenti két szempont szem előtt tartásával terveztek (4.6. ábra).

Mint látjuk, a nyomáseloszlás, és ezzel a profil is három szakaszra osztható.

Az „A” szakaszon a vastagság, és ezzel együtt az áramlási sebesség is nő, a nyomás pedig csökken. Minél tovább tartható fenn ez az állapot, annál később érheti el maximális értékét a sebesség, tehát a folyadék csökkenő nyomás irányába áramlik, a határréteg lamináris marad (ezért az ilyen profilt laminárisnak is nevezik), és leválástól sem kell tartanunk.

A fentiek alapján célszerű lenne tehát minél nagyobb vastagságot minél lassabban, a profil vége felé tolv

hát minél nagyobb vastagságot minél lassabban, a profil vége felé tolv

A „B” szakaszon a vastagság, és ezzel együtt a sebesség újra csökkenni kezd, a nyomás pedig nő, itt már fennáll tehát a leválás veszélye. Szerencsére, a tökesúlyoknál szokásos Reynolds-számoknál növekvő nyomással találkozva, hamarabb válik turbulenssé az áramlás (ábránkon még a „B” szakasz kezdete előtt, a maximális vastagság elérésekor), mintsem hogy még laminárisként leválna. Az átmenet után a turbulenssé

vált határréteg vastagodni kezd, ez pedig kedvezőtlen hatással van a leválási hajlamra. Célszerű ezért a nyomásnövekedés orozslánrészét minél hamarabb magunk mögött hagyni, még ezen a szakaszon, ahol turbulens határréteg még viszonylag vékony, és ezáltal jobban ellenáll a leválásnak. Ez magyarázza a vastagság hirtelen csökkenését a „B” szakaszon.

A „C” szakaszon a határréteg vastagodása miatt már nem engedhető meg olyan hirtelen vastagságcsökkenés, mint a „B” szakaszon, hiszen ez azonnali leválást vonna maga után, ezért itt a profil már csak szép lassan vékonyodik, létrehozva a jellegzetes inflexió, konkáv görbületet.

#### 4.4. „Szabványos” profilok használata

A hajótervezői gyakorlatban javasolt és bevett szokás, hogy a tökesúly megtervezésénél inkább annak oldalnézeti alakjával foglalkozzunk, a profilt ne magunk próbáljuk megtervezni. Ennek oka főként az, hogy rengeteg, hosszú évek során kifejlesztett és tökéletesített profil áll rendelkezésünkre katalógusokban mérési eredményeikkel együtt, ezért valószínűleg jobban járunk, ha ezekből választunk egy nekünk megfelelőt, mintha profiltervezésre adnánk a fejünket [3].

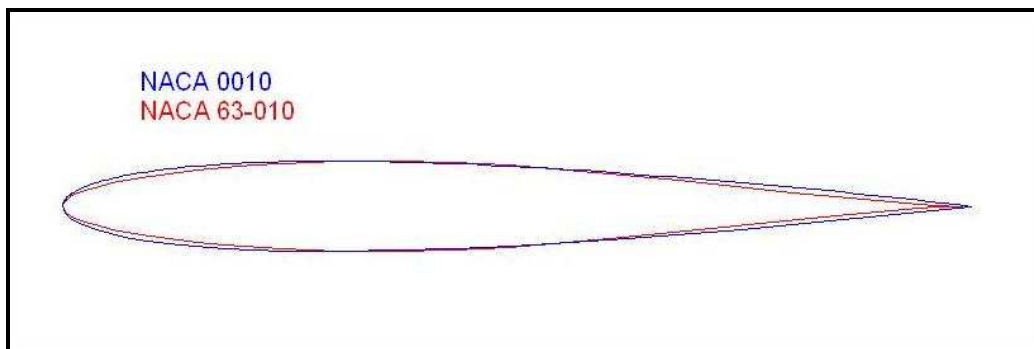
A legismertebbek, és a tökesúly-profilok között is talán legelterjedtebben alkalmazottak az ún. NACA<sup>1</sup> profilok:

- 4 számjegyű NACA profilok (pl. NACA 2213): viszonylag korai profilcsalád, amelynél a profil alakját négy számjeggyel adják meg. Az első a maximális íveltség, a második a maximális íveltség helyének tizede a húrhossz százalékában, a harmadik és negyedik számjegy pedig a relatív vastagság, szintén százalékban megadva. Erre a sorozatra jellemző, hogy viszonylag nagy a belépési sugaruk, a belépőél után gyorsan nő a vastagság (melynek maximumhelye ennél a profilcsaládnál a húrhossz 30%-ánál található), ezáltal a határréteg szinte rögtön turbulenssé válik. Ezért turbulens profiloknak is nevezzük ezt a sorozatot. A kilépőél felé haladva a vastagság inflexió nélkül csökken újra nullára. Szimmetrikus profilok esetében az első két számjegy értelem szerűen 0.
- NACA 6-os sorozat (pl. 63<sub>2</sub>-215 a=0,5) : újabb fejlesztésű, lamináris profilcsalád. Az első számjegy mindig a sorozatra utaló 6-os, a második a minimális nyomás helyének tizede a húrhossz százalékában. Az alsó indexben lévő szám azt adja meg, hogy a kötőjel után megadott, tervezési  $C_L$  értéktől hány tizeddel eltérve nem nő még számottevően az ellenállás, az utolsó két szám pedig itt is a relatív vastagságra utal. Lamináris profil lévén, sokkal lassabban indul a vastagodás a belépőéltől, mint a 4 számjegyű profilok esetében, kisebb a belépési sugaruk is, a kilépőélnél pedig megtalálható az előbb említett inflexió. Szimmetrikus profiloknál a kötőjel utáni számjegy 0.

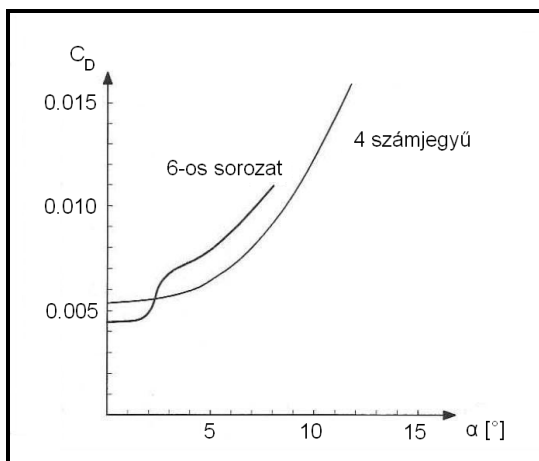
Azonos relatív vastagsággal rendelkező 4 számjegyű és 6-os sorozatba tartozó profilok láthatók a 4.7. ábrán.

---

<sup>1</sup> NACA: National Advisory Committee for Aeronautics, azaz Nemzeti Repüléstani Tanácsadó Bizottság, a NASA elődje



4.7. ábra: NACA 0010-es és NACA 63-010-es profilok összehasonlítása



4.8. ábra: 4 számjegyű és 6-os sorozatba tartozó NACA profilok  $C_D$ - $\alpha$  diagramjai [3]

A kétfajta profil  $C_L$ - $\alpha$  diagramja között csupán annyi a különbség, hogy a 6-os sorozatba tartozó profilok valamivel kisebb állásszögnél esnek át. Szembetűnőbb viszont a különbség a profilok  $C_D$ - $\alpha$  diagramjait összehasonlítva (4.8. ábra). Megfigyelhető a 6-os sorozatba tartozó profilra jellemző, kb. 2-3°-os megfúvási szögig tartó alacsony ellenállás-erő-tényezőjű tartomány (angolul: drag bucket, magyar megfelelőjét nem találtam). Emiatt az alacsony ellenállás miatt sokszor választják vitorlás hajók tőkesúly-profiljának a 6-os sorozat valamely tagját. Azonban ez a döntés erősen vitatható, több okból kifolyólag is:

- Az alacsony ellenállású zóna csak 2-3°-os megfúvási szögig tart (ami alacsonyabb, mint egy átlagos vitorlás hajó 4-7°-os sodródási szöge), ezen a zónán kívül pedig még nagyobb is a 6-os sorozatba tartozó profil ellenállása, mint a 4 számjegyűnek.
- Az alacsony ellenállásérték csak abban az esetben valósul meg, ha az áramlás a profil mentén tényleg sokáig lamináris marad. A tőkesúly felületi egyenetlenségei, valamint a hajó lengéseinek az áramlást megzavaró hatása miatt azonban a gyakorlatban igen ritka esetben tartható fenn lamináris határreteg a tőkesúly körül.
- Egy forduló során, a lecsökkent sebesség miatt a 6-os sorozatnál inkább kell tartani az átesés bekövetkezésétől, mint a 4 számjegyű profilok esetében.

A fentieket összefoglalva megállapítható, hogy vitorlás hajókon való általános használatra egy 4 számjegyű profillal rendelkező tőkesúly tűnik praktikusabbnak [7].

#### 4.5. Aszimmetrikus profil használatának gondolata, megvalósítási lehetőségek

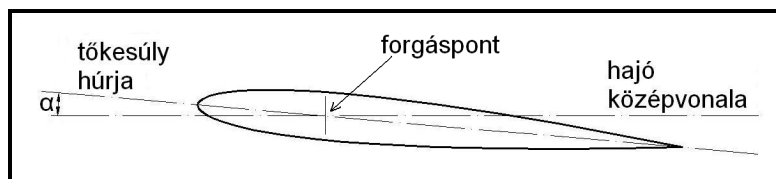
Mindeddig abból az alaptételből indultunk ki, hogy mint ahogy a hajótestnek, a tőkesúlynak is szimmetrikusnak kell lennie a hajó középvonalára, hisz a hajónak egyformán kell teljesítenie, akár balról, akár jobbról fújó széllel halad. Ennek elkerülhetetlen következményeként elfogadtuk, hogy a hajó néhány fokot sodródni fog, hiszen csak így tud kialakulni a hajóközépvonallal párhuzamos húrú, szimmetrikus tőkesúlyn a szükséges oldalerő.

Okkal merül fel azonban a kérdés, hogy ennek valóban így kell-e lennie, nem tehetünk-e valamit annak érdekében, hogy a sodródást csökkentsük azáltal, hogy nem ragaszkodunk minden körülmények között a fent említett szimmetriához?

Az erre a kérdésre adott válaszokat tekintem át a következőkben.



### 4.5.1. Forgatható tőkesúly



4.9. ábra: Forgatható tőkesúly

A forgatható tőkesúly alap-gondolata, hogy a profil továbbra is szimmetrikus marad, és az egész tőkesúlyt fordítják el a hajó középvonala-hoz képest, amint ez a 4.9. ábrán látható. Tehát, ha a tő-

kesúlyt épp az oldalerő kifejtéséhez szükséges megfúvási szöggel forgatjuk el, akkor sodródás nélkül is rendelkezésre áll a szükséges oldalerő.

Ezzel a megoldással kísérleteztek kb. 30 évvel ezelőtt, az IOR<sup>2</sup> hajókon. A rendszer nem nagyon vált be, hiszen hatalmas tömegű tőkesúlyt kell mozgatni, ami igen bonyolult feladat, a forgató berendezés pedig sérülékeny, továbbá szilárdsági problémák is felmerülnek.

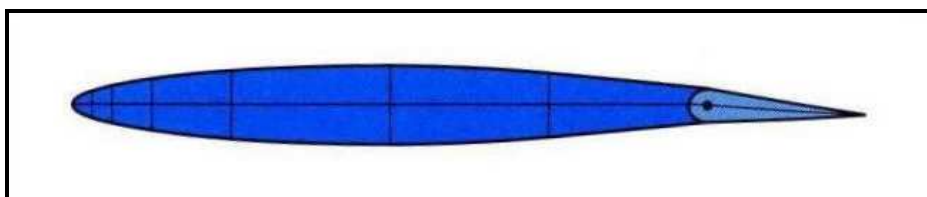
### 4.5.2. Profil kismértékű alakítása

Repülőgépek szárnyainál találkozhatunk néha azzal a megoldással, hogy a szárnyat borító lemezt belülről valamilyen módon, pl. hidraulika segítségével igyekeznek deformálni, megváltoztatva ezzel a profilt. Le- és felszálláshoz, amikor viszonylag kis sebesség mellett nagy felhajtóerőre van szükség, a profil ennek elérése érdekében erősen ívelté tehető, utazó üzemmódban pedig az íveltség jelentősen csökkenthető, mivel a nagy sebesség miatt ilyenkor a szükséges felhajtóerő így is biztosítható, viszont az ellenállás kisebb lesz.

Vitorlás hajók tőkesúlyánál ez a megoldás egyáltalán nem terjedt el, mivel az ehhez szükséges mechanikát nagyon nehéz lenne úgy elhelyezni a tőkesúlyban, hogy ne lépjenek fel strukturális problémák.

### 4.5.3. Terelőlap

Terelőlapos (angolul: trim tab) tőkesúly-kialakítás esetén a profil egy része (vitorlás hajókon tipikusan a hátsó 10-25%-a) egy tengely körül csuklósan elfordítható (4.10. ábra). Ezáltal a profil aszimmetrikussá válik, azaz már kisebb megfúvási szög esetén is képes megtermelni a szükséges oldalerőt, aminek eredményeképpen a hajó sodródási szöge csökken.



4.10. ábra: Terelőlapos tőkesúly-profil [5]

Diplomatervem további részében a terelőlapos tőkesúly-profilok használatának lehetőségeivel foglalkozom.

<sup>2</sup> IOR: International Offshore Rule, óceáni vitorlások felmérésére és osztályozására szolgáló szabály

## 5. Terelőlapok

### 5.1. Terelőlap használatának előnyei, és nehézségei

A mai modern versenyhajókon a terelőlap használata nagyon elterjedt megoldás. Előnyei a következők:

- A szükséges oldalerő kisebb sodródási szögnél alakul ki. Ezáltal a hajó sodródása csökken, élessége javul, valamint csökken a test sodródás miatti többletellenállása is.
- A kisebb sodródási szög miatt kisebb lesz a tőkesúly-profil ellenállása is.
- Nagyobb lesz a maximális felhajtóerő-tényező, ami kritikus lehet pl. egy forduló után, mikor a lecsökkent sebesség miatt nagyon nagy felhajtóerő-tényezőre van szükség, hogy ne következzen be átesés.
- A terelőlap által biztosított felhajtóerő-többletnek köszönhetően csökkenthetjük a tőkesúly méretét, ezzel pedig a nedvesített felület csökkenésén keresztül az ellenállását [7].

Ezenkívül a terelőlap lehetőséget ad a kormányosnak arra, hogy a kitérítést változtatva befolyásolni tudja a hajó élességét, ill. ellenállását, amikre eddig nem volt befolyása. Mérlegelhet, hogy egy adott szituációban a terelőlapot jobban kitérítve élesebben, ám a nagyobb ellenállás miatt lassabban halad, vagy kisebb kitérítéssel, tompábban, de gyorsabban.

A mérlegelésben fontos szempont a terelőlap kitérítési szöge (aminek növekedésével az ellenálláserő és a felhajtóerő is nő), valamint a sodródási szög csökkenése közti összefüggés. A szakirodalomban közölt eddigi tapasztalatok szerint, amennyiben a terelőlap hossza a profil húr hosszának 20%-a, a tipikusnak mondható 4°-os kitérítéshez kb. 2°-os sodródási szög csökkenés tartozik, ami igen jelentősnek mondható [5].

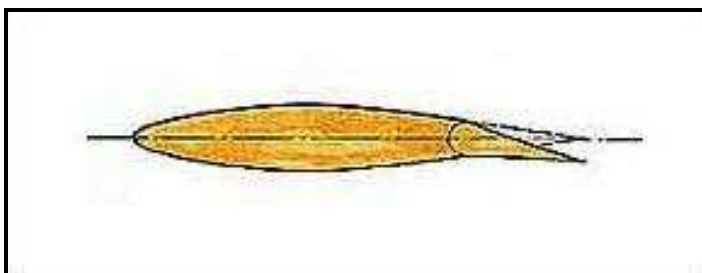
Bár nem tartozik a terelőlap elsődleges feladatai közé, mégis említésre méltó, hogy főként párosversenyeken, a rajt előtti helyezkedéskor fékezésre és kormányzásra is szokták használni [8].

A terelőlap használatának azonban nehézségei is vannak:

- Nagyon jónak kell lennie a fix és mozgatható rész közti tömítésnek, hiszen ha itt át tud szivárogni a víz, akkor ki tud egyenlítődni a két oldal közti nyomáskülönbség, ami az oldalerő drasztikus visszaesésével jár.
- A terelőlapot mozgó mechanizmus meghibásodhat, beszorulhat. Ilyenkor fontos, hogy a terelőlapot fixálni lehessen a semleges helyzetében, mert ellenkező esetben, a víz által épp a rossz irányba kitérítve sokat ront a hajó menettulajdonságain.

### 5.2. A hagyományos megoldás és kritikája

Hagyományos terelőlapok esetében egy tengelyt építenek be a szimmetrikus profil húr hosszának általában 10-25%-ánál (a kilépőéltől mérve). A csukló előtti részben van elhelyezve az ólom, illetve bulbás kialakítás esetén ez a rész tartja a ballaszt súlyát, a csukló mögötti, elfordítható részt (a terelőlapot) kitérítve pedig a profil aszimmetrikussá tehető. Ilyen kialakítást láthatunk az 5.1. ábrán.



5.1. ábra: Hagyományos terelőlap-kialakítás [9]

Egy ilyen kialakítású tőkesúly rendelkezik mindazokkal az előnyökkel, amelyeket fent említettem. Ugyanakkor, ha a terelőlap el van fordítva a semleges helyzethez képest, a profil egyik oldala sem lesz folytonos, ami a húr menti nyomáslefutásban ugrásszerű változást jelent, ezáltal rontva a profil

jellemzőit. Előnyeik között kell viszont megemlíteni, hogy amennyiben a terelőlap nincs kitérítve (tehát pl. hátszélben, amikor nincs szükség oldalerőre), a profil mindkét oldala folytonos, nincs benne törés. Ezen felül a terelőlap kitérítésének finom változtatgatásával pontosan beállítható az a helyzet, amikor az ellenálláserő még nem nő jelentősen, de a sodródási szög már számottevően csökken.

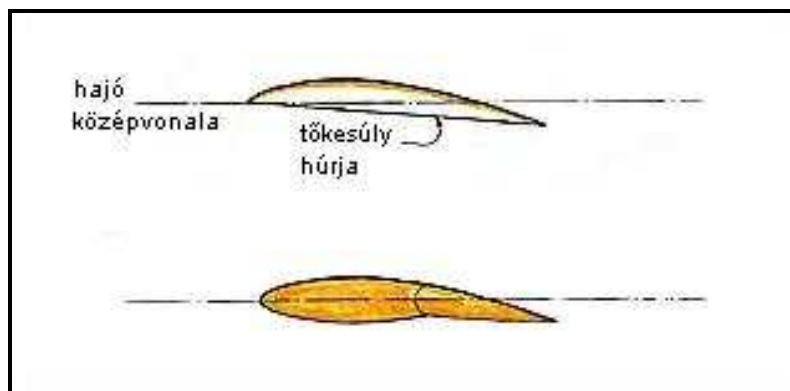
Az első, ilyen kialakítású tőkesúly az Intrepid-en jelent meg 1967-ben, amely hajó kétszer is meg tudta nyerni az Amerika Kupát.

### 5.3. Gabriel Heyman javaslata

Gabriel Heyman svéd hajótervező-mérnök 1992-ben felvetett egy új terelőlap koncepciót, épp az előbbieken vázolt, nem folytonos nyomáseloszlás részbeni kiküszöbölése céljából.

Abból indul ki, hogy minden szárnyprofilnak a szívott oldalán keletkezik a felhajtóerő nagyobb hányada, tehát célszerű lenne a tőkesúly profilját úgy kialakítani, hogy ez az oldal szép folytonos kontúrú legyen, mégpedig abban a helyzetben, amikor a terelőlap ki van térítve. Ezáltal a nyomáseloszlásban sem lenne ugrás, legalábbis ezen az oldalon.

Javaslatát szerint első lépésként a szimmetrikus profil egyik oldalát forgassuk el a hajó középvonalához képest kb. 3-4 °-kal, majd helyezzük el a tengelyt a húr hossz kilépőéltől mért 30-40%-ánál. Ezután a tengely előtti, rögzített részt tükrözzük a hajó középvonalára, a tengely mögötti, elfordítható részt pedig a tengely és a kilépőél által meghatározott egyenesre (5.2. ábra).



5.2. ábra: A Gabriel Heyman által javasolt terelőlap-kialakítás [9]

Az így megalkotott tőkesúlyprofilok egyértelmű előnye a folytonos szívott oldal kitérített terelőlap esetén. Ez azonban már magában hordozza a rendszer egyik nagy hátrányát: amíg egy hagyományos terelőlappal szerelt tőkesúly profilja hátszélben törésmentes lehet, addig egy ilyen terelőlap épp ekkor eredményez ugrásszerűen változó profil-

alakot. Ezen kívül a terelőlap beállítási szögét sem szerencsés tetszőlegesen változtatni, hiszen a szívott oldal értelemesen csak egyetlen, a tervezéskor rögzített terelőlap kitérítés esetén ad szép profilt [9].

### 5.4. A két megoldás összehasonlítása

Diplomatervem témájának sarkalatos kérdése a hagyományos, valamint a Heyman-féle terelőlap-kialakítás összehasonlítása.

Mindjárt a feladat megfogalmazásakor felmerül a kérdés, vajon mi alapján mondhatunk egy hagyományos, ill. egy Heyman-féle terelőlap kialakítást hasonlónak? A lehetséges válaszok (terelőlap kitérítés mértéke, terelőlap-húr hossz arány, stb.) közül én a kiinduló profilt, valamint a profil húrjának a hajóközépvonallal bezárt szögét vettem fel állandónak, mivel véleményem szerint ez a két geometriai adat van a legnagyobb hatással a profil körül kialakuló áramlásra.

A vizsgálni kívánt profilokat tehát a következőképpen állítottam elő:

- Először a kiindulási profilt forgattam el a belépőél körül olyan mértékben, ahogy azt a kilépőél előtt Gabriel Heyman ajánlása szerint 30, ill. 40%-kal elhelyezett,  $\varnothing 30$ mm-es minimális szerkezeti méretű csukló megkívánta (kék).

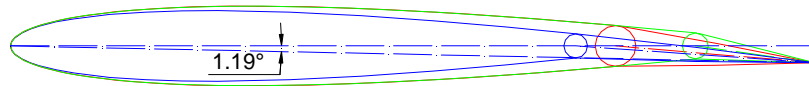
- Ezután kétféle (csukló 15%-nál {zöld}, ill. 25%-nál {piros}), hagyományos terelőlap-pal kialakított profilt rajzoltam, oly módon, hogy a kilépőél a Heyman-féle profil kilépőéjével egybeessen.

A fent leírtakat NACA 0010-es, 0012-es, 0015-ös és 0018-as profillal végeztem el.

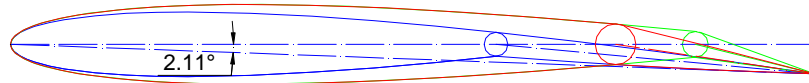
Az így kapott geometriák az 5.3. ábrán láthatók.

0010

Heyman - 30%

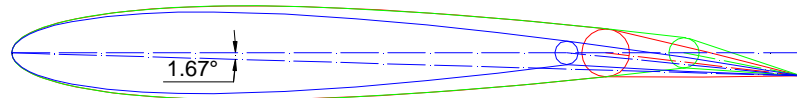


Heyman - 40%

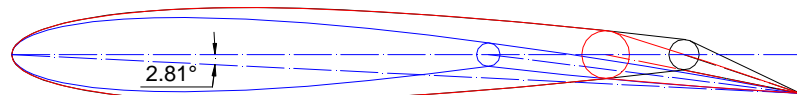


0012

Heyman - 30%

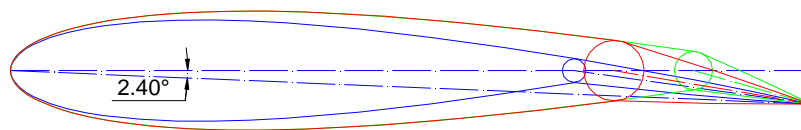


Heyman - 40%

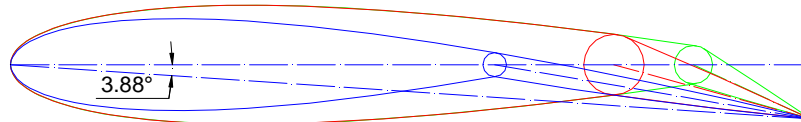


0015

Heyman - 30%

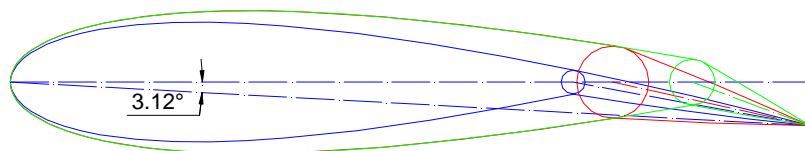


Heyman - 40%

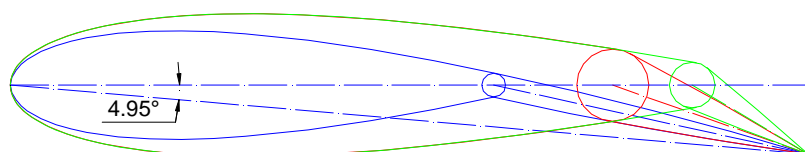


0018

Heyman - 30%



Heyman - 40%



5.3. ábra: Hagymányos és Heyman-féle terelőlappal rendelkező profilok geometriájának összehasonlítása

A fenti variációk közül a 0015-ös, ill. 0018-as profilok rögzített, ill. mozgatható része nagyon aránytalan vastagságban, ezért ezeket a profilokat elvettem. A megmaradt profilok közül szintén nem foglalkoztam azokkal, amelyeknél a Heyman-féle megoldásban a csuklópont 40%-nál van, mivel az így adódó hosszú, vékony terelőlap előreláthatólag komoly szilárdsági problémákat okozna.

A vizsgálatra kiválasztott profilok tehát:

- NACA 0010-es profilcsalád (5.3. ábra, legfelső):
  - szimmetrikus (referencia)
  - hagyományos terelőlap kialakítású, csuklópont 15%-nál
  - hagyományos terelőlap kialakítású, csuklópont 25%-nál
  - Heyman-féle terelőlap kialakítású, csuklópont 30%-nál
- NACA 0012-es profilcsalád (5.3. ábra, felülről a harmadik):
  - szimmetrikus (referencia)
  - hagyományos terelőlap kialakítású, csuklópont 15%-nál
  - hagyományos terelőlap kialakítású, csuklópont 25%-nál
  - Heyman-féle terelőlap kialakítású, csuklópont 30%-nál

A vizsgálatot minden profil esetében elvégeztem kitérített (negyedszél) és középre állított (háromnegyed-, ill. hátszél) terelőlap esetén is, hiszen míg a hagyományos kialakításnál kitérítetlen terelőlap esetén a profil természetesen szép folytonos, addig a Heyman-féle megoldásnál ilyenkor a profil mindkét oldalában törés lesz.

Megfúvási sebességnek (azaz a hajó haladási sebességének) negyedszélben 5 m/s-t, bő szélben pedig 8 m/s-t vettem fel, a [10]-nek megfelelően.

## 6. Összehasonlító vizsgálat FLUENT rendszerben

### 6.1. Bevezetés

Napjainkban az élet minden területén egyre inkább terjed a számítógép használata, mely sok munkát jelentős mértékben megkönnyít, felgyorsít. Így van ez a hajótervezés területén is, különösen a szakma csúcsát képviselő versenyeken, mint például a méltán híres Amerika Kupán. Az itt induló csapatok – költségvetésüktől függően – rengeteg modellkísérletet végeznek hajójuk megtervezése során, amelyek egyrészt igen költségesek, másrészt pedig időigényesek is. Épp ez indokolja a számítógép, konkrétan a numerikus áramlástan (CFD: computational fluid dynamics) szoftverek használatát, melyek beszerzési ára ugyan borsos lehet, azonban maguk a szimulációk a továbbiakban már nem kerülnek külön pénzbe. Ez lehetővé teszi akár több száz test-, vagy éppen tökesúly-kialakítás megvizsgálását anélkül, hogy meg kellene építeni a modelleket, és modellcsatornában tesztelni azokat.

Jogosnak mondható azonban a kérdés, hogy vajon ezek a szimulációk mennyire adnak megbízható eredményt. Mivel az általam is használt RANS-turbulenciamodellezés<sup>3</sup> esetében viszonylag fiatal tudományágról van szó, nem árt, ha valóban némiképp szkeptikusan, de legalábbis kritikusan fogadjuk az eredményeket. Hozzá kell tenni ugyanakkor, hogy a rendelkezésre álló turbulenciamodellek dinamikusan fejlődnek, válnak egyre pontosabbá és megbízhatóbbá, eredményeiket pedig már a fejlesztési stádiumban kísérleti eredményekkel igazolják (ezt validálásnak is nevezik).

Fentiek ismeretében a ma általánosan elterjedt szakmai álláspont tehát az, hogy a numerikus módszereket főleg a tervezés kezdeti szakaszában érdemes alkalmazni, mikor rengeteg lehetőség közül kell kiválasztanunk azokat, amelyek egyáltalán szóba jöhetnek. Az így megszürt, kb. egyformán jónak mutatózó változatokkal viszont már ajánlott modellkísérleteket is végezni, és végül így kiválasztani a legjobbát. A számítógép használata tehát elsősorban sok lehetőség viszonylag gyors összehasonlítására ad módot, ám a valós méréseket egyelőre nem helyettesítheti.

A továbbiakban a fent említett két terelőlap-koncepció összehasonlító vizsgálatát végzem FLUENT rendszerben.

---

<sup>3</sup> RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes): a turbulenciamodellezés legkevésbé számításgényes megközelítése, ahol az örvényeket nem bontják fel, csupán modellekkel írják le azokat

## 6.2. A numerikus megoldás igazolása egy ismert mérési eredményekkel rendelkező profil alapján

A vizsgált profilok összehasonlíthatóságának alapvető feltétele, hogy a numerikus szimuláció meghatározó jellemzői (hálózás, falkezelés, turbulenciamodell, programbeállítások) minden futtatásnál azonosak legyenek. Ezért első lépésként meg kellett határoznom ezeket a paramétereket. Ezt egy NACA 0012-es profillal végeztem el, mivel ennek igen átfogó irodalma hozzáférhető, így a kapott eredményeket könnyű ellenőrizni.

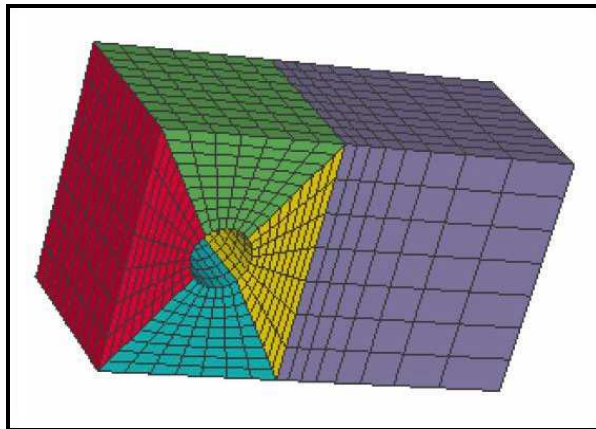
### 6.2.1. Hálózás

#### 6.2.1.1. A hálózásról általában

Áramlások numerikus modellezésénél kiemelt jelentősége van az alkalmazott háló struktúrájának, valamint finomságának. Előbbi főként a megoldás stabilitásával és hatékonyságával, utóbbi pedig a valós geometria diszkrét közelítésének pontosságával, és ezáltal a megoldás időigényével áll szoros kapcsolatban.

Alapvetően kétféle hálótípust különböztethetünk meg, strukturált és strukturálatlan hálót.

Strukturált hálóra láthatunk példát a 6.1. ábrán.



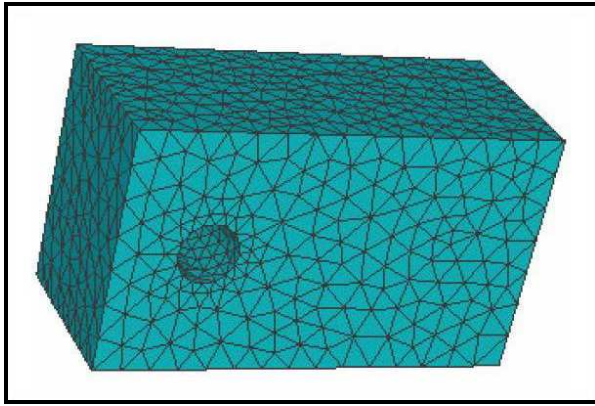
6.1. ábra: Strukturált háló [www.chmltech.com]

A hálózott geometria ún. blokkokra van felosztva, melyeket különböző színek jelölnek. Minden blokk topológiailag négyszög (három dimenzióban hexaéder), így a háló is négyszög elemekből állhat, ami a numerikus megoldás gyorsasága és stabilitása<sup>4</sup> szempontjából általában kedvező. További előnyként említhető, hogy az eljárással lehetséges egyirányú sűrítés is, így a módszer pl. falak mellett hosszú, vékony, ún. pálcikacellák készítésére is alkalmas. Ezen felül, a hálót felépítő négyszögelemek jobban tűrik a torzultságot, mint az általában háromszögelemből felépülő strukturálatlan hálók.

A hátrányok között kell megemlíteni, hogy egy strukturált háló elkészítése nagy tapasztalatot és szakértelmet kíván, ezáltal gyakran igen időigényes feladat. A topológiai kötöttség miatt pedig gyakran akaratlanul is előfordul, hogy olyan helyen is sűrű lesz a háló, ahol egyébként nem lenne szükséges, mert egy sűrűn hálózott él osztása az egész hálón végigvonul. Bonyolult, szabdalt, erősen ívelt geometriák esetén nehéz lehet a strukturált háló elkészítése, és megeshet, hogy a cellák torzultsága olyan nagy lesz, hogy az a megoldás stabilitását már erősen veszélyezteti.

<sup>4</sup> A megoldás stabilitása alatt a reziduumok konvergenciáját értem.





**6.2. ábra: Strukturálatlan háló**  
[www.chmltech.com]

Az előző geometria strukturálatlan hálózását láthatjuk a 6.2. ábrán. Szembetűnő a háló „rendezetlensége”, ami abból adódik, hogy a cellákat nem a felhasználó helyezi el, hanem a számítógép, automatikusan. A felhasznált elemek általában háromszögek (3 dimenzióban tetraéderek), mivel ezekkel könnyebb automatizálni tetszőleges geometria lefedését, bár léteznek négyszögelemekkel dolgozó strukturálatlan hálógenerálási algoritmusok is (pl. GAMBIT-ben: „Quad©Pave” módszer).

A strukturálatlan hálózás legnagyobb előnyei a nagyfokú automatizálhatóság, és az

ebből eredő kis időigény, valamint az, hogy bonyolult geometriák is viszonylag gyorsan és hatékonyan lefedhetők ilyen módszerrel.

Az eljárás legfőbb hátránya, hogy a felhasználó csak nagyon korlátozott mértékben tudja befolyásolni a háló struktúráját, sűrűségét (pl. élhálózással, ill. méretfüggvények használatával), a módszer egyáltalán nem alkalmas pl. egyirányú sűrítésre. Ennek következménye lehet például, hogy az ilyen módon elkészített hálón kevésbé gyorsan (és/vagy stabilan) fut le a szimuláció, mint egy, az áramlás fizikájának átgondolása után készített strukturált hálón [11], [12].

### **6.2.1.2. A vizsgált tökesúly-profilok hálózása**

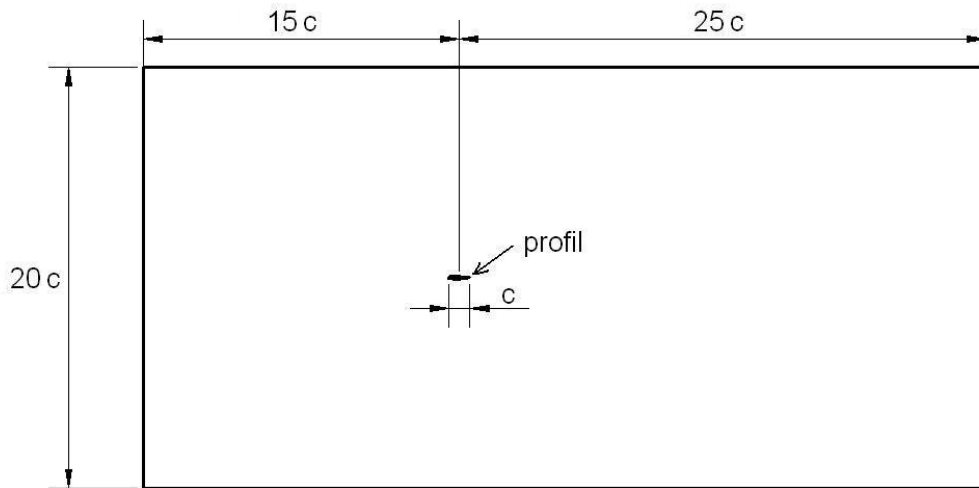
#### **6.2.1.2.1. A távortér méretének meghatározása**

Külső áramlások vizsgálatánál kiemelt jelentősége van annak, hogy mekkora az áramlási tér, valamint a vizsgált objektum méretének aránya egymáshoz képest. Minél kisebb ugyanis az áramlási tér, annál jobban befolyásolja a falak közelségének hatása a vizsgálat eredményét. (Ezért van az, hogy az áramlástechnikai laboratóriumok is igyekeznek minél nagyobb szélcsatornákat építeni.) Esetemben pl., minél kisebb teret hagyok a profil körül, annál nagyobb nyomás lesz a peremeken, ami a profilra visszahatva, komoly mértékben befolyásolhatja a nyomáseloszlást a szárnyon, megváltoztatva ezzel a felhajtó- és ellenálláserőket. A hálógenerálás első lépéseként tehát a távortér méretét kell meghatározni.

A szakirodalomban fellelhető ajánlások alapján a távortér méretét a következőképp állapítottam meg (6.3. ábra):

- a profil előtt 15 húrhossz,
- a profil mögött 25 húrhossz,
- a profil alatt és fölött pedig 10-10 húrhossz [13],[14]

A koordinátarendszer origója a húrhossz felénél van, az x tengely pedig a húrral párhuzamos, az áramlás irányába mutató.

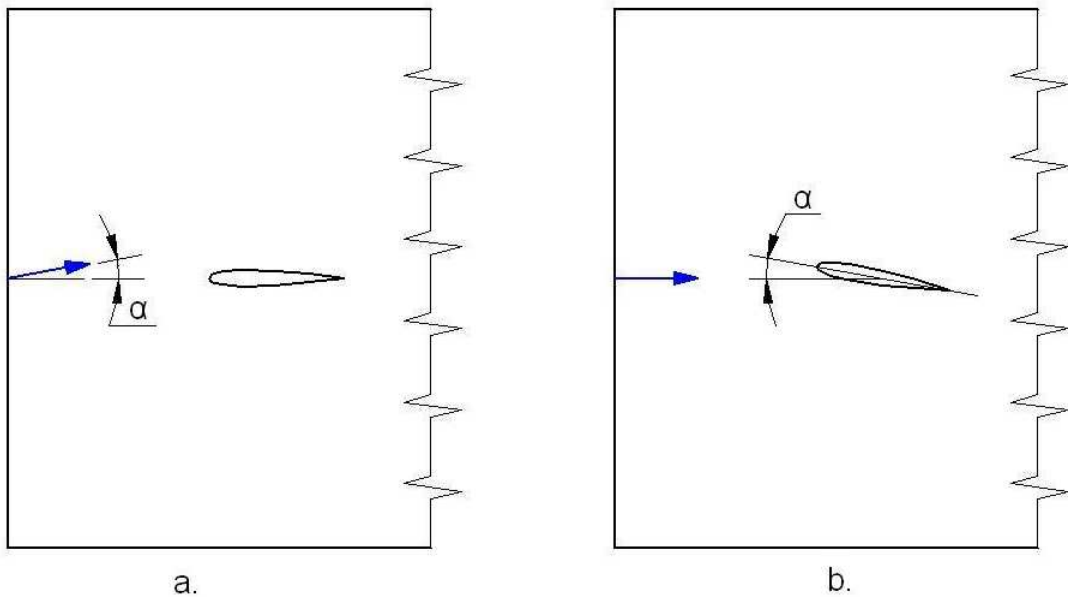


6.3. ábra: A profil köré készített távóter mérete a húr hossz függvényében

#### 6.2.1.2.2. Az állásszög-változtatás megvalósítása

A hálózás következő lépése a háló blokkstruktúrájának megállapítása volt. Itt először is azt kellett eldöntenem, hogy milyen módon kívánom változtatni a profil megfúvási szögét. Ez alapvetően kétféle módon történhet:

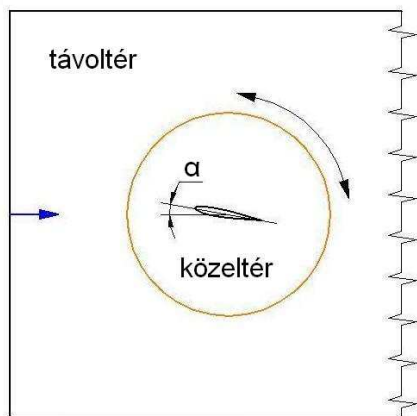
- a hálót változatlanul hagyva, az állásszöget a megfúvás vektorával mindig a kívánt értékre beállítva a belépésen (6.4/a. ábra), vagy
- a megfúvás irányát változatlanul hagyva, a profil elforgatásával (6.4/b. ábra)



6.4. ábra: Az állásszög változtatásának két lehetséges módja

Természetesen mindkét módszernek megvannak az előnyei és a hátrányai is. Abban az esetben, ha a megfúvás vektorát változtatjuk, a háló az összes állásszög esetén változatlan maradhat, amivel munkát és időt lehet megtakarítani. Két futtatás között, az állásszög megváltoztatásához csak a belépő sebességvektor komponenseit kell átírni a belépő peremen, szögfüggvényekkel felbontva azt x és y komponensekre. A felhajtóerő és ellenálláserő definíciójából fakadóan, ugyanezekkel a komponensekkel meghatározott irányokban kell lekérdezni az erőértékeket minden futtatás után. A módszer talán legnagyobb hátránya, hogy a profil mögött kialakuló nyom, amit annak az ellenállásra gyakorolt jelentős hatása miatt igen sűrűn célszerű hálózni, minden állásszögnél a

háló más részén alakul ki. Ezért a háló változatlansága miatt a profil mögött a vizsgált megfúvási szög tartományban mindenhol sűrűn kéne hálózni, ami esetemben túl sok cellából álló hálózathoz vezetne.



**6.5. ábra: Az állásszög változtatása a profil forgatásával**

Fenti szempontok miatt én a másik módszer, a megfúvás változatlanul hagyása, és a profil forgatása mellett döntöttem. Azért, hogy ne kelljen minden állásszögnél újrահálózni a tartományt, a következő megoldást alkalmaztam: a profilt befoglaltam egy körlapba, két résztartományra bontva ezzel az áramlási teret, a körlapon belüli közelterre, és az azon kívüli távoltage (6.5. ábra). Az állásszög változtatása így a körlap forgatásával nagyon egyszerűen megoldható, a megfúvás vektorát, és ezzel együtt az erővektorok irányát viszont nem kell a futtatások során módosítani. Nagy előny, hogy a nyom mindig a távoltage-háló azonos helyén lesz, tisztán x irányban a profil mögött, annak állásszögétől majdnem függetlenül. Hátrányként említhető meg ugyanakkor, hogy a körlap megnehezíti a négyzögelemekkel történő hálózást, a közel- és távoltage közötti interfész pedig lassítja a számítást. Ezen kívül, a forgatás miatt a közelteret általános nyom figyelembevételével kellett hálózni, ami nagyon sok cellát jelent a hálónak ezen a részén.

#### 6.2.1.2.3. A határréteg felbontása, falkezelés

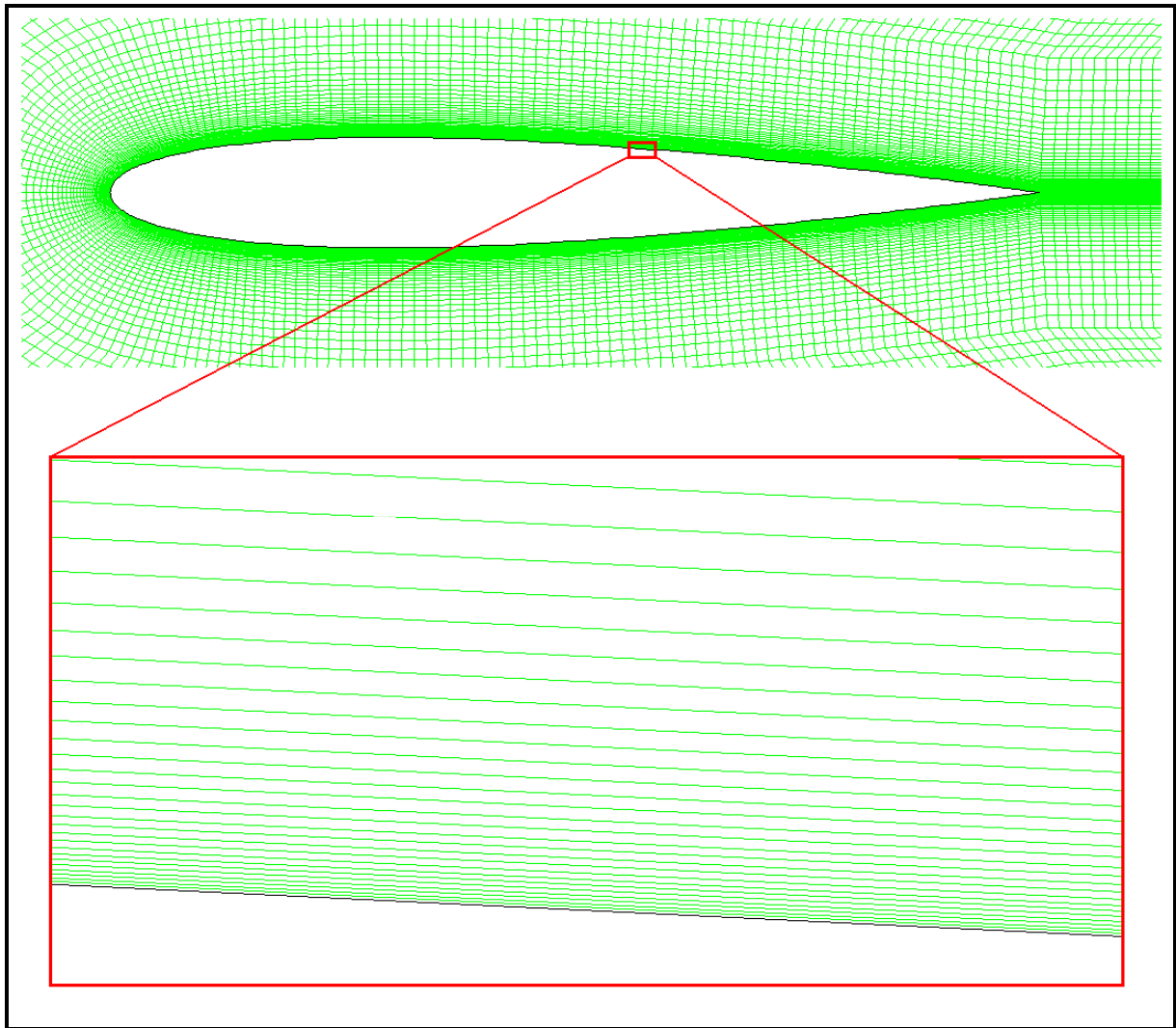
FLUENT rendszerben alapvetően két lehetőségünk van a határrétegbeli áramlási jellemzők számítására:

- Alacsony Reynolds-számú modell: a fal mellett sűrű hálót készítünk, arra törekszünk, hogy legalább 20 cellát helyezünk el a határrétegben a falra merőleges irányban. Ezáltal numerikusan felbontjuk a határréteget, és az azon belüli áramlást a program ugyanúgy közvetlenül számolhatja, mintha az áramlási tér tetszőleges, más helyről lenne szó.
- Magas Reynolds-számú modell: a határréteg logaritmikus tartományát egyetlen cellába foglaljuk bele. A cellán belül a szoftver nem közvetlenül számítja az áramlási jellemzőket, hanem az ún. falfüggvény segítségével modellezi az áramlást a fal közvetlen környezetében.

A fentiekből következik, hogy egy alacsony Reynolds-számú modellezésre készített háló a finom határréteg-felbontás miatt szükségszerűen mindig több cellából áll, mint egy, ugyanarra a problémára, de magas Reynolds-számú falkezelés esetére készült háló. Ezért, mivel a számomra elérhető számítási kapacitás korlátozott, a hatékonyság miatt először magas Reynolds-számú modellel gondoltam megoldani a feladatot.

Azonban, mivel profil körüli áramlás esetében az ellenállásért szinte kizárólag a határrétegen belüli áramlás határozza meg, mindent elronthatunk, ha ezt valamiképp tévesen számítjuk. Emiatt az általánosan elterjedt szakmai álláspont szerint ilyen esetekben mindenképpen célszerűbb az alacsony Reynolds-számú modell alkalmazása [15].

Fenti szempontokat figyelembe véve, mégis inkább az alacsony Reynolds-számú modell mellett döntöttem. Ennek megfelelően, GAMBIT-ben úgy készítettem el a hálózást a profil közvetlen közelében, hogy megfelelő számú cella kerüljön a határrétegbe (6.6. ábra). Természetesen ebben a stádiumban még nem tudhattam, milyen vastag lesz pontosan a határréteg, ezért a határrétegen belüli cellaszámot a szimuláció futtatása után ellenőriznem kellett.

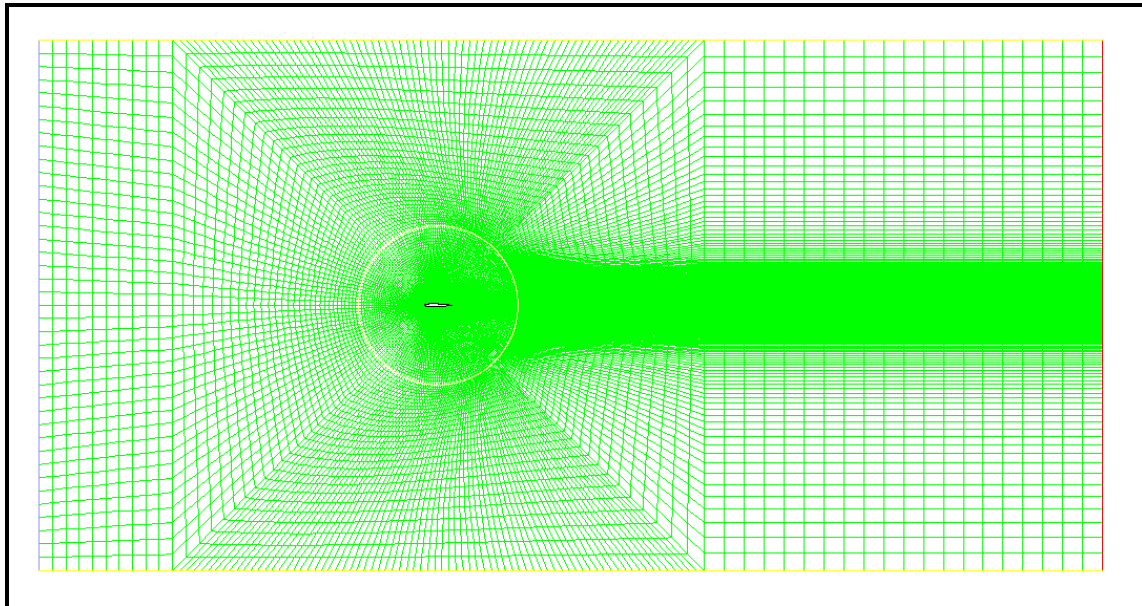


**6.6. ábra: A háló a profil közelében**

A profil körül tehát strukturált hálót készítettem. A fal melletti cella vastagsága  $8 \times 10^{-6}$  c, a faltól távolodva a cellák mértani sor szerint vastagszanak, 1,1-es hányadossal. A profil hossza mentén összesen 100 osztást alkalmaztam. A belépőél felé, ahol a görbület nagy, sűrűbben raktam le a cellákat, ettől hátrafelé haladva pedig egyre ritkábban, majd a húr hossz negyedét elérve már egyenközűen. Ez az eljárás a fal mellett nagyon nagy oldalarányú, karcsú, ún. pálcikacellákat eredményez, amelyek használatát a szabad áramlásban igyekszünk elkerülni, falak mellett azonban nem okoznak problémát, mivel mindig épp az áramlás irányában állnak.

#### 6.2.1.2.4. Távoltér, peremfeltételek

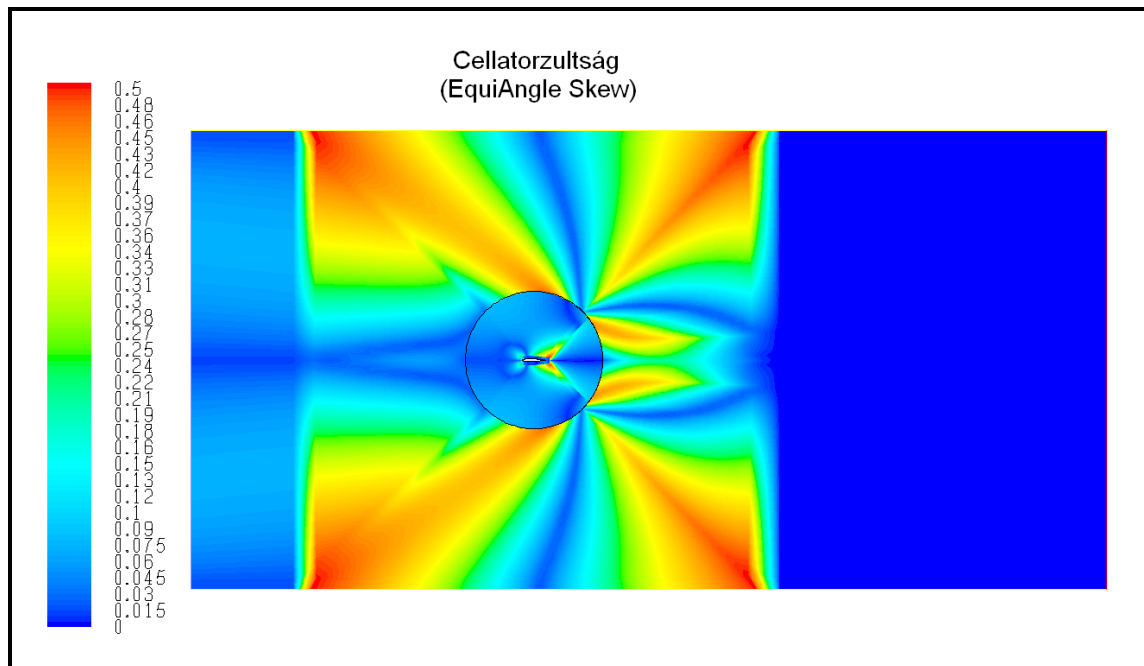
A közel térben alkalmazott strukturált hálót folytatva, a távolteret is „Quad©Map” eljárással hálózta be. Az elkészült háló a 6.7. ábrán látható.



6.7. ábra: A teljes háló

Az ábrán látszik a távolter blokkszerkeztúrája, valamint az, hogy a nyomban is sűrű a háló az áramlás irányára merőlegesen.

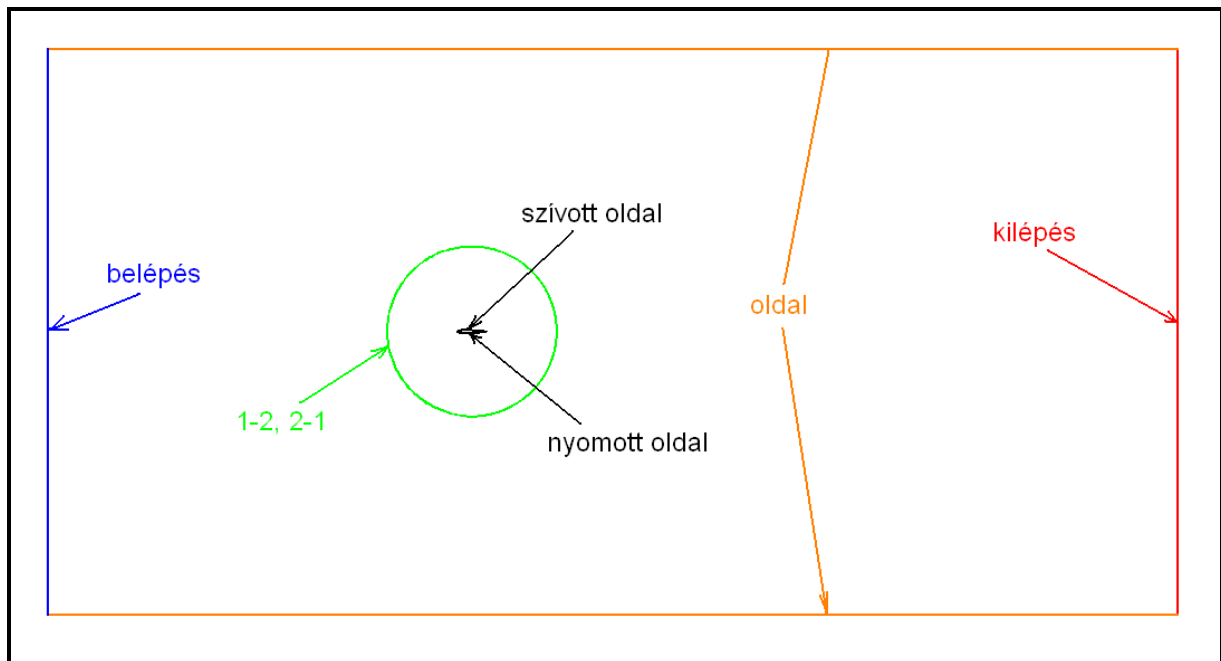
A háló 54.000 négyszögcellából áll, a legtorzultabb cella „EquiAngle Skew”<sup>5</sup> értéke 0,5 (lásd 6.8. ábra), amely jelentősen elmarad a négyszögcellák esetén maximálisan megengedhető 0,85-től [16].



6.8. ábra: Cellatorzultság

<sup>5</sup> EquiAngle Skew: a cellák torzultságát (téglalaptól való eltéréseinek mértékét) kifejező szám, értéke 0 és 1 közötti lehet, ahol a 0 jelenti a téglalap-cellát. A túl torz cellák a megoldás stabilitását veszélyeztetik, ezért kerülni kell a használatukat.

Látható, hogy a torzultság csúcsértékei a profil mögött, ill. a kör-négyzet topológiai átmenetet megvalósító blokk sarkainál jelentkeznek.  
Az alkalmazott peremfeltételeket a 6.9. ábra segítségével mutatom be.



6.9. ábra: Az alkalmazott peremfeltételek

- Belépés: „Velocity Inlet” típusú perem, ahol a közeg sebességét adom meg a peremre merőlegesen, valamint a belépési turbulenciajellemzőket
- 1-2, 2-1: a közel-, ill. távortérhez tartozó „Interface” típusú peremek, feladatuk a két résztartomány közötti kapcsolat megteremtése.
- Szívott oldal, nyomott oldal: a profil két oldalát sima, súrlódásos falként („Wall”) adom meg
- Oldal: „Symmetry” típusú perem, csak a peremmel párhuzamos áramlást enged meg.
- Kilépés: „Pressure Outlet” típusú perem, ahol a kilépőnyomást (amely a profiltól való nagy távolságnak köszönhetően a környezeti nyomással megegyezik) adom meg

### 6.2.2. Turbulenciamodell

Áramlások numerikus modellezésénél döntő jelentőségű a feladatra legalkalmasabb turbulenciamodell kiválasztása.

Szárnyprofilok körüli áramlás modellezésére olyan turbulenciamodellt kell választanunk, amely kifejezetten alkalmas falmenti, nyomásgradienssel szemben történő, leválós áramlások leírására. E szempontok figyelembevételével a FLUENT-ben megtalálható turbulenciamodellek közül az alábbi kettő jöhet szóba:

- Spalart-Allmaras: A Boeing mérnökei által kifejlesztett, egy egyenletes turbulenciamodell, kifejezetten a repülőipar céljaira optimalizálva (transz- és szuperszonikus áramlások szárnyprofilok körül). Eredetileg alacsony Reynolds-számú falkezeléshez fejlesztették ki, de többé-kevésbé jól használható magas Reynolds-számú modellekkel is [17].
- Shear Stress Transport (SST)  $k-\omega$ : A Dr. Florian Menter által 1994-ben kifejlesztett, két egyenletes turbulenciamodell nagy népszerűségnek örvend a CFD felhasználók körében, aminek oka alkalmazhatóságának sokrétűségében rejlik. Alkalmas nagy nyomásgradienssel szemben történő, leválós áramlások leírására, valamint közvetlenül, külön csillapítófüggvények nélkül használható alacsony Reynolds-számú

modelleken is a falak közelében. További előnyeként említhető még, hogy ezen modell esetén a normál  $k-\varepsilon$  modellhez képest kevésbé jelentkezik az a zavaró jelenség, hogy a turbulens kinetikai energia a torlópontokban indokolatlanul megnő. Ezen felül bizonyos mértékben alkalmas a határréteg lamináris-turbulens átmenetének számítására is [15], [18].

Feladatomhoz több szempontból is megfelelőbbnek tűnt a  $k-\omega$  modell. Ez ugyanis, két egyenletes modell lévén, közvetlenül alkalmas a turbulens kinetikai energia disszipációjának számítására is, azaz a turbulencia az áramlásban csökkenni is tud. A szabad nyírórétegek számítására való alkalmasság képessé teszi a modellt a nyombeli áramlás leírására, valamint a modell határréteg-átmenetet leíró képessége is nagy előnyt jelent feladatom szempontjából.

A későbbi eredmények visszaigazolták ezeket a megfontolásokat, ugyanis a szimulációt próbaképp Spalart-Allmaras turbulenciamodellel is lefuttatva a hibák jelentősen nagyobbak voltak, mint az SST- $k-\omega$  használata esetén.

### 6.2.3. Szoftverbeállítások, futtatási paraméterek

Víz közeget használtam, azokkal a tulajdonságokkal, ahogy a FLUENT-ben alapbeállításoként szerepel: sűrűsége  $998,2 \text{ kg/m}^3$ , dinamikai viszkozitása  $0,001003 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ , kinematikai viszkozitás pedig a fentiekből következően  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

A megfúvási sebességet a belépésen az 5.4. fejezetben leírtaknak megfelelően  $5 \text{ m/s}$ -ra állítottam be, ezzel  $1 \text{ m}$ -es húr hossz esetén a Reynolds-szám  $5000000$ -ra adódik. A turbulenciafokot  $0,1\%$ -nak, a hosszléptéket pedig a profil húr hosszával megegyezően,  $1 \text{ m}$ -nek vettem fel.

A nyomást, az impulzust és a turbulenciajellemzőket is másodrendű szél felőli súlyozással diszkretizálva számoltattam a programmal.

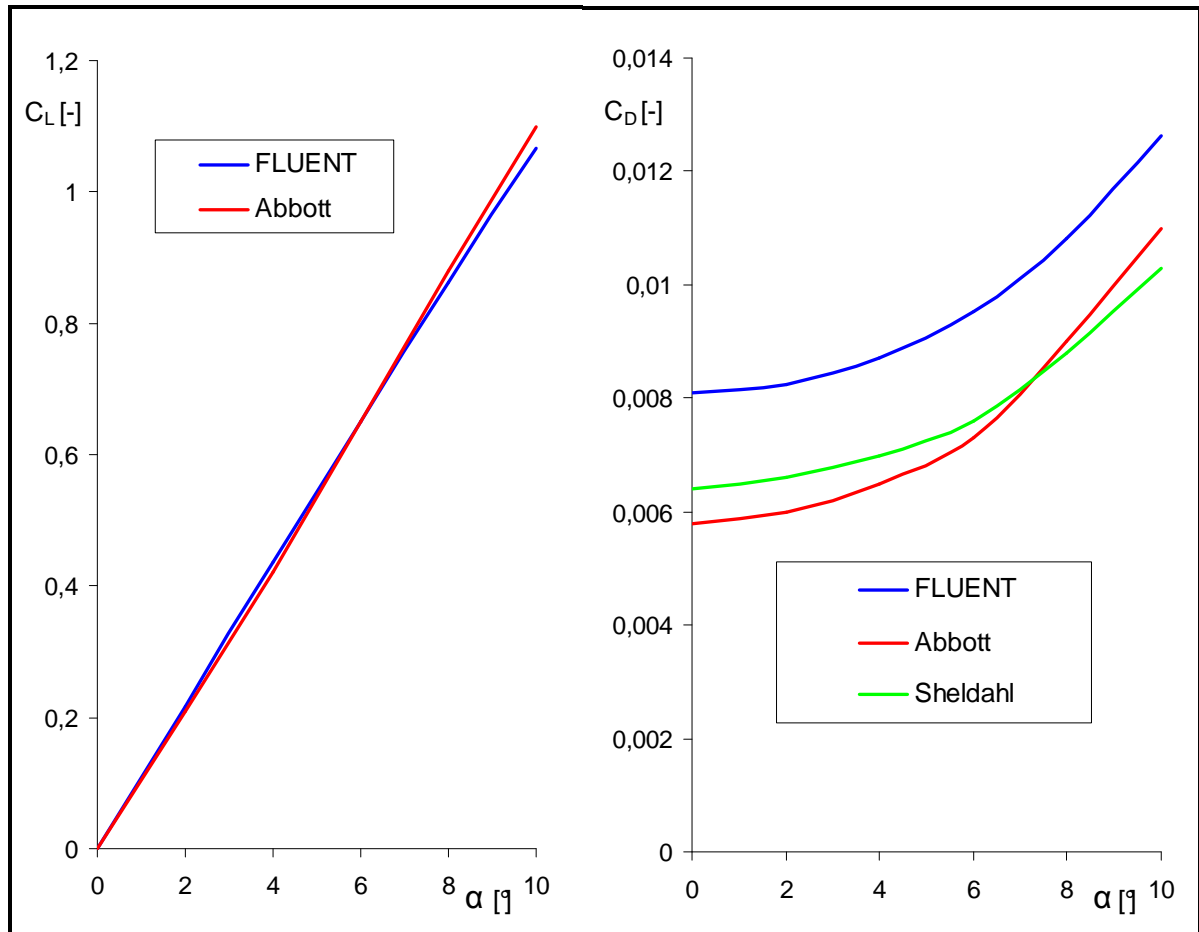
A profil állásszögét  $0^\circ$ -tól  $10^\circ$ -ig változtattam,  $2^\circ$  -onként.

A futtatás során a reziduumokon túl az ellenálláserő-tényező konvergenciáját is figyelembe vettem, és a számítást addig folytattam, amíg az értékek ingadozása a kb.  $10^{-6}$ -os nagyságrendbe nem csökkent.

## 6.2.4. Eredmények, értékelés, következtetések

### 6.2.4.1. Fejhajtóerő és ellenálláserő görbék

A futtatások eredményeképpen kapott  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéket, valamint az eredmények igazolására szolgáló görbéket a 6.10. ábra mutatja [19], [20].



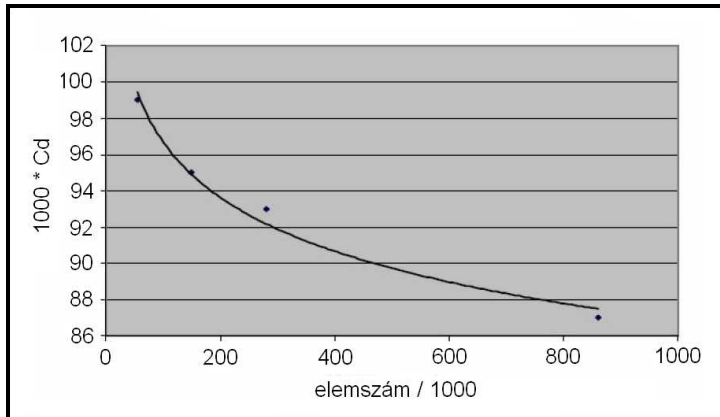
6.10. ábra: NACA 0012-es profil FLUENT-tel kapott  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéinek összehasonlítása mérési eredményekkel

A felhajtóerőről elmondható, hogy a FLUENT-tel számított értékek szépen megegyeznek a mérési eredményekkel, csupán  $6^\circ$ -os állásszög fölött figyelhető meg gyakorlatilag elhanyagolható, 2-5%-os eltérés.

Sokkal nagyobb különbségek tapasztalhatóak viszont az ellenálláserő-tényező értékeiben, kisebb állásszögeknél 20-35%, nagyobbaknál pedig 13-21% az eltérés a mért értékektől.

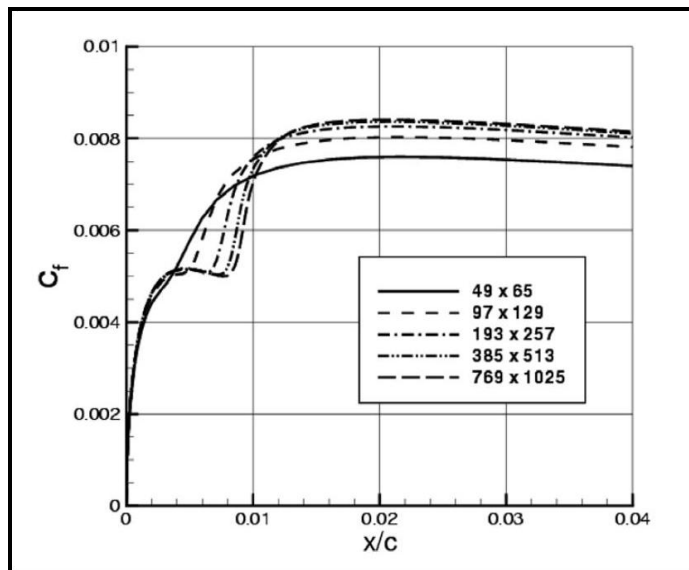


Az eltérés okát keresve, a szakirodalom tanulmányozása során azt vettem észre, hogy az ellenálláserő-tényező hasonló mértékű felülbecslése igen gyakori hiba szárnyprofilok numerikus vizsgálatánál [15], [21], [22], [23]. A jelenség elsősorban valószínűleg a numerikus háló véges felbontásában gyökerezik. Több szakirodalomban is megtaláltam



6.11. ábra: Az ellenálláserő-tényező alakulása az elemszám függvényében [21]

ezekre egy közelítő görbét illesztve arra a megállapításra jutottak, hogy kb. 100 millió elemből álló hálón adná pontosan vissza a numerikus szimuláció a mérési eredményeket (6.11. ábra).



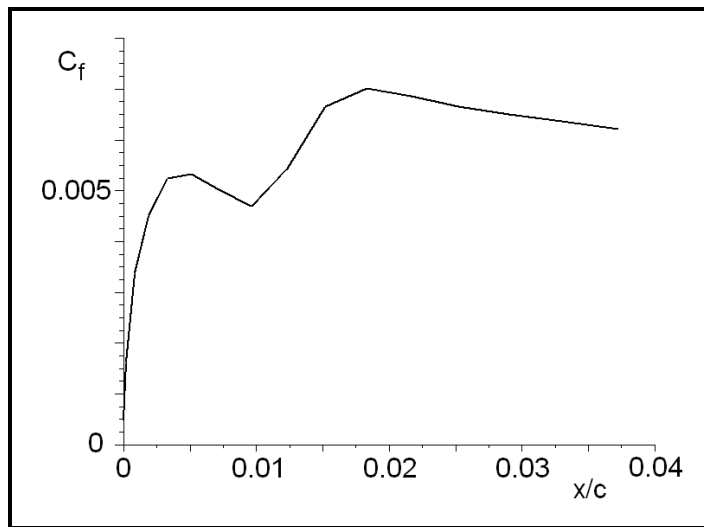
6.12. ábra: A súrlódási tényező alakulása a belépőél környezetében különböző sűrűségű hálóknál [25]

leírva azt az érdekes jelenséget, miszerint a numerikus áramlástanai módszerekkel számított ellenálláserő-tényező ugyanazt az esetet egyre finomabb hálókon lefuttatva csökken. A [21]-ben leírt vizsgálat során egy 55000 elemből álló hálón lefuttatott szimuláció a mérési eredményénél több mint 50%-kal magasabb ellenálláserő-tényező értéket eredményezett. A számítást egyre finomabb hálókon lefuttatva, az így kapott elemszám- $C_D$  értékpárokat derékszögű koordinátarendszerben ábrázolva, majd

A jelenséget a [24] is leírja, és azzal magyarázza, hogy a numerikus áramlás-szimulációs programok jelenlegi fejlettségi szintjükön csak igen korlátozott mértékben képesek a határréteg lamináris-turbulens átmenetének pontos számítására, ami pedig az ellenálláserő szempontjából igen fontos lenne.

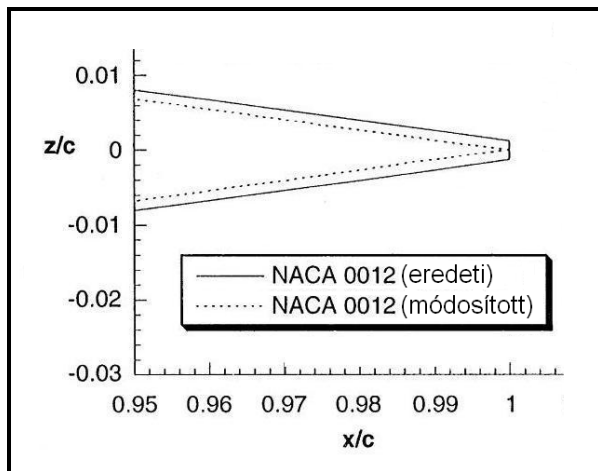
A háló sűrűségének az átmenet látványos helyére gyakorolt hatásával foglalkozik a [25]. Eredményeik azt mutatják, hogy mind Spalart-Allmaras, mind pedig SST-k- $\omega$  turbulenciamodell használata esetén a háló sűrítésével egyre hátrébb vándorol az átmenet helye (6.12. ábra).

Ez azt jelenti, hogy minél durvább hálón futtatunk egy szimulációt, annál korábban fogja a program az átmenet megtörténtét, és ezzel a súrlódási ellenállás tényező hirtelen megugrását előre jelezni, tehát annál nagyobb lesz a kapott ellenálláserő. A futtatást



6.13. ábra: A súrlódási tényező alakulása a belépőél környezetében (saját eredmények)

NACA 0012-es profillal végezték, 10 milliós Reynolds-számnál. Saját futtatásom eredménye a 6.13. ábrán látható. Az eredmény körülbelül megfelel a fentieknek, hiszen az átmeneti pont a belépőéltől kétszer olyan távol adódik, mint a [25]-ben a második legdurvább hálón (ami nagyjából megfelel az én hálómnak). Erre a kétszeres távolságra a kétszeres Reynolds-szám lehet a magyarázat. Ezen kívül még egy lehetséges okát találtam a megnövekedett ellenálláserőnek. A 4 számjegyű NACA profilok úgy vannak megadva a katalógusban, hogy  $x=100\%$ -nál (tehát a kilépőélnél) a profil  $z$  koordinátája nem 0, azaz a kilépőél nem hegyes, hanem annak befejezése a gyártóra van bízva (ez általában valamilyen kis lekerekítés alkalmazásával történik). Numerikus szimulációknál a hálózás miatt viszont sok szempontból kényelmesebb a kilépőélt hegyesnek tekinteni (6.14. ábra).



6.14. ábra: NACA 0012-es profil kilépőéle katalógus szerint és a numerikus szimulációkhoz általánosan használt módosítás után [24]

A [24]-ben leírtak szerint, ez az általam is elvégzett apró módosítás akár 15%-kal is megnövelheti a profil látszólagos ellenállását.

A fent leírt okok miatt tehát a numerikus szimuláció eredményeképpen kapott ellenálláserő minden állásszög esetén meghaladja a mért értéket. Az eltérés akkora, hogy ha a kitűzött cél az ellenálláserő pontos meghatározása lenne, az eredmények már nem volnának elfogadhatóak. Diplomatervem célja viszont inkább arányok, tendenciák vizsgálata. Mivel a számított ellenálláserőbeli eltérés minden profil esetén szisztematikus hibaként fog végigvonulni a vizsgálaton, az arányok, minőségi jellemzők alakulását nem torzítja el, így az azokból levonható következtetések helyesek maradnak.

A [24]-ben leírtak szerint, ez az általam is elvégzett apró módosítás akár 15%-kal is megnövelheti a profil látszólagos ellenállását.

A fent leírt okok miatt tehát a numerikus szimuláció eredményeképpen kapott ellenálláserő minden állásszög esetén meghaladja a mért értéket. Az eltérés akkora, hogy ha a kitűzött cél az ellenálláserő pontos meghatározása lenne, az eredmények már nem volnának elfogadhatóak. Diplomatervem célja viszont inkább arányok, tendenciák vizsgálata. Mivel a számított ellenálláserőbeli eltérés minden profil esetén szisztematikus hibaként fog végigvonulni a vizsgálaton, az arányok, minőségi jellemzők alakulását nem torzítja el, így az azokból levonható következtetések helyesek maradnak.

A fent leírt okok miatt tehát a numerikus szimuláció eredményeképpen kapott ellenálláserő minden állásszög esetén meghaladja a mért értéket. Az eltérés akkora, hogy ha a kitűzött cél az ellenálláserő pontos meghatározása lenne, az eredmények már nem volnának elfogadhatóak. Diplomatervem célja viszont inkább arányok, tendenciák vizsgálata. Mivel a számított ellenálláserőbeli eltérés minden profil esetén szisztematikus hibaként fog végigvonulni a vizsgálaton, az arányok, minőségi jellemzők alakulását nem torzítja el, így az azokból levonható következtetések helyesek maradnak.

### 6.2.4.2. A dimenziómentes faltávolság ellenőrzése

Annak ellenőrzésére, hogy sikerült-e a fal mellett az alacsony Reynolds-számú falkezeléshez elég sűrű hálót készíteni, a dimenziómentes faltávolságot ( $y^+$ ) használjuk.  $y^+$  értékét a következőképpen határozza meg a program:

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_{fal}}{\rho}} \cdot y}{\nu}$$

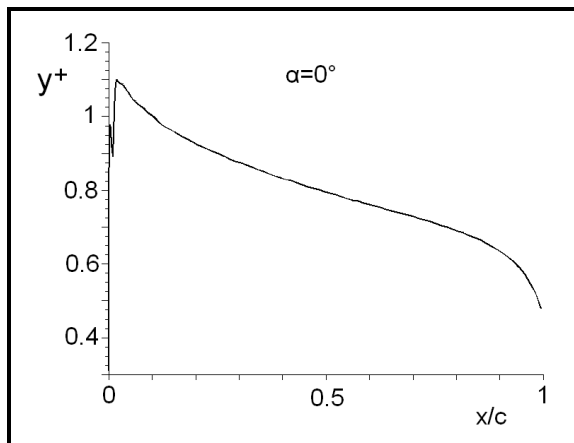
ahol:  $y^+$  – a dimenziómentes faltávolság [-]

$\tau_{fal}$  – a fali csúsztatófeszültség [Pa]

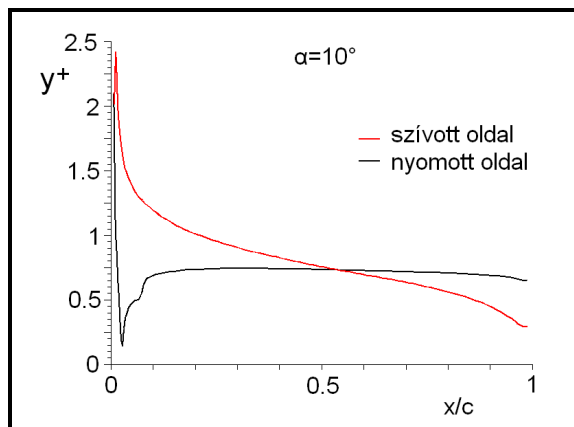
$\rho$  – a közeg sűrűsége [ $\text{kg/m}^3$ ]

$y$  – az első cella középpontjának távolsága a faltól [m]

$\nu$  – a közeg kinematikai viszkozitása [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]



6.15. ábra:  $y^+$  változása a húr hossz mentén,  $0^\circ$ -os állásszögnél

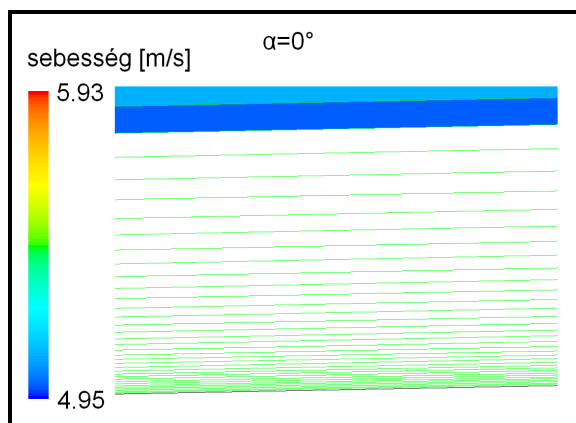


6.16. ábra:  $y^+$  változása a húr hossz mentén,  $10^\circ$ -os állásszögnél

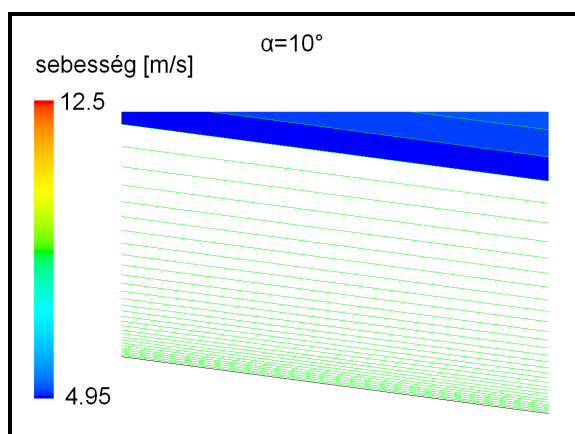
A húr hossz mentén kapott  $y^+$  értékek  $0^\circ$ -os megfúvási szög esetén a 6.15. ábrán,  $10^\circ$ -os megfúvási szög esetén pedig a 6.16. ábrán láthatók.

$0^\circ$ -os állásszögnél elmondható, hogy a dimenziómentes faltávolság értékei szinte a profil teljes hossza mentén teljesítik az alacsony Reynolds-számú falkezelés által optimálisan megkívánt,  $y^+ \leq 1$  feltételt. Az értékek a belépés környezetében maximálisak, majd a húr hossz mentén fokozatosan csökkennek. Az ábra csak egy görbét tartalmaz, mivel  $0^\circ$ -os állásszög esetén egy szimmetrikus profil két oldalán az áramlás is szimmetrikus.

$10^\circ$ -os állásszög esetén már elválnak egymástól a két görbe, hiszen a szívott oldalon a belépőél közelében a közeg markánsan felgyorsul, ezáltal nőnek a csúsztatófeszültségek, ami  $y^+$  értékeinek növekedését vonja maga után. Bár az ideális,  $y^+ \leq 1$  feltétel a húr hossz első negyedében már nem teljesül, a felső határt jelentő  $y^+ = 4..5$ -öt még mindig nem lépjük túl sehol.



6.17. ábra: A háló határrétegen belüli része 0°-os állásszögnél



6.18. ábra: A háló határrétegen belüli része 10°-os állásszögnél

A határréteg felbontásának megfelelőségét a határrétegen belüli cellaszámmal is célszerű ellenőrizni. A 6.17. ábra a sebességek nagyságát mutatja a határrétegen kívül, azaz  $0,99 \cdot 5 = 4,95$  m/s-nál nagyobb sebességekre leszűkítve, 0°-os állásszög esetén. Így gyakorlatilag a fehéren maradt részek jelentik a határréteget.

Láthatjuk, hogy kb. 30 cella található a határrétegen belül a falra merőleges irányban, ami több, mint a minimálisan javasolt 20 cella, így a határréteg felbontása megfelelőnek tekinthető [26].

Ugyanezen a helyen, de 10°-os állásszög esetén az előbb leírtakhoz hasonlóan alakul a határréteg, amint azt a 6.18. ábrán is láthatjuk.

A belépésnél viszont, a szívott oldalon, ahol ilyenkor az áramlás jelentősen felgyorsul, egy rövid szakaszon sokkal nagyobbak lesznek a sebességek a profilhoz közel, a határrétegben is. Emiatt, ha ugyanúgy 4,95 m/s sebességig definiálom itt a határréteget, mint az előbb, akkor a legnagyobb sebességű helyeken csupán 2-3 cella esne bele, ami a határréteg nem kellően finom felbontását jelentené. Ugyanakkor valószínűleg nem helyes, ha így tekintjük a dolgot, hiszen a nagyobb sebességű helyeken a határréteg szélét meghatározó sebességet is nagyobb-

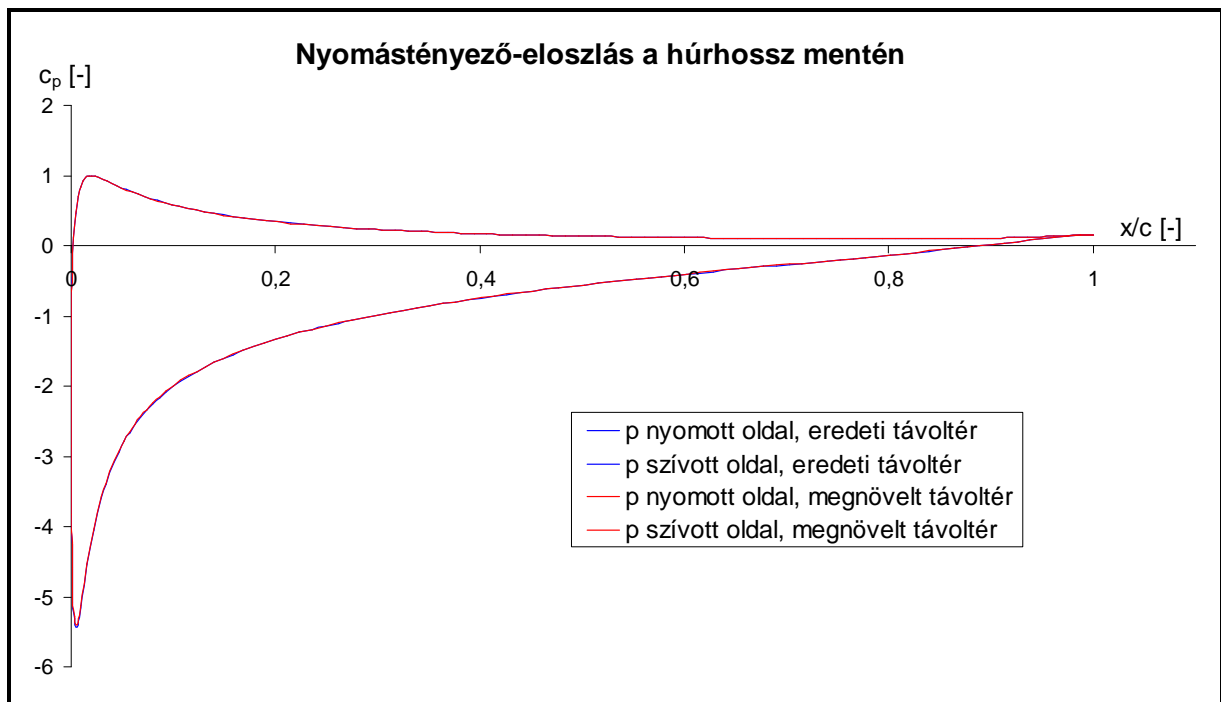
nak kell definiálni, amely esetben már jobb határréteg-felbontást kapunk eredményül. Ennek ellenére a belépőél környezetében a határréteg felbontása nem megfelelő, ami, mint láttuk, jelentős hibát okoz, ez azonban várhatóan közel azonos mértékben jelentkezik minden profil esetén, így az eredmények összehasonlításra alkalmasak maradnak.

#### 6.2.4.3. A távotér méretének hatása

A futtatások után ellenőriztem, vajon a távotér elég nagy-e ahhoz, hogy a peremeken lévő nyomás már ne befolyásolhassa érdemben a profil nyomáslefutását.

0°-os állásszögnél mind a belépésen, mind pedig az oldalsó, szimmetria peremeken mindössze a dinamikus nyomás ezrede alakul ki, ami a profil menti jellemző nyomásértékekhez képest elhanyagolhatóan kicsi.

10°-os megfúvási szögnél viszont az oldalakon kialakuló nyomás már eléri a dinamikus nyomás 3%-át, ezért erre az esetre megvizsgáltam, miként hat vissza ez a nyomás a profilra, különböző távotér-méretnek esetén. Ehhez készítettem egy új, a profil alatt, fölött és mögött 5-5 c-vel megnövelt távotérrel rendelkező hálót, majd összevettem a profil nyomáslefutásait a két háló esetében. Az eredményt a 6.19. ábra mutatja.



6.19. ábra: A nyomástényező alakulása a húr hossz mentén az eredeti és a megnövelt távoltérrel

Mint látjuk, gyakorlatilag nincs különbség a két nyomáslefutás között, ezért az eredeti távolyteret a további számításokhoz elfogadhatónak tekintem, nincs szükség annak megnövelésére.

#### 6.2.4.4. Kritikai észrevételek a hálóval kapcsolatban

Az általam alkalmazott hálóval kapcsolatban mindenképpen meg kell említenem, hogy sajnos csak kompromisszumos megoldásként fogadható el, nyilvánvaló, hogy lehetne erre a feladatra ennél sokkal megfelelőbb hálót is készíteni.

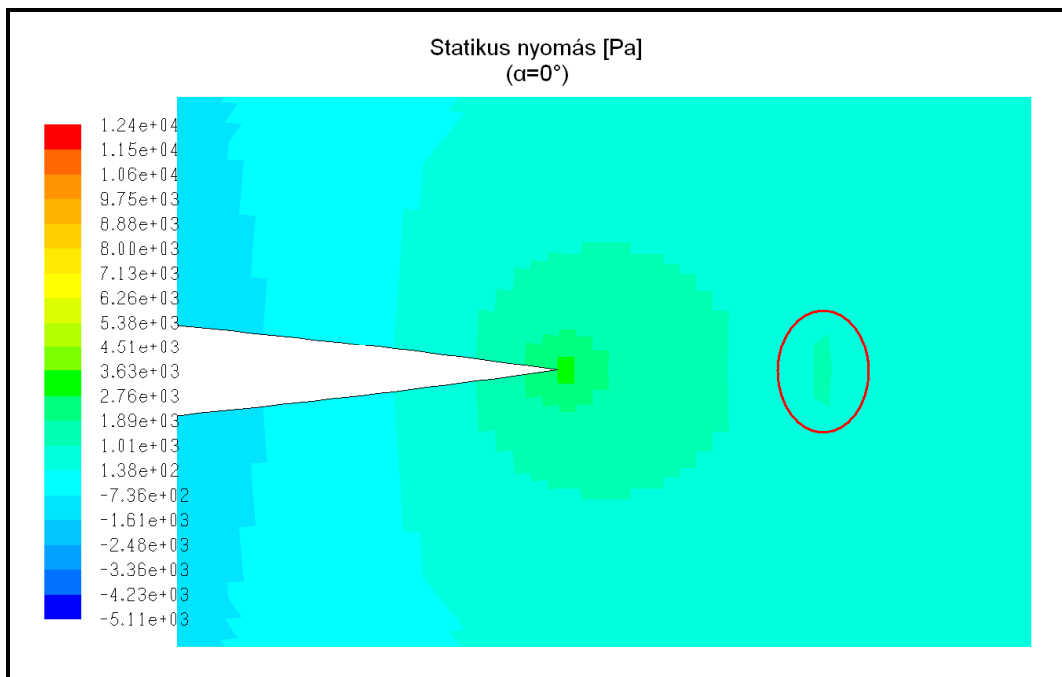
Ennek egyik oka maga a háló elkészítésére szánt idő. Egy komoly CFD-s vizsgálatnál ezzel nem szabad takarékoskodni, hiszen, amint azt már említettem, a numerikus szimuláció eredményét, megbízhatóságát nagymértékben befolyásolja a háló minősége. Esetemben azonban sajnos ebben erős korlátot jelentett a diplomatervezés elkészítésére rendelkezése álló összesen négy hónap. Ha igazán szép, minden szempontból megfelelőbb hálót szerettem volna készíteni, több időt kellett volna rászánnom az általam ténylegesen hálózásra fordított másfél-két hónapnál, ez viszont a futtatásokra, ill. azok kiértékelésére rendelkezésre álló időből vett volna el, kockáztatva ezzel a diplomatervezés elkészítési határidejének tarthatóságát.

Ugyancsak itt kell megemlítenem az általam használt háló sűrűségét. A szakirodalomból egyértelműen kiderült számomra, hogy az én hálóm a maga 54.000 cellás méretével egyértelműen a durva hálók közé sorolható, ennek minden negatív hatásával együtt (geometria kevésbé hű lekövetése, áramlástan jellemzők helyenként túl hirtelen történő ugrása, határréteg-felbontás korlátoltsága, stb.) Nagyobb cellaszám esetén viszont jelentősen megnőne a számítási idő. Ezért konzulensem a kb. 50.000 cellát javasolta ésszerű, kompromisszumos felső határnak ahhoz, hogy a rendelkezésemre álló számítási kapacitás mellett a meglehetősen nagyszámú eset a kellő időre lefuthasson. Következésképpen, nem nagyon akartam e fölé a cellaszám fölé menni, tudva azt, hogy ez természetesen rontja a vizsgálat pontosságát, és ha több idő állt volna rendelkezésemre, mindenképpen célszerűbb lett volna sűrűbb hálón futtatni.

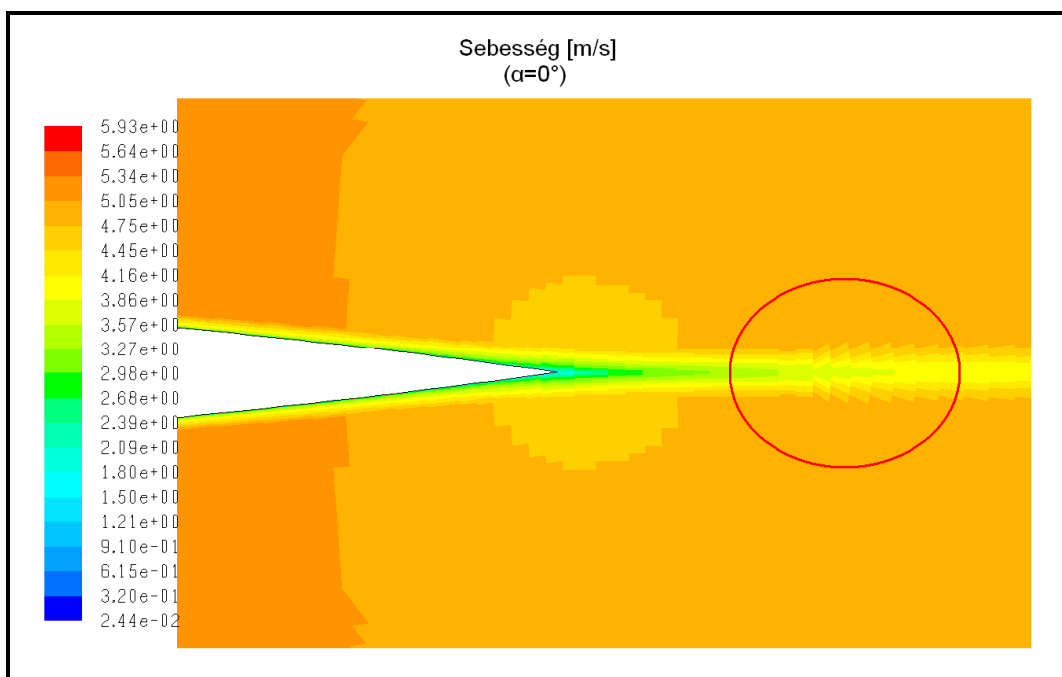
Nézzünk most néhány példát a háló tökéletlen mivoltából eredő hibákra.

Az egyik legproblematisabb hely a kilépőél mögötti rész volt. Itt sajnos több eredményen is tisztán látszanak olyan jelenségek, bizonyos áramlástan jellemzők helyi megug-

rásai, melyeknek semmiféle fizikai magyarázatuk nincsen, hanem pusztán a háló alakjára vezethetők vissza. Erre mutat példát a 6.20. és a 6.21. ábra.

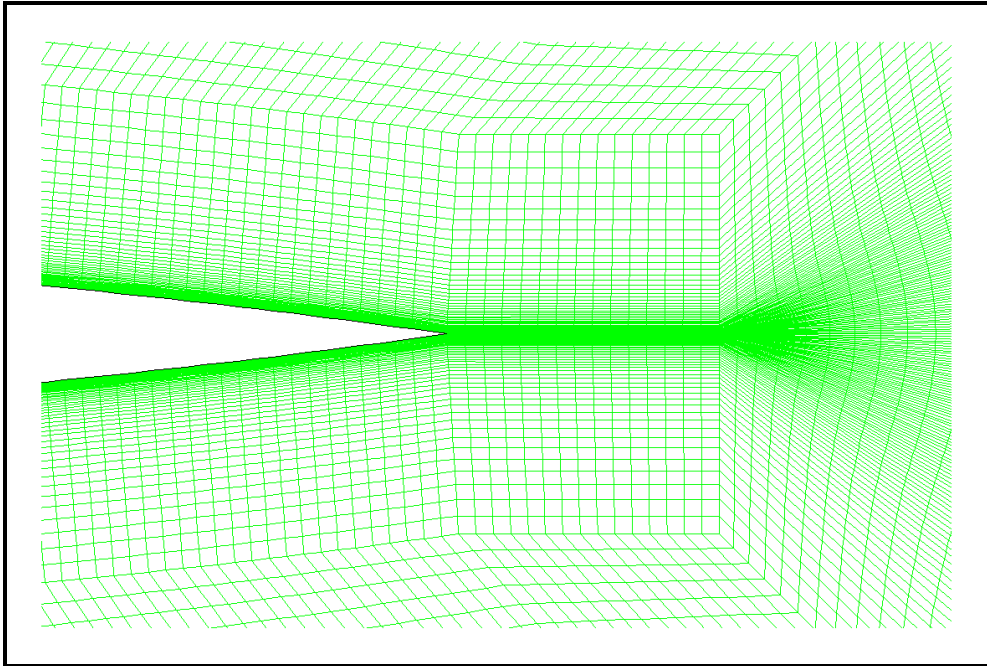


6.20. ábra: Statikus nyomás a kilépőél mögött, 0°-os állásszögnél



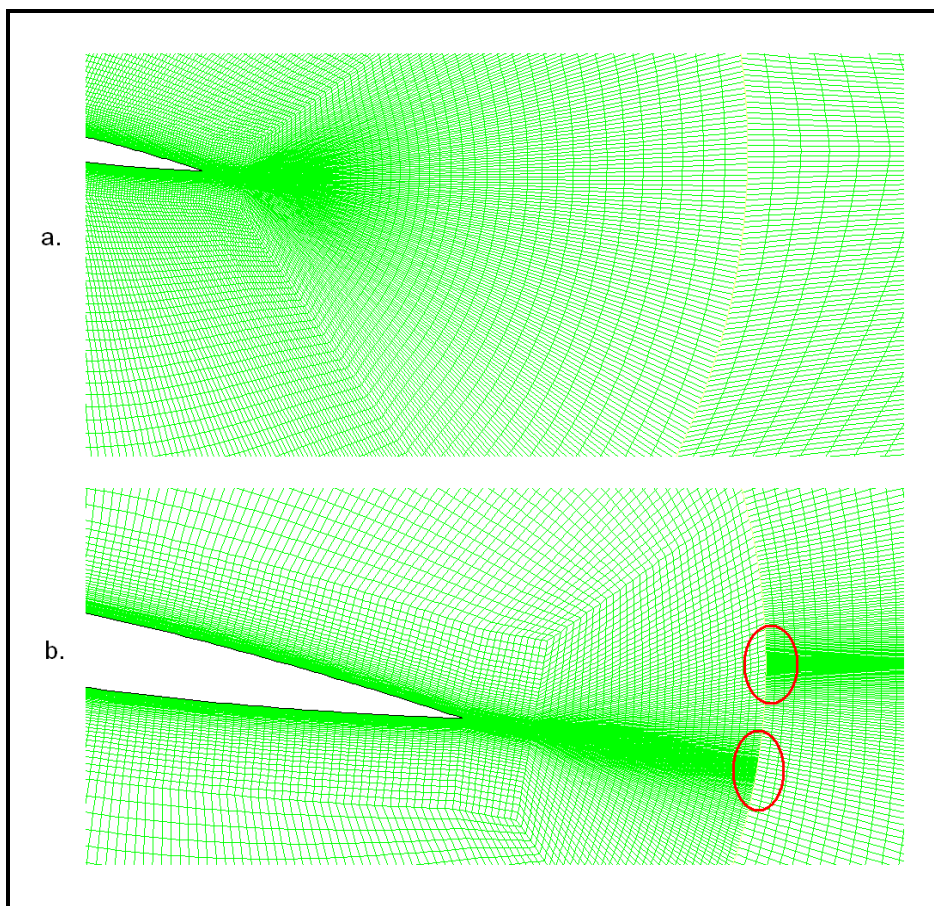
6.21. ábra: Sebesség a kilépőél mögött, 0°-os állásszögnél

Mind a nyomás-, mind pedig a sebességképen láthatunk olyan jelenségeket, amelyek a valóságban nyilvánvalóan nem léteznek. Ennek, ha pontos okát nem is, de az okozóját megérthetjük, ha megnézzük a hálót a szóban forgó részen, amit a 6.22. ábrán láthatunk.



**6.22. ábra: A háló a kilépőél mögötti részen**

Látszik, hogy ott, ahol a fent említett, fizikailag megmagyarázhatatlan jelenségek történnek, változás kezdődik a háló formájában: a kilépőél utáni, egymáshoz képest párhuzamos oldalú cellákról itt kezdek el áttérni a nyomban legyezőszerűen szétterülő hálólalakra. Ezt a szétterülést az okozza, hogy a profilon és a közvetlenül mögötte alkalmazott, a fal felé sűrűsödő hálóval ellentétben az interfész mentén már egyenközű osztást alkalmaztam, ezt az átmenetet pedig a kilépőél és az interfész közti szakaszon kellett megvalósítanom. Az interfészen pedig azért kellett egyenletes osztást alkalmaznom, hogy elforgatott közelet esetén se kerüljenek nagyon eltérő méretű cellák egymással szembe (6.23. ábra).



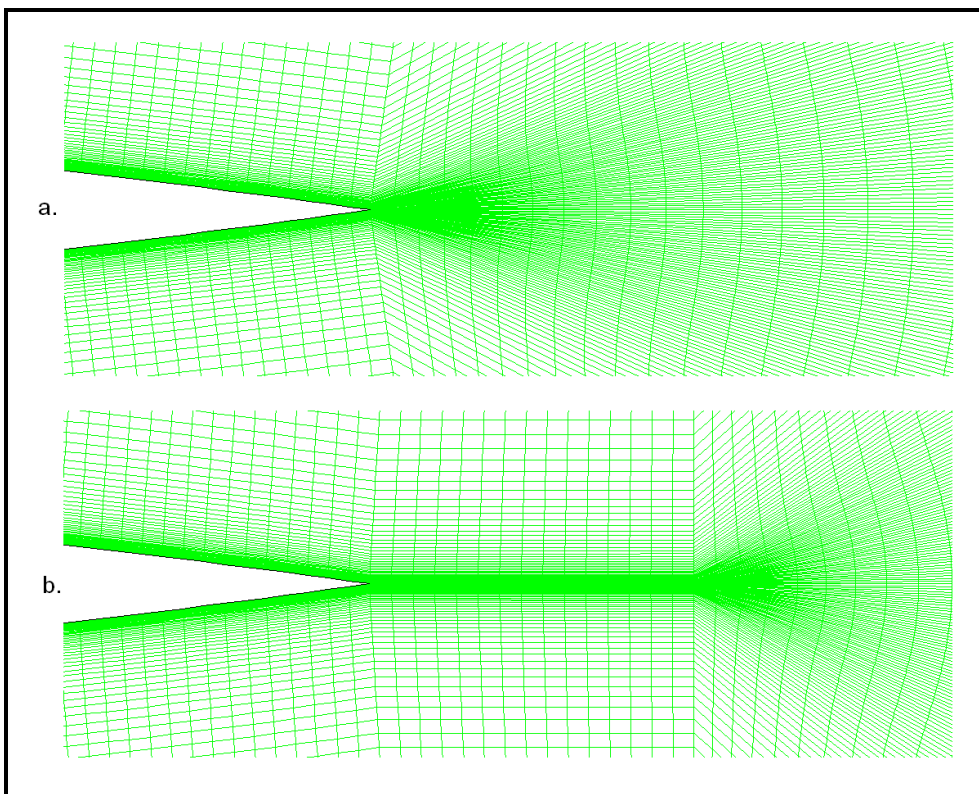
**6.23. ábra: Az interfészen egymással szembekeverülő cellák egyenközű (a.), ill. sűrűsödő (b.) hálózás esetén**

Láthatjuk, hogy a b. ábrán bemutatott – egy korábbi, később elvetett – hálón nem alkalmaztam az a. ábrán is látható, legyezőszerű szétterítést, aminek egyenes következménye az interfészen egymással szemben elhelyezkedő cellák súlyos méretbeli aránytalansága.

Arra a következtetésre jutottam tehát, hogy ebben a helyzetben csak két rossz megoldás közül választhatom ki a kevésbé rosszat. Ezt a kényszerhelyzetet a strukturált háló topológiai kötöttségei, az elemszám ésszerű szinten tartása, valamint a háló ezen részével kapcsolatban felmerülő, egymásnak sokszor ellentmondó követelmények teremtették meg.

Ahogy az már az előbbiekből is kiderült, a szétterítést választottam, elfogadva, hogy az így kapott hálón fellépnek a fent ismertetett hibák. Először olyan hálót készítettem, ahol a szétterítés közvetlenül a kilépőél után kezdődött (6.24/a. ábra). Ezen a hálón azonban nagyon markánsan, és a háló alakja miatt a profilhoz túl közel jelentkeztek a fent bemutatott zavarások. Ezeket úgy igyekeztem csökkenteni, hogy a szétterítést nem rögtön a kilépőél után indítottam, hanem betoldottam egy, a húrral párhuzamos, átvezető szakaszt (6.24/b. ábra). Mivel így egy helyett két részletben „török” a háló, csökkent az okozott hiba. Abból a szempontból is előnyösnek tűnt ez a megoldás, hogy a zavarás a profiltól messzebb került, ami által csökkenthető a hiba profilra gyakorolt hatása, ezért a továbbiakban minden hálónál ezt a megoldást alkalmaztam a kilépőél mögött.





6.24. ábra: Az eredeti (a.) , ill. javított (b.) hálózás a kilépőél mögött

A hálóval kapcsolatosan meg kell említeni azt is, hogy amennyiben a magasabb cellaszám nem jelentene problémát, mindenképpen érdemes lenne még finomítani a profilt közvetlenül körülvevő részeken is, mind a profilra merőlegesen (a határréteg jobb felbontása érdekében), mind pedig azzal párhuzamosan (ezáltal pedig egyrészt a belépőél felbontása válna pontosabbá, valamint a leválós eseteknél jobban nyomon lehetne követni a jelenséget).

Ezen felül, a nyomban érdemes lenne az áramlási irányra merőlegesen is sűríteni a hálót, ami a profilról lelépő áramlás precízebb meghatározását tenné lehetővé.

A fent leírt futtatások során tehát iteratív módon eljutottam a végül alkalmazott hálóhoz, aminek, ahogy az előbbieken is említettem, tisztában voltam hibáival és pontatlanságaival. Úgy ítélt meg azonban, hogy mivel nem egyes áramlástan jellemzők precíz, mennyiség meghatározását, hanem különböző megoldások minőségi összehasonlítását tűztem ki magam elé célul, ez a háló a feladat megoldására elfogadható, hiszen a háló hibái előre láthatólag közel azonos mértékben torzítják az összes futtatás eredményét, szisztematikus hibát okozva ezzel.

### 6.3. A különböző terelőlap-kialakítások vizsgálata

Ezek után az 5.4. fejezetben ismertetett tökesúly-profil kialakítások hálózását, majd futtatását végeztem el. Az eltérő geometriák hálózásánál ügyeltem arra, hogy jellegre (pl. az egyes élek osztásait tekintve) azonos hálókat készítsek valamennyi kialakítás esetében, az eredmények összehasonlíthatósága miatt. Természetesen a futtatások során az összes programbeállítást is változatlanul hagytam.

Az összes futtatás szépen konvergált, tehát a program az iteráció lépései során megtalálta az áramlástan probléma állandósult állapotbeli megoldását. Ez azt jelenti, hogy sehol sem volt olyan mértékű leválás a profil mögött, ami a valóságban Kármán-örvények kialakulását jelentené, és ezért a numerikus szimuláció során állandósult állapotbeli vizsgálat helyett időfüggő futtatást igényelne.

## 7. Értékelés

A futtatások eredményeinek értékelésekor elsősorban a hajótervezői gyakorlat szempontjából kiemelten fontos jellemzők, diagramok bemutatására helyezem a hangsúlyt. Emellett természetesen törekedtem minden eredmény áramlástechnikai magyarázatát is megtalálni, amelyek közül az érdekesebbeket, váratlanabbakat közlöm is.

Mindkét vizsgált profilsorozat esetében először a profil két dimenzióban, numerikusan számított eredményeit elemzem. Ezután a kétdimenziós esetben kapott értékeket a később ismertetett módon átszámítom három dimenzióra, azaz véges hosszúságú tökesúlyra, és egy konkrét karcsúsági szám esetén összehasonlítom egymással a fenti profilokkal rendelkező tökesúlyokat.

### 7.1. NACA 0012

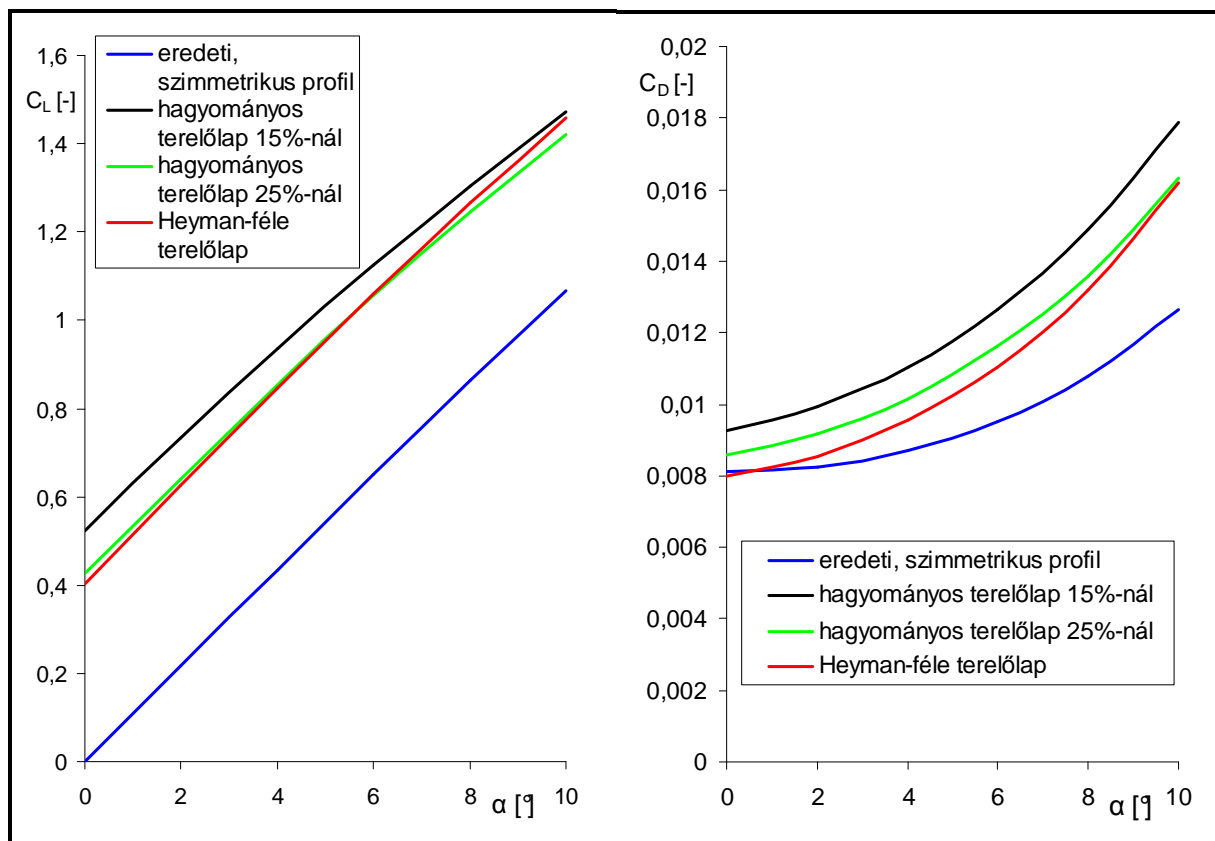
A NACA 0012-es profil és terelőlapos változatai esetében a  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbék bemutatásán túlmenően, részletesebben elemzem az egyes profilok közötti különbségek okait, bemutatom a profilok nyomástényező-, valamint felhajtóerő-, ill. ellenállásere-eloszlását is.

#### 7.1.1. A profil jellemzői

##### 7.1.1.1. Felhajtóerő és ellenállásere görbék

A futtatások befejeztével FLUENT-ből lekérdeztem a profilra ható x és y irányú erőket. Ezeket a 3.2.1. fejezetben leírt módon dimenziótlanítva megkaptam a felhajtóerő- és ellenállásere-tényezőket.

Elsőként a NACA 0012-es profil és terelőlapos változatai  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéit mutatom be.



7.1. ábra: A NACA 0012-es profilsorozat tagjainak  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéi

A felhajtóerő-tényezők alakulását tekintve elmondható, hogy amint az várható és egyben szükségszerű is volt, mindhárom terelőlapos kialakítás jelentős felhajtóerőt állít elő már 0°-os állásszög esetében is, majd nagyobb megfúvási szögnél görbéik közel párhuzamosan futnak a szimmetrikus profil görbéjével. A terelőlapos profilok közül a 15%-os állítja elő a legnagyobb felhajtóerőt, főként kis állásszögeknél jelentősen nagyobbat, mint a másik két változat.

Amennyire jónak tűnik a 15%-os terelőlapos profil felhajtóerő-tényező szempontjából, annyira kedvezőtlennek mutatkozik, ha megnézzük az ellenállás-erő-tényezők alakulását. Látható, hogy a teljes vizsgált állásszög-tartományban a 15%-os profilnak a legnagyobb az ellenállása, a 25%-os görbéje kicsivel ez alatt, vele közel párhuzamosan fut. A Heyman-féle változat nagyon kis megfúvási szögeknél kedvezőbbnek mutatkozik nem csak terelőlapos társainál, hanem a szimmetrikus profilnál is, az állásszög növekedésével azonban sokkal meredekebben nő az ellenállása, mint a többi terelőlapos kialakításé.

### 7.1.1.2. Nyomástényezők és erőeloszlások

Jobban megérthetjük az előző jelleggörbéken látott tendenciákat, ha megnézzük a különböző profilok húr hossz menti nyomás-, ill. erőeloszlás-lefutásait. Ezeket a diagramokat csak két szélső esetre, azaz 0 és 10 °-os állásszög esetére rajzoltam fel, hiszen ha ezzel a két esettel tisztában vagyunk, tetszőleges közbenső megfúvási szögnél is könnyen megérthetjük a viszonyokat.

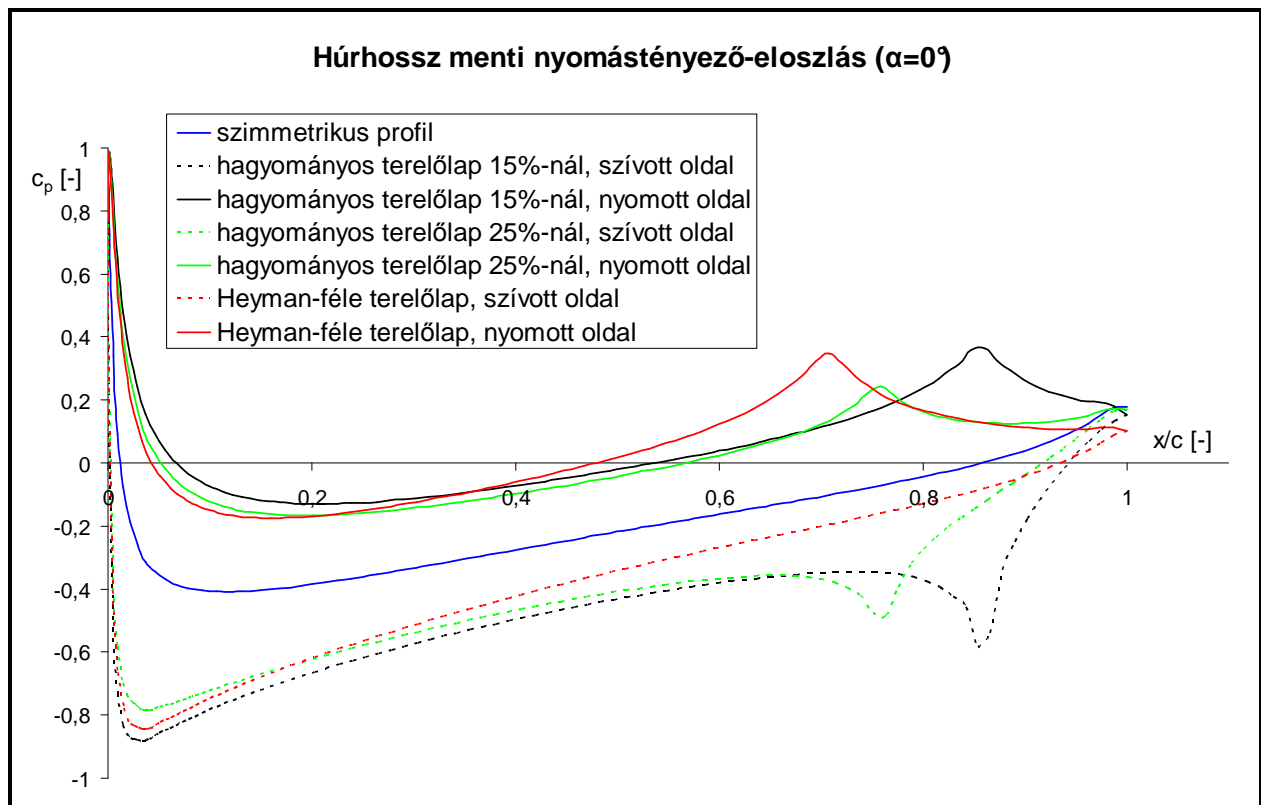
#### 7.1.1.2.1. 0°-os állásszög

Áramlástan vizsgálatoknál a nyomásértékeket dimenziótlanítani szokás, így kapjuk az ún. nyomástényezőket:

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2} \quad \text{ahol: } C_p - \text{ a nyomástényező [-]}$$

$p$  – a vizsgált pontban uralkodó nyomás [Pa]  
 $p_0$  – a zavartalan áramlásban uralkodó nyomás [Pa]  
 $\rho$  – a közeg sűrűsége [kg/m<sup>3</sup>]  
 $v_\infty$  – a közeg zavartalan áramlási sebessége [m/s]

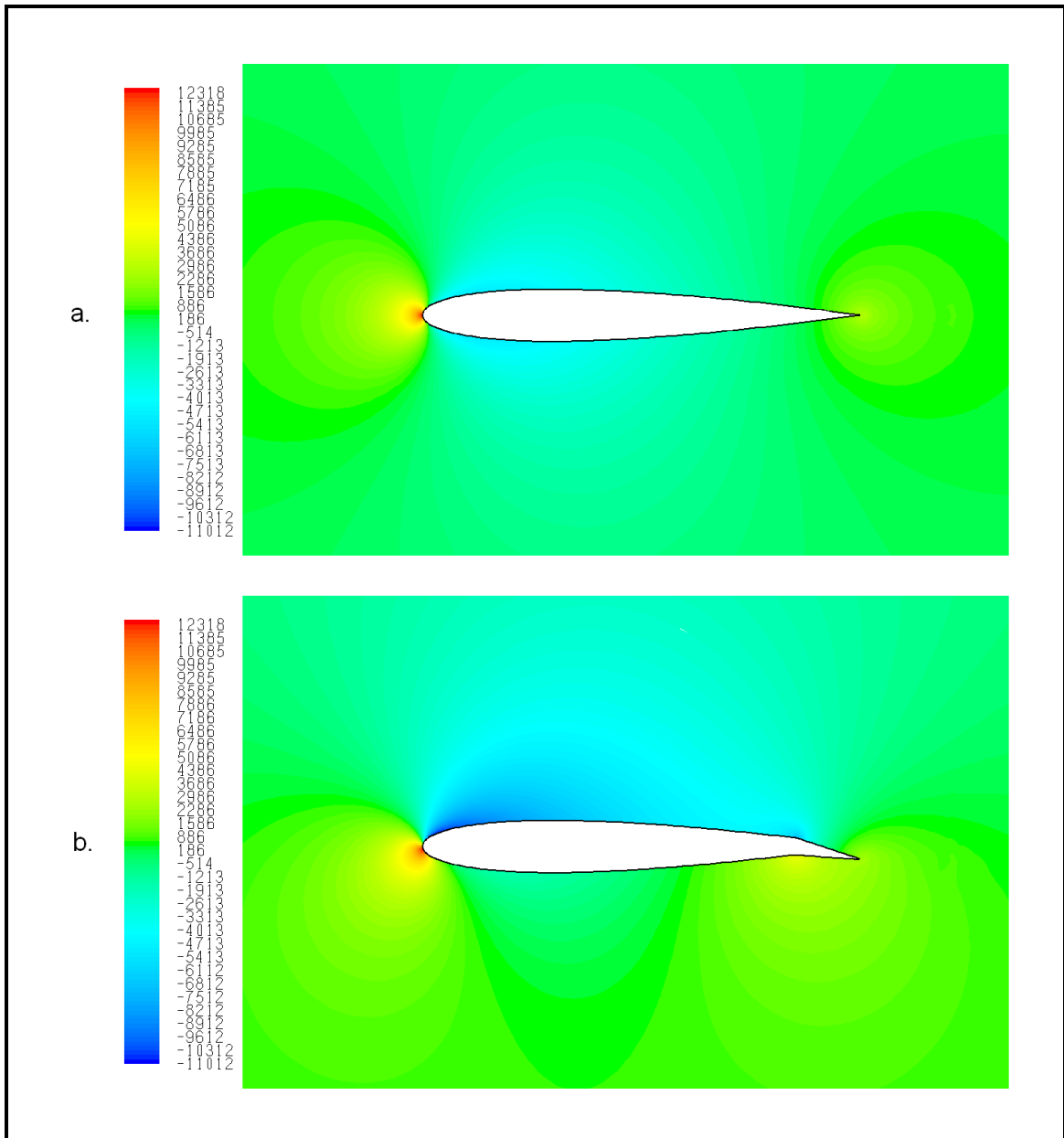
Tekintsük először a 0°-os állásszöghöz tartozó nyomástényező-eloszlás görbéket a 7.2. ábrán.



**7.2. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húr hossz menti nyomástényező-eloszlásai  $0^\circ$ -os állásszögnél**

A diagramon elsőként a nyomástényező hirtelen ugrása tűnhet fel, értelemszerűen minden profilnál ott, ahol a terelőlap csuklója található (ez alól a Heyman-féle profil szívott oldala természetesen kivételt képez). Érdekes azonban megfigyelni, hogy ennél a helyi megugrásnál sokkal jelentősebb hatása is van a terelőlapnak az áramlás egészére. Már jóval a csukló előtti részen, egészen a belépőéltől kezdve megváltoztatja ugyanis a nyomásképet: a szívott oldalon nagyobb relatív vákuumot, a nyomott oldalon pedig nagyobb túlnyomást eredményez a szimmetrikus esethez képest. Mindkét jelenség a 15%-os hagyományos, ill. a nyomott oldalon a Heyman-féle terelőlapos profilnál a leg-erősebb.

A 7.3. ábrán a szimmetrikus, ill. 15%-os terelőlapos profil körül kialakuló nyomáskép látható. A b. ábrán megfigyelhető a terelőlap okozta nyomásugrás a csuklónál, valamint az, hogy a terelőlap mennyire megváltoztatja a nyomásviszonyokat a profil teljes hossza mentén is. Szembetűnő továbbá a torlópont nyomott oldal felé történő vándorlása.



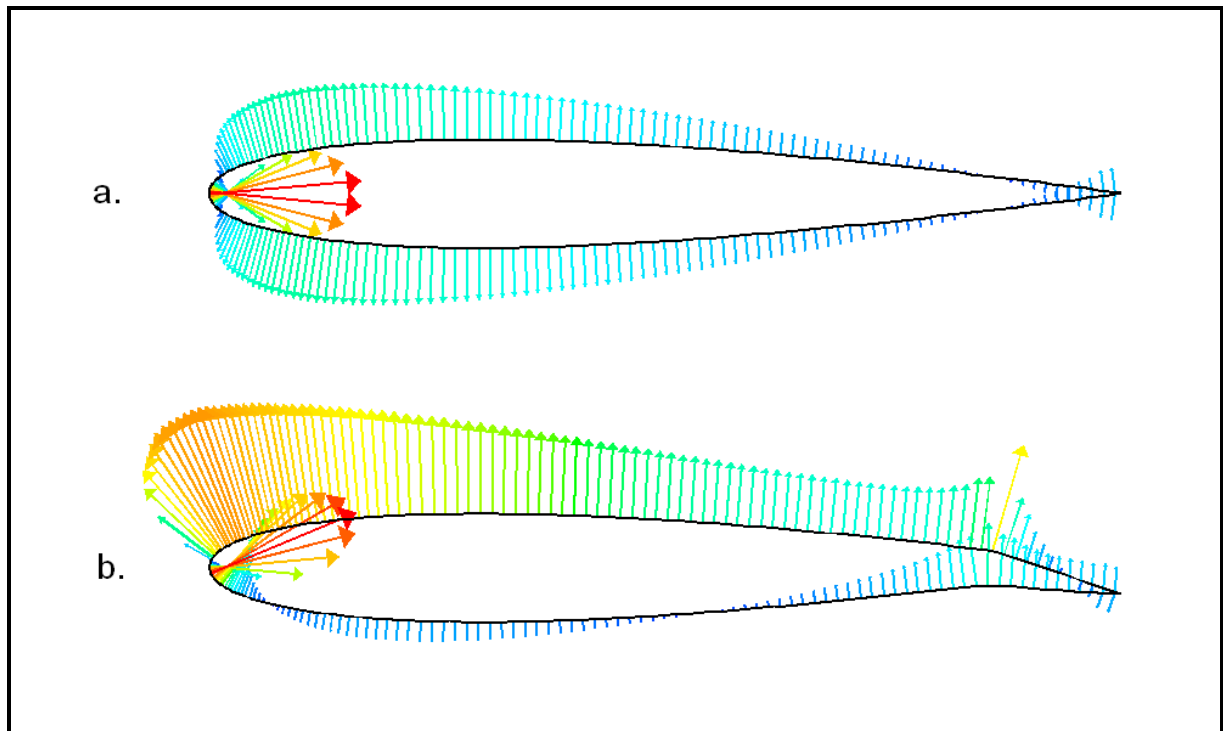
**7.3. ábra: Statikus nyomás a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus (a.), ill. 15%-os terelőlapos (b.) profilok környezetében 0°-os állásszögnél**

Az erők keletkezése szempontjából a nyomáeloszlásnál sokkal szemléletesebb, valamint a valóságot is sokkal jobban mutatja, ha a profilt alkotó egyes cellák határfelületére ható, elemi kis erőket ábrázoljuk. Ehhez az adott cellára érvényes nyomástényezőket összeszorozzuk a cella határfelületének megfűvás irányú (elemi ellenálláserők), ill. arra merőleges vetületével (elemi felhajtóerők). Az így kapott erőtényezőket a cella határfelületének területével elosztva „irányított” nyomástényezőket kapunk, amiket a húrhossz mentén felrajzolva, megkapjuk a felhajtóerő-, ill. alakellenállás-erő eloszlást.

$$C_{p-x} = \frac{C_p \cdot A_x}{A} \quad \text{ahol: } \begin{array}{l} C_{p-x} \text{ – az „x irányú” nyomástényező [-]} \\ C_p \text{ – a nyomástényező [-]} \\ A_x \text{ – a cella határfelületének x irányú vetülete [m}^2\text{]} \\ A \text{ – a cella határfelületének területe [m}^2\text{]} \end{array}$$

Hasonlóképpen értelmeztem az „y irányú” nyomástényezőt is.

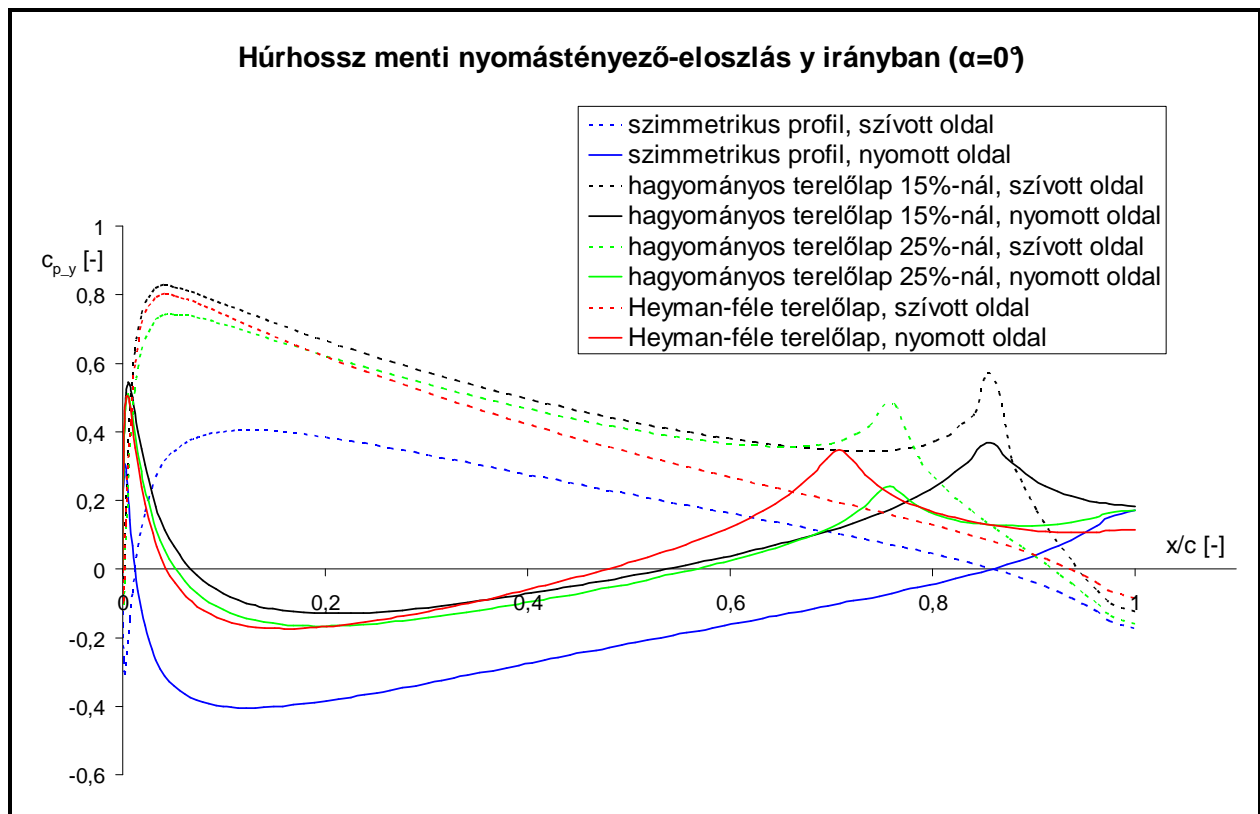
A profilon keletkező erő nagyságának és irányának húr hossz menti változását szemléletesen mutatja, ha  $C_{p_x}$ -ből és  $C_{p_y}$ -ből, mint x, ill. y koordinátákból vektort képzünk, és ezeket a profil mindkét oldala mentén ábrázoljuk. Ezeket a vektorokat láthatjuk a 7.4. ábrán a szimmetrikus, ill. a 15%-nál lévő terelőlapos profilra felrajzolva.



**7.4. ábra: Nyomástényező-vektorok a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus, ill. 15%-os terelőlapos profilokon 0°-os állásszögnél**

Bár a fenti vektorábrák nagyon szemléletesek, és sok minden leolvashatunk róluk, a profilok pontosabb összehasonlítása céljából praktikus a vektorok koordinátáit, azaz a  $C_{p_x}$  és  $C_{p_y}$  értékeket a húr hossz függvényében grafikontként is ábrázolni. Így gyakorlatilag a profil menti felhajtóerő-, ill. ellenálláserő-eloszlást kapjuk meg.

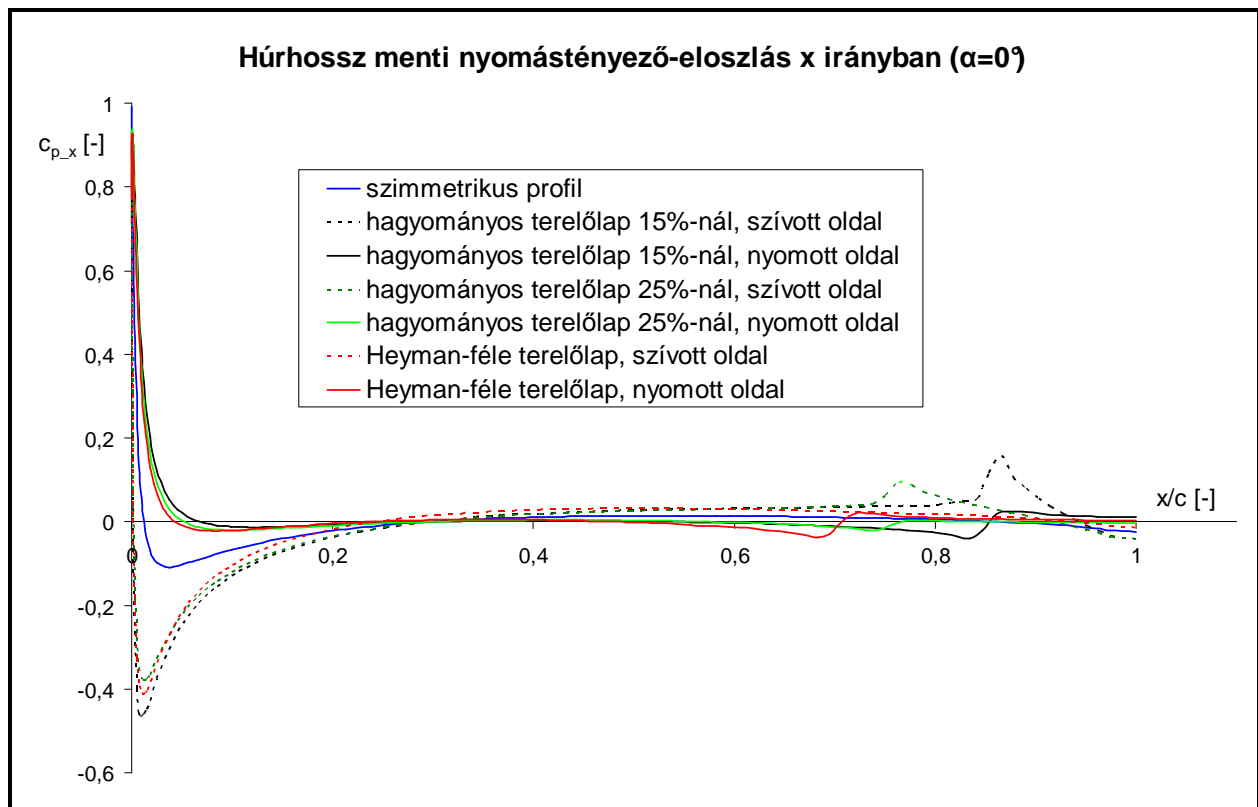
A 0°-os állásszöghöz tartozó felhajtóerő-eloszlást a 7.5. ábrán láthatjuk.



**7.5. ábra: A NACA 0012-es profilsalád tagjainak húrhossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai  $0^\circ$ -os állásszögnél**

$0^\circ$ -os állásszögnél a szimmetrikus profil két oldalán értelemszerűen azonos nagyságú, de ellentétes irányú erő ébred, tehát az eredő felhajtóerő nulla. A terelőlapos profiloknál megfigyelhetjük, hogy a felhajtóerő jelentős része valóban a profil szívott oldalán keletkezik, és csak kisebb hányada a nyomott oldalon. Remekül látszik továbbá az ábrán, ahogy a kitérített terelőlap a hagyományos terelőlapos profilok mindkét oldalán, a Heyman-féle profilnak pedig a nyomott oldalán jelentős helyi felhajtóerő-növekedést eredményez. Megfigyelhető ugyanakkor, hogy ezeken a helyi megugrásokon túl, a profil teljes hossza mentén keletkezik felhajtóerő-többlet a terelőlapos profiloknál. Láthatjuk még azt is, hogy összességében mind a szívott, mind pedig a nyomott oldalon a 15%-os hagyományos terelőlapos profilon ébrednek a legnagyobb elemi felhajtóerők, ez tehát visszaigazolja a 7.1. ábra kapcsán elmondottakat.

A különböző terelőlap-kialakítású profilok eltérő ellenállásának okát az alakellenálláserő-eloszlást mutató 7.6. ábra segítségével érthetjük meg jobban.



7.6. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti y irányú nyomástényező-eloszlásai 0°-os állásszögnél

A szimmetrikus profilnál szépen látszik, hogy a belépő torlóponthoz a teljesen lefékezett áramlás miatt hatalmas helyi alakellenállás-erő ébred. Nem sokkal hátrébb azonban, ahol a közeg felgyorsulása miatt a nyomás a környezeti nyomás alá csökken, a profilon a relatív vákuum miatt ellenkező irányú, azaz a profilt előre felé húzó erő keletkezik, ami az eredő alakellenállást csökkenti.

A terelőlapos profiloknál is megfigyelhető az előbb leírt jelenség. Itt azonban, amint már korábban is említettem, a terelőlap jelentősen megváltoztatja a nyomásviszonyokat a profil mindkét oldalán, a teljes hossz mentén. Ennek eredménye többek között az is, hogy a torlóponthoz 0°-os állásszögnél nem a belépő élénél alakul ki, mint a szimmetrikus profilnál, hanem kicsit eltolódik a nyomott oldal felé. Ez okozza azt, hogy a belépőélénél a nyomott oldalon a húrhossz mentén hosszabban keletkezik alakellenállás-erő, ami ráadásul hátrébb sem vált előjelet, csak lecsökken közel nullára. A szívott oldalon pedig jóval nagyobb relatív vákuum alakul ki a szimmetrikus profilhoz képest.

Ennek a két hatásnak az eredménye első ránézésre igen meglepő. Ugyanis, ha csak a profil első 30%-át tekintjük, akkor a terelőlapos profilok esetében elmondhatjuk, hogy a szívott oldali relatív vákuumból, ill. a nyomott oldali túlnyomásból származó erők körülbelül kiegyenlítik egymást.

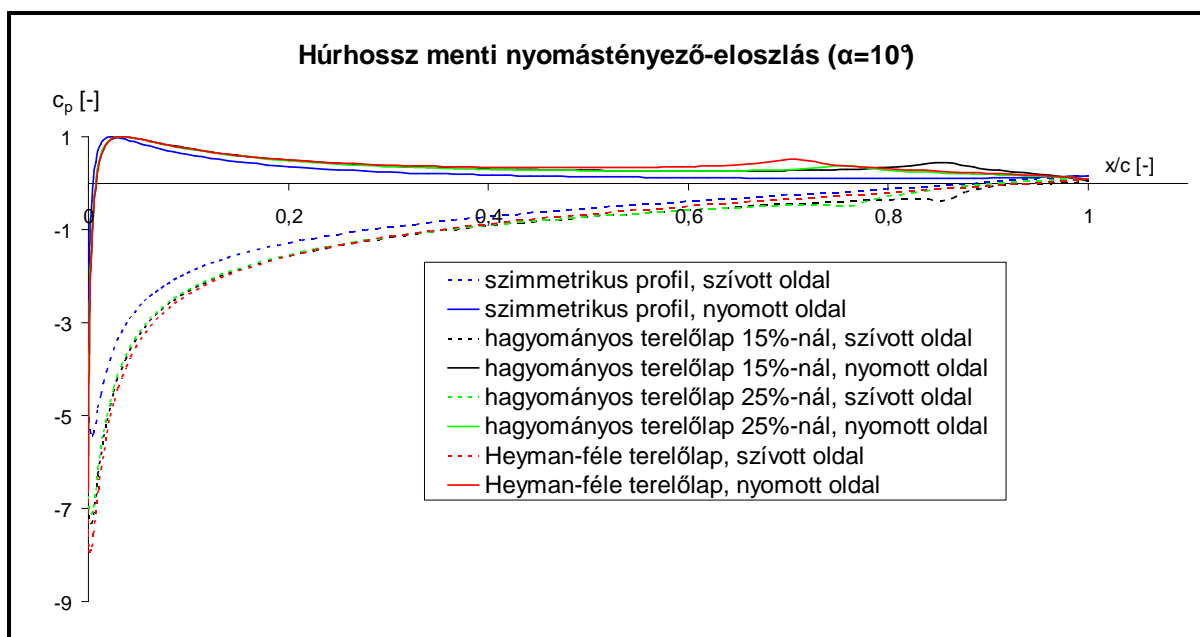
A terelőlapos profilok összességében nagyobb alakellenállásának magyarázatát tehát inkább a profil hátrébb lévő részén kell keresnünk. Amint ugyanis az ábrán is látható, a terelőlapok sajnos nem csak a felhajtóerőt növelik meg ugrásszerűen, hanem az alakellenállást is. Ez a jelenség is a szívott oldalon jelentkezik hangsúlyosabban, a nyomott oldalon kevésbé markáns, bár ott is megjelenik. A nyomott oldallal kapcsolatban azonban egy érdekes dolog látszik az ábrán: a nyomásból származó erő a csukló előtt negatív előjelű, azaz az alakellenállást csökkentő hatású, és csak a csukló mögött lesz az alakellenállást növelő irányú. Ennek oka pedig az, hogy a csukló előtti részen a felületi normális x irányú komponense még enyhén pozitív, a csukló mögött pedig már negatív, így a gyakorlatilag azonos nyomás e két felületen épp ellentétes irányú erőt hoz létre.



Fontosnak tartom hangsúlyozni, hogy az előbbieken tudatosan használtam következetesen az alakellenállás kifejezést, hisz a nyomások közvetlenül csak ezzel az ellenállás-összetevővel állnak összefüggésben. Meg kell jegyezni azonban, hogy  $0^\circ$ -os megfúvási szög esetén az alakellenállás az összellenállásnak csak igen kis részét (20-25%-át) teszi ki, tehát ebben az esetben még a sűrűdési ellenállás a domináns. Ez a magyarázata annak, hogy az egyes profilok összellenállásainak különbsége jelentősen kisebb, mint az alakellenállásoké.

#### 7.1.1.2.2. $10^\circ$ -os állásszög

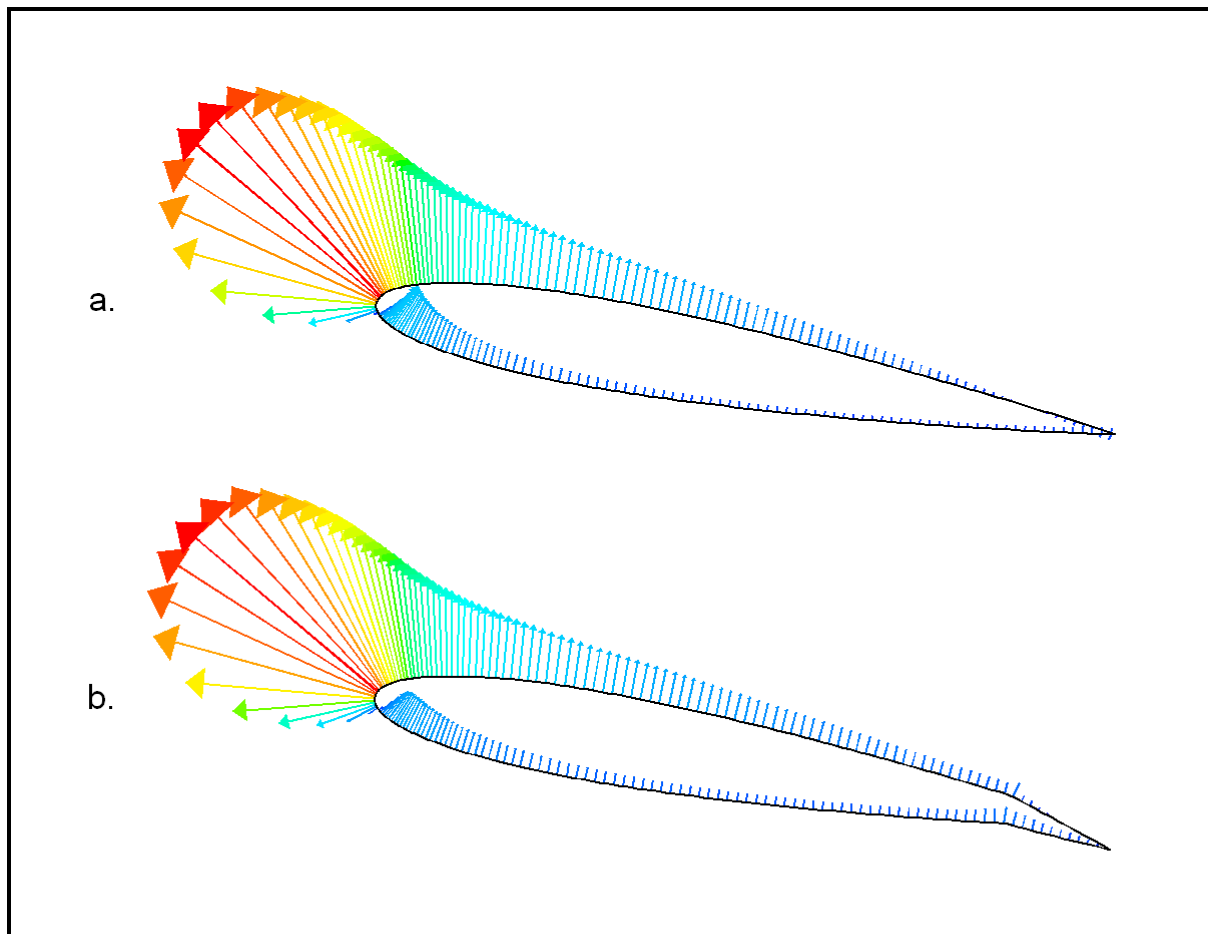
A  $10^\circ$ -os állásszöghöz tartozó nyomáseloszlást a 7.7. ábrán láthatjuk.



**7.7. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húrhossz menti nyomástényező-eloszlásai  $10^\circ$ -os állásszögnél**

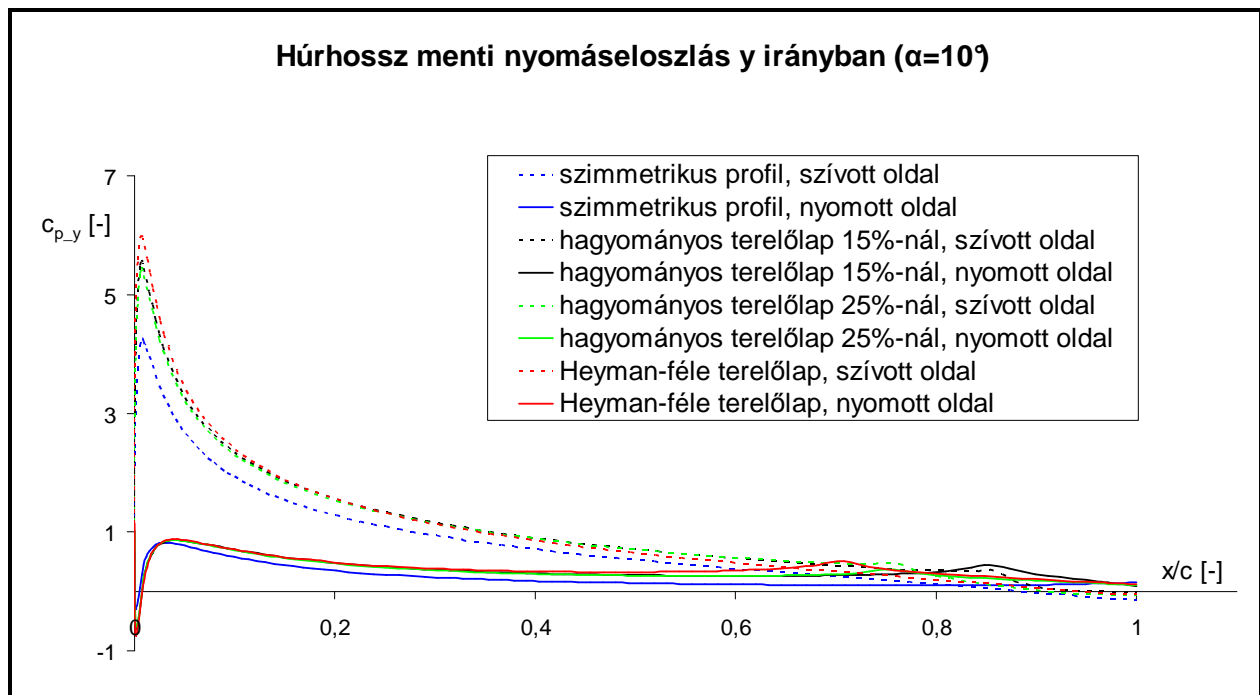
Szembetűnő, hogy ennél a megfúvási szögnél a jellemző nyomásokhoz viszonyítva sokkal kisebb a terelőlapok hatása, mint  $0^\circ$ -nál volt. A tendencia azonban természetesen nem tűnik el, a terelőlapos profilok húrhossza mentén ebben az esetben is intenzívebb a nyomásváltozás, mint a szimmetrikus kialakításnál.

A fenti megállapításokat igazolja az erővektorokat mutató 7.8. ábra is.



**7.8. ábra: Nyomástényező-vektorok a NACA 0012-es családba tartozó szimmetrikus (a.), ill. 15%-os terelőlapos (b.) profilokon 10°-os állásszögnél**

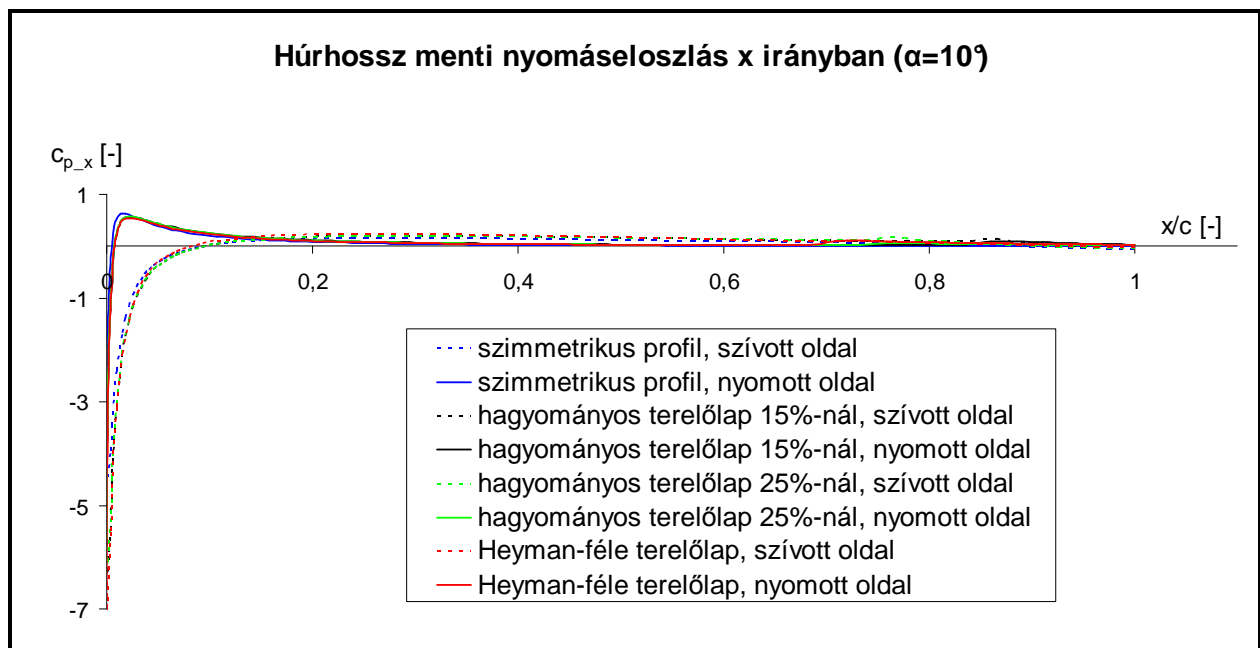
Láthatjuk, hogy 10°-os állásszögnél a terelőlap már sokkal kevésbé változtatja meg az erőeloszlást a belépőél környezetében, mint 0°-nál tette. Különbség inkább a profilok hátrébb lévő részein, különösen pedig a csukló környezetében fedezhető fel. A felhajtóerő húr hossz menti eloszlását a 7.9. ábrán látjuk.



7.9. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húr hossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai 10°-os állásszögnél

Szembetűnő, hogy ennél az állásszögnél már a profil mindkét oldalán, szinte a húr teljes hossza mentén pozitív a felhajtóerő. A nyomott oldalon, a belépőélnél található, rövid negatív előjelű részt az magyarázza, hogy az állásszög következtében a szívott oldalon kialakuló, erős relatív vákuum csekély mértékben még a nyomott oldalon is érzeti hatását, így ott a felületek normálisának megfelelően lefelé ható erő alakul ki. A csuklóknál természetesen itt is megfigyelhetjük a terelőlap okozta felhajtóerő-ugrásokat, ám ezek, mint azt korábban a nyomáslefutásnál már említettem, a szívott oldal elején kialakuló felhajtóerő-csúcsához viszonyítva sokkal kisebbek, mint 0°-os állásszögnél voltak.

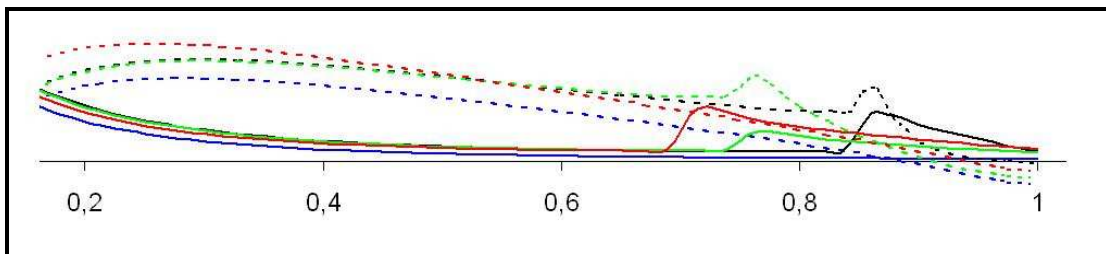
Az alakellenálláserő-eloszlás alakulását a 7.10. ábra mutatja be.



7.10. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húr hossz menti x irányú nyomástényező-eloszlásai 10°-os állásszögnél

Csakúgy, mint  $0^\circ$ -os állásszög esetében, itt is megállapíthatjuk, hogy a belépőél környezetében a szívott oldalon kialakuló relatív vákuum, valamint a nyomott oldali túlnyomás ellentétes irányú erőket hoznak létre. Az ábrából akár arra a téves következtetésre is juthatnánk, hogy a profilra ható  $x$  irányú erő a szívott oldali nagy relatív vákuum miatt negatív előjelű lesz, azaz a profilnak negatív lesz az alakellenállása. Nem felejtethjük el ugyanakkor azt a tényt, hogy a relatív vákuum csak az első néhány cellában igazán nagy, így a diagramon látható,  $-7$ -es értékű minimális nyomástényező némiképp csalóka, hiszen majdnem egyedi, kiugró értékről van szó. Ezen kívül a szívott oldali kis nyomások igen kis cella-határfelületekre hatnak (mivel a háló a belépőélnél a legfinomabb, majd a húr hossz mentén fokozatosan durvul), ami a nagy relatív vákuum értékek ellenére nem jelent nagy erőket. A profil hátrébb lévő részein viszont, hiába kicsik ott látszólag a nyomásértékek, ezek az ott már viszonylag nagy cella-határfelületeken jelentős alakellenállás-erőt eredményeznek, különösen persze a kitérített terelőlap két oldalán, ugrásszerűen.

Ezt mutatom be a 7.11. ábrán, ami az ellenálláserő alakulását szemlélteti a profil belépőélnél hátrébb lévő részein. Mivel a belépőél elhagyása miatt most kiesnek a skálázást a 7.10. ábrán negatív irányba elhúzó nyomásértékek, sokkal szebben látszik az ellenálláserők alakulása a profil húrja mentén.

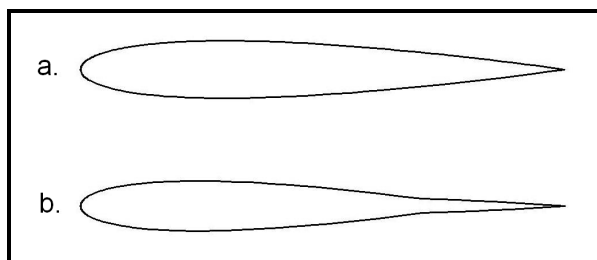


7.11. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjainak húr hossz menti  $x$  irányú nyomástényező-eloszlásai  $10^\circ$ -os állásszögnél, a csuklók környékér e koncentráció nagyításban

Csakúgy, mint  $0^\circ$ -os állásszög esetében, itt is meg kell említeni, hogy a nyomáseloszlásból csak az alakellenállással kapcsolatosan tudunk következtetéseket levonni. Az ott elmondottakkal ellentétben,  $10^\circ$ -os megfúvási szögnél már az alakellenállás teszi ki az összellenállás nagyobb hányadát (mintegy 55-65%-át), így a látszólag kisebb alakellenállásbeli különbségeknek komoly jelentősége van.

### 7.1.1.3. Ellenállás hátszélben

Helytelen volna a profilokat kizárólag a negyedszélben mutatott teljesítményük alapján értékelni, meg kell őket vizsgálni hátszélben is. Mivel ilyenkor nincs szükség hidrodinamikai oldalerőre, a terelőlapot középre állítják, hogy ne növelje feleslegesen a hajó ellenállását. A hagyományos megoldás esetében ez természetesen azt jelenti, hogy ilyenkor a profil megegyezik a terelőlap nélküli, szimmetrikus profillal (7.12/a. ábra). A profil ugyan a Heyman-féle megoldás esetében is szimmetrikus lesz, ha a terelőlapot középre állítjuk, ám a csuklónál törés lesz benne (7.12/b. ábra).



7.12. ábra: Hagományos (a.), ill. Heyman-féle (b.) terelőlapos profilok középre állított terelőlappal

Hátszélben a hajók jellemzően gyorsabban haladnak, mint negyedszélben, ezért a megfúvási sebességet megnöveltem 5 m/s-ról 8 m/s-ra. Mivel a határréteg numerikus felbontását nem akartam megváltoztatni, a profil melletti cella vastagságát a sebesség növekedésének arányában csökkentettem,  $8 \times 10^{-6}$  m-ről  $5 \times 10^{-6}$  m-re, hogy  $y^+$  értéke állandó maradjon.

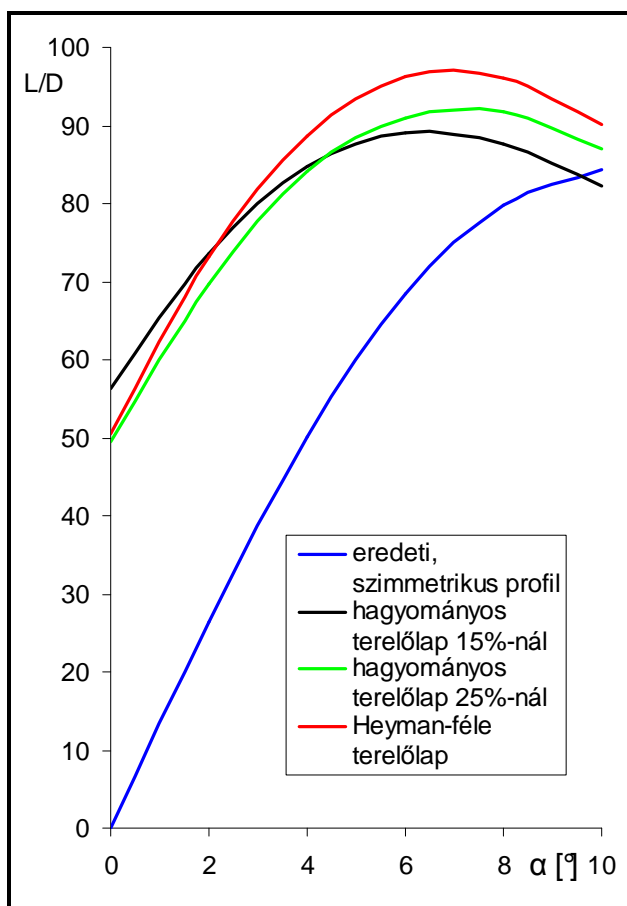
Mivel a hajókra hátszélben nem hat aerodinamikai oldalerő, tökesúlyuk megfúvása ilyenkor a hajó hossz tengelyével párhuzamos. Ezért ebben az esetben kizárólag  $0^\circ$ -os állásszögre futtattam le a számításokat.

Eredményül azt kaptam, hogy hátszélben a Heyman-féle profil ellenállása csaknem 6%-kal kisebb, mint az eredetié. Ennek oka az, hogy a Heyman-féle profilnak származtatásából adódóan kisebb a maximális relatív vastagsága, így pedig az alakellenállása is.

#### 7.1.1.4. A felhajtóerő-ellenállás arány alakulása

Egy tökesúllyal kapcsolatosan a hajótervezői gyakorlat szempontjából talán az  $L/D-\alpha$  jelleggörbe a legfontosabb, ami a felhajtóerő és ellenállás arányának változását mutatja az állásszög függvényében. Ez az arányszám gyakorlatilag azt fejezi ki, hogy a tökesúlytól megkívánt felhajtóerő milyen ellenállás mellett érhető el. Hajómérnökként természetesen abban vagyunk érdekeltek, hogy a tökesúly a lehető legkisebb ellenállás mellett tudja a kellő oldalerőt biztosítani, tehát azokat a profilokat részesítjük előnyben, amelyek  $L/D$  értéke a tökesúly működési állásszög-tartományában a legmagasabb. Mivel pedig az  $L/D$  viszony szám az 1.1. ábrán bemutatott  $\epsilon_h$  hidrodinamikai ellenállásszög kotangense, növekedésével  $\epsilon_h$  csökken, végeredményben tehát a látszólagos szél irányával kisebb  $\beta$  szöget bezáróan is képes lesz haladni a hajó.

A különböző kialakítású profilok  $L/D-\alpha$  görbéit a 7.13. ábrán láthatjuk.



7.13. ábra: A NACA 0012-es profilszámú tagjainak  $L/D-\alpha$  görbéi

Ahogy az a  $C_L-\alpha$  és  $C_D-\alpha$  görbék alapján várható volt, mindhárom terelőlapos kialakítás  $L/D$  értéke meghaladja a szimmetrikus profilét a teljes vizsgált megfúvási szög tartományban, de különösen kis állásszögeknél. Azonban az, hogy a különböző terelőlapos kialakítások közül melyik az optimális, nem jelenthető ki általános érvényűen, hanem erősen függ az állásszögtől. Hiába keletkezik ugyanis pl. a 15%-os profilon a többeinél nagyobb felhajtóerő, mivel az ellenállása is ennek a legnagyobb (amint azt a 7.1. ábrán láttuk), az  $L/D$  viszony már nem biztos, hogy ennél a profinnál a legkedvezőbb.

Az ábra alapján tehát elmondható, hogy a terelőlapos profilok közül kb.  $2^\circ$ -nál kisebb megfúvási szögek esetén a 15%-osnak a legjobb az  $L/D$  aránya, azonban kb.  $4^\circ$  fölött már épp ez a kialakítás a legkedvezőtlenebb. A  $2^\circ$ -nál nagyobb megfúvási szögek tartományában a Heyman-féle kialakítás tűnik a legjobbnak. A 25%-os változat  $L/D$  aránya  $4^\circ$  alatt a legrosszabb a három terelőlapos kialakítás közül, e fölött pedig javul ugyan az  $L/D$  viszonya, de a vizsgált szögtartományban nem éri el a Heyman-féle kialakításét.

Ezen a ponton szeretnék visszautalni a 6.2.4.1. fejezetben leírtakra, a számított és mért eredmények közti eltérésre. A szimuláció igazolása során láthattuk, hogy amíg a mért

és számított felhajtóerő-értékek jó egyezést mutatnak, az ellenálláserőben jelentős eltérés mutatkozik. Emiatt nyilvánvaló, hogy a számított  $L/D$  értékek is eltérőek lesznek a méréssel meghatározottól, tehát a 7.13. ábrán látható görbék mennyiségileg valószínűleg nem helyesek, a különböző profilkialakítások közti különbséget azonban minőségileg jól mutatják.

Ahogy azt korábban már megemlítettem, az előbbieken ismertetett, két dimenzióban számított eredmények végtelen hosszú, vagy mindkét végén lezárt szárnyra érvényesek csupán, hiszen csak ekkor nem lép fel a szintén már említett indukált ellenállás. Mivel a valóságban ilyen szárny vagy tökesúly nem létezik, a profil eredményeiből helytelen volna egy véges hosszúságú szárnyal, ill. tökesúlyal kapcsolatosan következtetéseket levonni. A profilok eredményeit tehát először át kell számolnunk egy meghatározott karcsúsági tényezőjű, véges tökesúlyra, és csak ezután értékelhetjük a különböző változatokat egy konkrét tökesúly profiljaként való alkalmazás szempontjából. Ennek ellenére nem értelmetlen a profil kétdimenziós vizsgálata sem, hiszen következtetések abból is levonhatók, és az eredmények szárnyak tervezéséhez felhasználhatók.

### 7.1.2. Várható jellemzők véges hosszúságú szárny esetén

A profilok adatait a következő, a [3]-ban található képletekkel számoltam át három dimenzióra:

$$C_{L_{3D}} = \frac{C_{L_{2D}}}{1 + \frac{2}{AR_e}} \quad \text{ahol: } C_{L_{3D}} \text{ – a három dimenzióban érvényes felhajtóerő-tényező [-]}$$

$C_{L_{2D}}$  – a két dimenzióban érvényes felhajtóerő-tényező [-]

$AR_e$  – az effektív karcsúsági tényező [-]

$$C_{DI} = k \cdot \frac{C_{L_{3D}}^2}{\pi \cdot AR_e}$$

ahol:  $C_{DI}$  – az indukált ellenállás tényező [-]

$k$  – az oldalnézeti alakot figyelembe vevő tényező, értéke elliptikus oldalnézettű szárnynál 1, egyébként általában 1,05-1,15 közötti, az ellipitikustól való eltérés nagyságától függően [-]

$C_{L_{3D}}$  – a három dimenzióban érvényes felhajtóerő-tényező [-]

$AR_e$  – az effektív karcsúsági tényező [-]

$$C_{D_{3D}} = C_{D_{2D}} + C_{DI} \quad \text{ahol: } C_{D_{3D}} \text{ – a három dimenzióban érvényes ellenálláserő-tényező [-]}$$

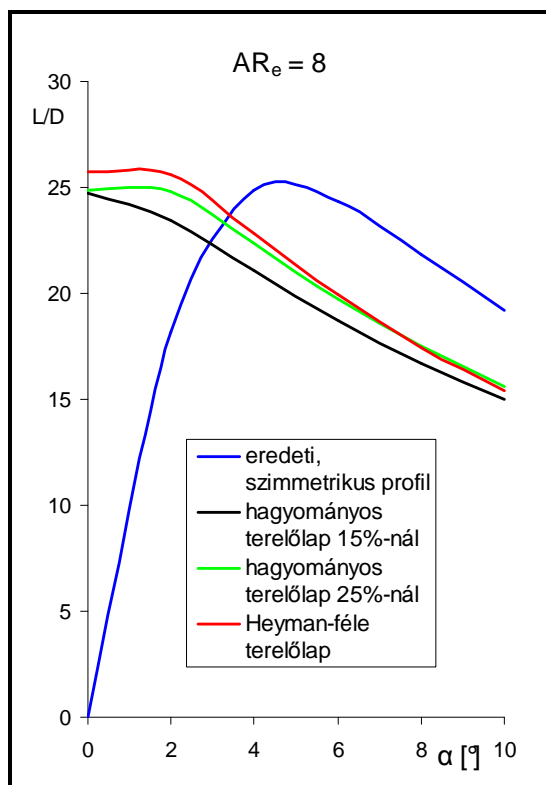
$C_{D_{2D}}$  – a két dimenzióban érvényes ellenálláserő-tényező [-]

$C_{DI}$  – az indukált ellenállás tényező [-]

Az átszámítással kapcsolatban fontos hangsúlyozni, hogy a fenti képletek természetesen nem vesznek figyelembe semmilyen, a versenyhajók tökesúlyainál általánosan elterjedt, az indukált ellenállást csökkentő megoldást, mint például a korábban már bemutatott szárnyak a tökesúly végén.

Az átszámítást először egy képzeletbeli, az Amerika Kupán használt hajókéhoz hasonló arányokkal rendelkező tökesúlyra végeztem el, melynek húr hossza 1 m, merülése pedig 4 m. Geometria karcsúsága ezzel 4, effektív karcsúsága tehát 8. Az elliptikus oldalnézettől való eltérést figyelembe vevő  $k$  tényezőt 1,1-nek vettem fel.

Az átszámítás eredményeképpen kapott  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbék a 7.14. ábrán láthatók.



7.14. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjaiból készült, 8-as effektív karcsúságú tökesúlyok  $L/D$ - $\alpha$  görbéi

Az előbb bemutatott, kétdimenziós esethez képest szembejövő a változás. Az indukált ellenállás megjelenése az  $L/D$  viszony romlását okozza az állásszög növekedésével, hiszen az a felhajtóerőn keresztül a megfúvási szöggel is négyzetesen arányos. Ennek következtében az  $L/D$  viszony a szimmetrikus profilnál már kicsivel a  $4^\circ$ -os állásszög után eléri a csúcserőértékét, a terelőlapos profiloknál pedig majdnem  $0^\circ$ -nál van ez a maximum, kb.  $1^\circ$ -ig még gyakorlatilag elhanyagolható mértékben nőnek az értékek, majd rohamosan csökkenni kezdenek.

A kétdimenziós esettel ellentétben, itt már korántsem olyan egyértelmű a terelőlapos profilok előnye. Ennek oka éppen a terelőlap által biztosított nagyobb felhajtóerő, ami miatt lényegesen nagyobb a rajtuk keletkező indukált ellenállás is. Érdekes továbbá, hogy a két dimenzióban kis állásszögeknél a legjobb eredményeket felmutató, 15%-os terelőlapos profilt itt már mindkét riválisa felülmúlja, ugyancsak az előbb leírt okból kifolyólag.

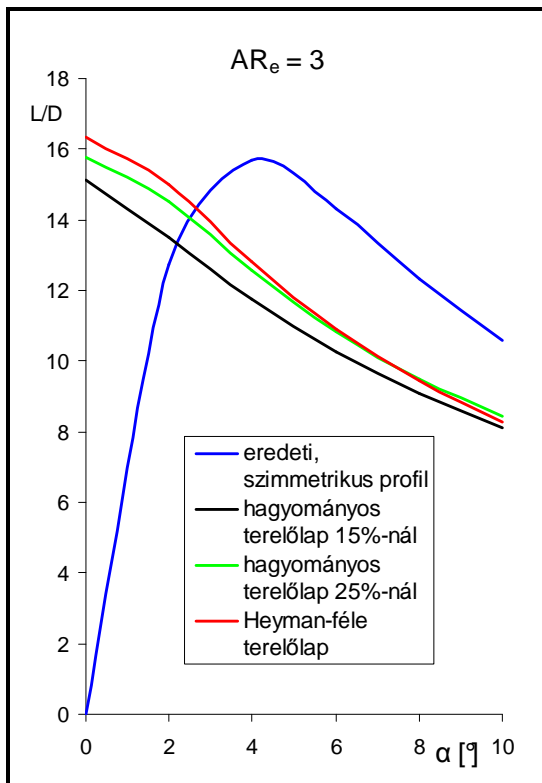
Elmondható tehát, hogy egy 8-as effektív karcsúságú tényezőjű tökesúly esetén kb.  $3,5^\circ$ -os sodródási szög alatt az  $L/D$  viszony szempont-

jából a terelőlapos tökesúly, e fölött viszont a fix tökesúly bizonyul kedvezőbbnek. A terelőlapos megoldások közül a Heyman-féle változat a legjobb, ezt követi a 25%-os, majd 15%-os hagyományos terelőlapos kialakítás.

Az eredményekből tehát kitűnik, hogy egy sebességre kihegyezett versenyhajó esetében, melynek sodródási szöge  $2$ - $3^\circ$  körüli, a tökesúlyának effektív karcsúsága pedig kb. 8, megéri terelőlapos tökesúly-profil, azok közül is a Heyman-féle változatot alkalmazni [10]. Ebben az esetben ugyanis, hála a kis sodródási szögnek és a magas karcsúságnak, az indukált ellenállás még nem rontja le a terelőlapos profilok jellemzőit annyira, hogy ne lenne érdemes ezeket használni.

Ám vegyünk egy, a hajótervezői gyakorlatban sűrűbben előforduló példát: válasszunk tökesúly-profil egy túrahajóhoz! Ezeknél a hajóknál nem áldoznak fel olyan sok mindent a sebesség oltárán, mint a versenyhajóknál. Többek között a tökesúlyok jellemző karcsúsága is sokkal alacsonyabb, túrahajóknál egy 3-as effektív karcsúságú tökesúly átlagosnak számít [3]. Ennek oka az, hogy a tökesúly nagy karcsúságának ára van, melyet egy túrahajó tervezője nem mindig tart megfizetésre érdemesnek. Egy nagy merülésű (és ezáltal karcsú) tökesúly például jelentősen korlátozza a hajó mozgásterét, hiszen nem mindenhol áll rendelkezésre a kellő vízmélység. Ezen túlmenően pedig, minél mélyebb egy tökesúly, annál nagyobb terhelést jelent a hajószerkezetre nézve, ami drágább anyagok, technológiák alkalmazását teszi szükségessé – túrahajók esetében ezt természetesen igyekeznek elkerülni. A versenyhajókhoz képest további eltérést jelent a jellemzően jelentősen nagyobb, általában  $5^\circ$ -körüli sodródási szög [3].

Nézzük meg tehát az  $L/D$ - $\alpha$  görbe alakulását 3-as effektív karcsúság esetén (7.15. ábra).



7.15. ábra: A NACA 0012-es profilcsalád tagjaiból készült, 3-as effektív karcsúságú tőkesúlyok  $L/D$ - $\alpha$  görbéi

att eleve csak egy meghatározott megfúvási határszögig bizonyulnak jobbnak a terelőlapos tőkesúlyok szimmetrikus társaiknál. Ez a határszög ráadásul a tőkesúly karcsúságának csökkenésével szintén csökken. Mivel a versenyhajóktól a túrahajók felé haladva a palettán, általában egyszerre csökken az alkalmazott tőkesúlyok karcsúsága és nő a megfúvási szöge, a fent leírt két jelenség rendszerint egyszerre lép fel. Emiatt pedig általánosan kijelenthető, hogy minél inkább túrajellegű egy hajó, annál kevésbé célszerű a tőkesúly profiljának terelőlapos kialakítást választani.

A görbe jellegre természetesen hasonlít a 8-as effektív karcsúsághoz tartozóra. Azonban ha megnézzük  $L/D$  értékeit, feltűnik, hogy a kisebb karcsúság okozta megnövekedett indukált ellenállás miatt az értékek jelentősen, majdnem a felükre csökkennek az előző esethez képest. További különbségként említhető még, hogy mindegyik terelőlapos profilhoz tartozó görbe  $0^\circ$ -nál veszi fel maximális értékét, valamint hogy a szimmetrikus, ill. terelőlapos profilokhoz tartozó görbék metszéspontjai most mintegy  $1^\circ$ -kal kisebb állásszögnél vannak, mint 8-as effektív karcsúságnál voltak.

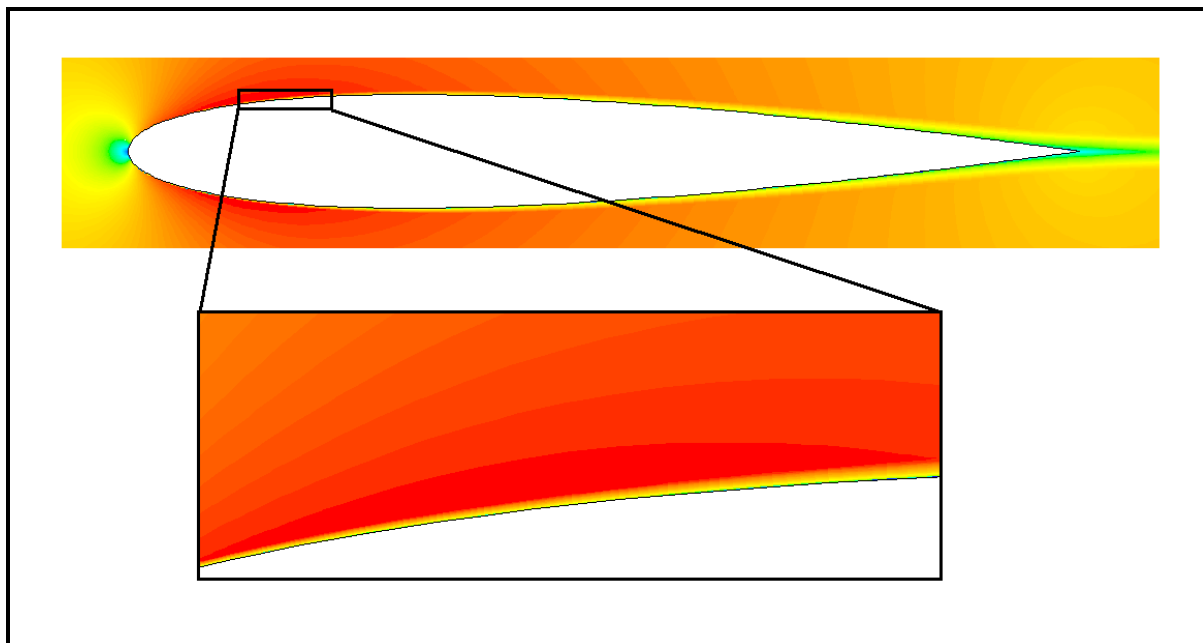
Érdekes, elsősre talán meglepő következtetés vonható le a diagramból. A számunkra most érdekes,  $5^\circ$  körüli sodródási szög környezetében ugyanis a terelőlapos profilok  $L/D$  viszonyszáma alig háromnegyede a szimmetrikus profilénak. Egyértelműnek látszik tehát, hogy kis karcsúságú, viszonylag nagyobb állásszögnél üzemelő tőkesúlyokhoz nem célszerű terelőlapos profilt választani. Ennek oka kettős. Egyrészt, mint láttuk, adott karcsúságnál az indukált ellenállás mi-



## 7.1.3. Egyéb áramlástanai jellemzők

### 7.1.3.1. Sebességek a határrétegben

Mint ismeretes, egy fal menti áramlásnál a fal mellett kialakuló határréteg a belépéstől kezdve vastagszik [6]. Ez a jelenség a numerikus számítás eredményeiben is jól megfigyelhető (7.16. ábra).



7.16. ábra: A határréteg vastagodása NACA 0012-es szimmetrikus profil körül, 0°-os állásszögnél

### 7.1.3.2. Leválás

Szárnyprofilok esetében mindig érdekes kérdés az áramlás leválása a profilról. A leválás veszélye ott és akkor áll fent, ahol és amikor a közegnek növekvő nyomás irányába kell áramolnia, tehát a szívott oldalon, a profil legnagyobb vastagságánál hátrébb, nagy állásszögek esetén.

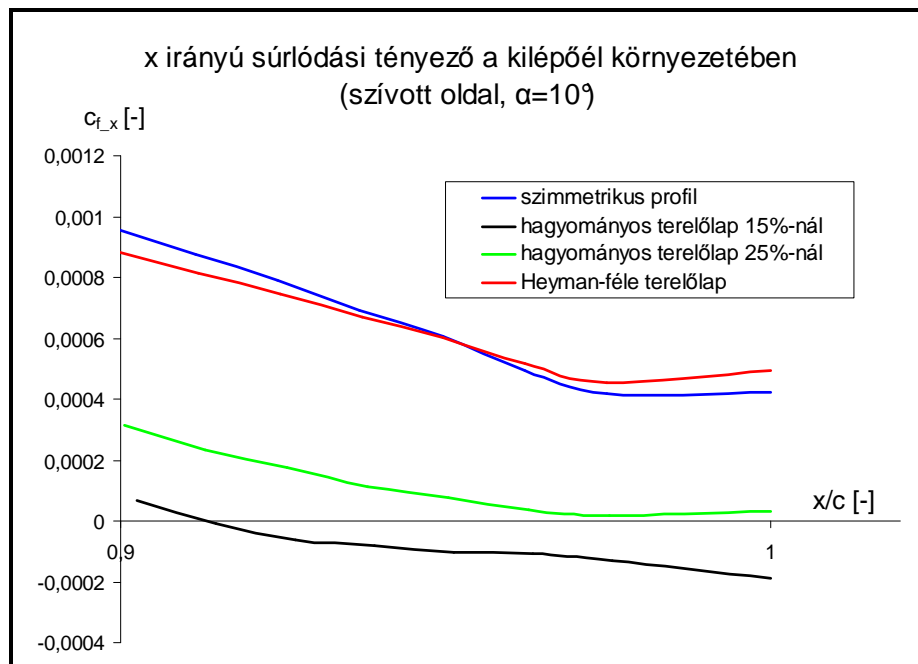
Esetünkben a terelőlapos profilok csuklójánál lévő hirtelen törés tovább növeli a leválás veszélyét. Ennek ellenére a négy profil közül a vizsgált állásszög tartományban csak a 15%-os terelőlaposról válik le az áramlás, 6°-os megfúvási szög fölött.

Leválás esetén a fal mellett a megfúvási sebességgel ellentétes irányban kezd el áramlani a közeg, tehát a megfúvással párhuzamos irányú nyírófeszültség előjelet vált. Ha tehát a nyírófeszültséget a profil hossza mentén felrajzoljuk, szemléletesen megállapítható belőle a leválás helye, valamint mértéke is.

A nyírófeszültséget is célszerű dimenziómentes formában, x irányú súrlódási tényezőként ábrázolni, a következők szerint:

$$C_{f_x} = \frac{\tau_x}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2} \quad \text{ahol: } \begin{array}{l} C_{f_x} - \text{ a súrlódási tényező x irányban [-]} \\ \tau_x - \text{ az x irányú fali csúsztatófeszültség [Pa]} \\ \rho - \text{ a közeg sűrűsége [kg/m}^3\text{]} \\ v_\infty - \text{ a közeg zavartalan áramlási sebessége [m/s]} \end{array}$$

A 7.17. ábra a súrlódási tényező alakulását mutatja a kilépőél környezetében, 10°-os állásszög esetén.



**7.17. ábra: x irányú súrlódási tényező a NACA 0012-es profilsalád tagja-  
inak kilépőéle környezetében, 10°-os állásszögnél**

Láthatjuk, hogy valóban csak a 15%-os terelőlapos profilnál válik le a határréteg, mégpedig a húrhossz 91,5%-ánál, azaz elég hátul, a terelőlap felénél. A 25%-os terelőlapos profilnál még éppen hogy nem, a másik két változatnál pedig egyáltalán nem áll fenn a leválás veszélye.

## 7.2. NACA 0010

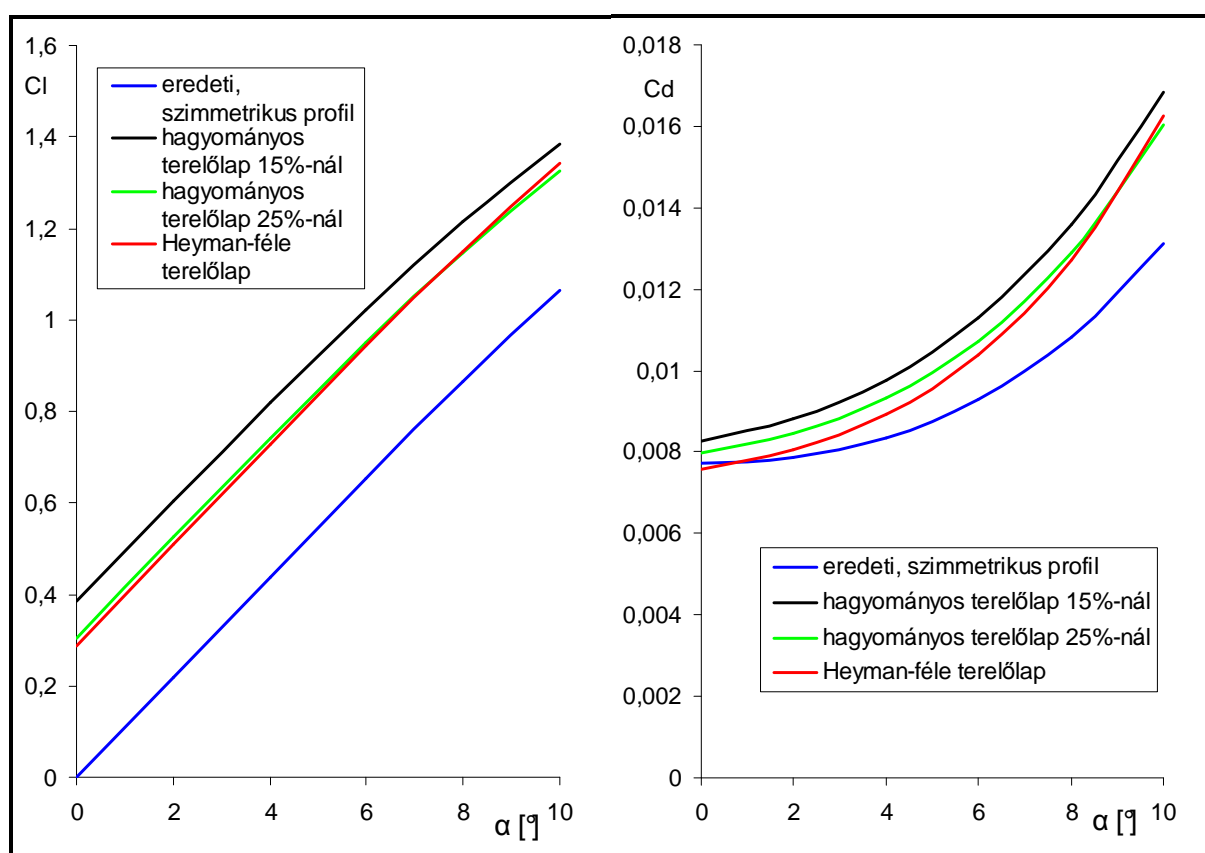
Mivel a nyomástényező-, ill. felhajtóerő- és ellenálláserő-eloszlások a két vizsgált profilcsalád esetében nagyon hasonlóak, nem láttam értelmét annak, hogy a NACA 0012-es profilnál bemutatott diagramokat a NACA 0010-es profilra is közöljem. A fent említett hasonlóság miatt a profilok közti különbségek magyarázata is gyakorlatilag megegyezik a NACA 0012-esnél leírtakkal, ezért ennek leírásától itt szintén eltekintek.

Bemutatom viszont a hajótervezői gyakorlat szempontjából legnagyobb jelentőséggel bíró diagramokat: a  $C_L$ - $\alpha$ ,  $C_D$ - $\alpha$  és  $L/D$ - $\alpha$  görbéket kétdimenziós esetre, valamint az  $L/D$ - $\alpha$  görbéket 3-as, ill. 8-as effektív karcsúságú véges hosszú szárnyra.

### 7.2.1. A profil jellemzői

#### 7.2.1.1. Felhajtóerő és ellenálláserő görbék

A NACA 0010-es profilcsalád  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéi a 7.18. ábrán láthatók.



7.18. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjainak  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbéi

Amint az várható volt, a görbék jellegre teljesen megegyeznek a NACA 0012-es profil esetében kapottakkal. A terelőlapos profilok felhajtóerő-tényezője természetesen minden állásszögnél jelentősen meghaladja a szimmetrikus profilét, és a köztük kialakuló sorrend sem változott: ennél a profilnál is a 15%-os terelőlapos változat állítja elő a legnagyobb felhajtóerőt a teljes vizsgált állásszög-tartományban, a 25%-os, ill. Heyman-féle kialakítású pedig ennél valamivel kisebbet. A terelőlap által megteremtett felhajtóerő-többlet ugyanakkor ebben az esetben minden profilnál kisebb, mint a NACA 0012-es esetében volt.

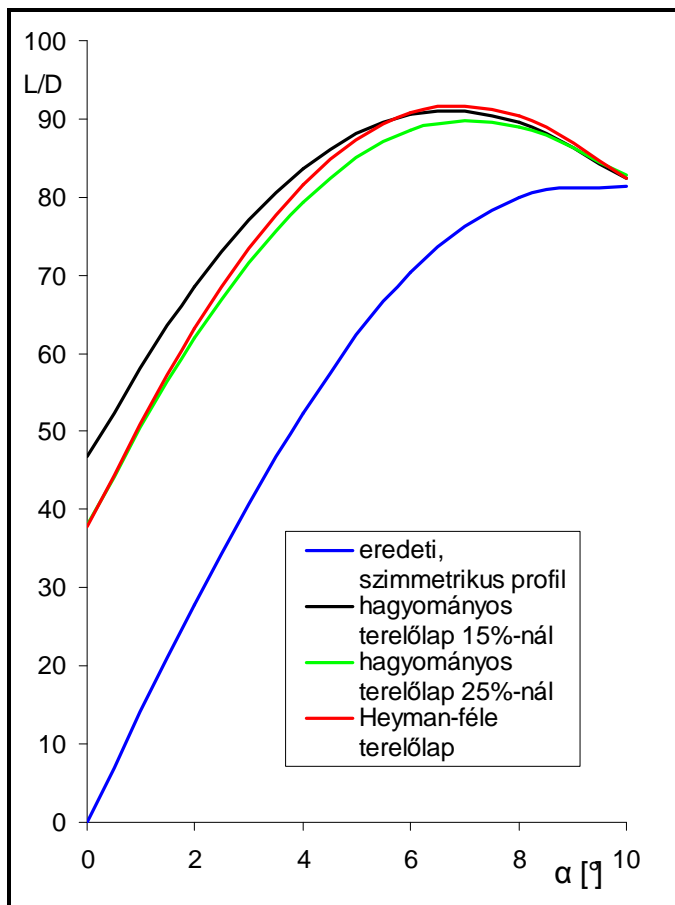
Hasonló megfigyelések tehetők az ellenállással kapcsolatosan is. Legnagyobb ellenállása továbbra is a 15%-os terelőlapos profilnak van, ennél kicsivel kedvezőbbnek mutatkozik a 25%-os, a Heyman-féle profil ellenállása pedig  $0^\circ$ -os állásszög esetében még a szimmetrikusénál is kicsivel alacsonyabb, ám a megfúvási szöggel meredekebben nő,

mint a többi terelőlapos kialakításúé. Amint a felhajtóerőről, az ellenálláserőről is elmondható, hogy a görbék jellegre megegyeznek a NACA 0012-esével, ám a profilok közti különbségek kevésbé hangsúlyosak.

### 7.2.1.2. Ellenállás hátszélben

Természetesen itt is külön meg kellett vizsgálni a profilok ellenállását hátszélben, azaz középre állított terelőlappal, 5 helyett 8 m/s-os megfúvási sebesség és  $0^\circ$ -os állásszög esetén. Eredményül azt kaptam, hogy a Heyman-féle terelőlapos profil ellenállása közel 4,5%-kal alacsonyabb, mint a szimmetrikusé. Ez a különbség minden bizonnyal ebben az esetben is a kisebb relatív vastagság miatti alacsonyabb alakellenállásnak tudható be.

### 7.2.1.3. A felhajtóerő-ellenálláserő arány alakulása

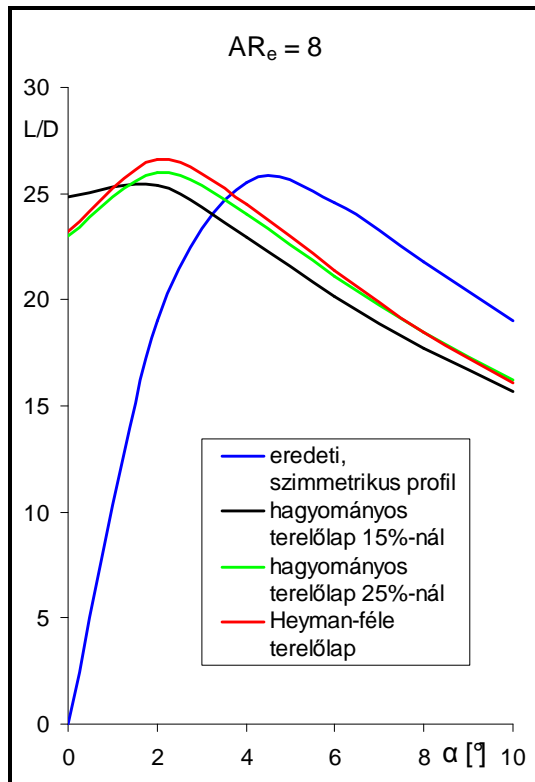


Az  $L/D$  viszony alakulása a 7.19. ábrán látható.

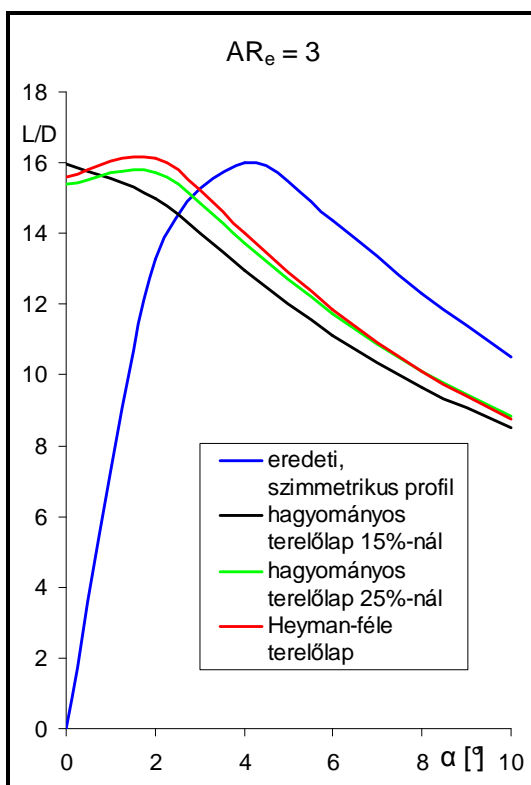
A  $C_L$ - $\alpha$  és  $C_D$ - $\alpha$  görbék hasonlósága miatt, jellegre természetesen az  $L/D$ - $\alpha$  görbék is megegyeznek a NACA 0012-es profilcsaládéival. Fontos különbség azonban, hogy amíg ott már  $2^\circ$ -os állásszög fölött a Heyman-féle kialakítás mutatkozott  $L/D$  viszony szempontjából a legkedvezőbbnek, addig itt egészen  $6^\circ$ -ig a 15%-os terelőlapos változat  $L/D$  értékei a legmagasabbak. Ennek az a magyarázata, hogy a NACA 0012-es profilcsaládhoz képest ez utóbbi kialakításnál csökken leginkább az ellenállás, míg a felhajtóerő nem lesz arányosan kisebb.

7.19. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjainak  $L/D$ - $\alpha$  görbéi

## 7.2.2. Várható jellemzők véges hosszúságú szárny esetén



7.20. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjaiból készült, 8-as effektív karcsúságú tökesúlyok L/D-α görbéi



7.21. ábra: A NACA 0010-es profilcsalád tagjaiból készült, 3-as effektív karcsúságú tökesúlyok L/D-α görbéi

Csakúgy, mint a NACA 0012-es profilcsalád esetén, most is bemutatom az L/D viszony alakulását egy 3-as, ill. 8-as effektív karcsúsági tényezővel rendelkező tökesúly esetében.

A 8-as effektív karcsúságú tökesúly L/D-α görbéit a 7.20. ábrán láthatjuk.

Amint a kétdimenziós esetre vonatkozó L/D görbékből, ebből a diagramból is azt láthatjuk, hogy kis megfúvási szögeknél a 15%-os terelőlapos változat L/D értékei a legmagasabbak, csak nagyobb állásszögeknél bizonyul jobbnak a 25%-os, ill. a Heyman-féle kialakítás. A kétdimenziós esethez képest azonban ez a váltás itt már kicsivel 1° után bekövetkezik. Ez annak a következménye, hogy a 15%-os kialakítás által biztosított nagyobb felhajtóerő miatt az állásszög növelésével az indukált ellenállás is rohamosan nő. 1°-os állásszög alatt tehát a 15%-os terelőlapos, 1 és 4° között a Heyman-féle terelőlapos, e fölött pedig a szimmetrikus profil rendelkezik a legkedvezőbb L/D értékkel.

Hajótervezői szemmel nézve azonban a görbe kb. 2°-os megfúvási szög alatti részét nyugodtan figyelmen kívül hagyhatjuk, hiszen a legkorszerűbb versenyhajók sem képesek ennél kisebb sodródással haladni. Emiatt tehát, hiába rendelkezik a 15%-os terelőlapos változat olyan kedvező L/D viszonyszámmal kis megfúvási szögeknél, a hajótervező számára ez sajnos csak egy elvi lehetőséget jelent.

Ezzel szemben az 1 és 4°-közötti tartomány, ahol a Heyman-féle profil bizonyul a legjobb választásnak, már nagyon is beleesik a legkorszerűbb versenyhajók sodródási szög tartományába. A NACA 0012-es profilcsaládhoz hasonlóan tehát itt is elmondható, hogy kis jellemző sodródási szöggel és karcsú tökesúlyal rendelkező hajók esetében az eredmények alapján a Heyman-féle terelőlapos tökesúly-kialakítás tűnik az ideális választásnak.

Ezután, ahogy azt a NACA 0012-es profilok esetében is tettük, nézzük meg a különböző profilok jellemzőit egy 3-as effektív karcsúságú tökesúly esetében is (7.21. ábra).

Látható, hogy a karcsúság csökkenésével csökken az a megfúvási szög tartomány,

amelyben a 15%-os profil bizonyul a legkedvezőbbnek, valamint, hogy ebben az esetben már 3°-os állásszög fölött a szimmetrikus profil L/D értékei a legmagasabbak. Itt is kijelenthetjük tehát, hogy kis karcsúságú tőkesúlyal és nagy jellemző sodródási szöggel rendelkező túrahajók esetében nem érdemes a tőkesúlyt terelőlaposra kialakítani.

## 8. Összefoglalás

### 8.1. Az eredmények összefoglalása

Két profilcsaládot vizsgáltam, az egyik a NACA 0012-es, a másik a NACA 0010-es szimmetrikus profilból indult ki. A két profilcsalád eredményei között érdembeli különbséget nem találtam, az eredmények jellegre nagyon hasonlóak voltak.

Kétdimenziós esetben az L/D viszony alapján egyértelmű a terelőlapos kialakítások előnye a szimmetrikussal szemben. Az viszont, hogy a különböző terelőlapos változatok közül melyik a legkedvezőbb, erősen függ az állásszögtől, ezért általános érvényű kijelentéseket itt nem tehetünk.

Ehhez képest érdekes eredmények születtek viszont a profilok eredményeit három dimenzióra átszámítva. Az L/D- $\alpha$  diagramokon az látszik ugyanis, hogy egy bizonyos, a karcsúságtól és a kiinduló profiltól csak gyengén függő állásszög fölött a szimmetrikus profilú tökesúlyok L/D viszony szempontjából kedvezőbbek terelőlapos megfelelőiknél. Abban az állásszög-tartományban viszont, ahol még a terelőlapos profilok L/D értékei a magasabbak, a három változat közül karcsúságtól és profilcsaládtól függetlenül a Heyman-féle megoldás a legjobb.

Ezek alapján azt a következtetést vontam le, hogy előzetes várakozásaimmal ellentétben nem minden esetben érdemes terelőlapos tökesúly-profilat használni. A túrahajók jellemző sodródási szöge ugyanis már az L/D- $\alpha$  görbének arra a részére esik, ahol a terelőlapos kialakítású tökesúlyok L/D értékei már alacsonyabbak a szimmetrikusénál. Versenyhajók esetében viszont, melyek sodródási szöge jellemzően alacsonyabb, célszerű szimmetrikus tökesúly-profil helyett terelőlaposat választani.

### 8.2. Tapasztalatok a numerikus áramlásmodellezés hajós alkalmazásával kapcsolatban

Diplomatervem témája első ránézésre viszonylag egyszerűen és gyorsan megoldható feladatnak tűnhet, hiszen a problémával csak két dimenzióban foglalkoztam, valamint a geometria sem volt túl bonyolult. Ennek ellenére időm egy jelentős részét a hálózással, valamint kísérletezgető jellegű futtatásokkal töltöttem. Munkám során egyre inkább arra az álláspontra jutottam, hogy ha CFD szimulációval megbízható eredményt szeretnénk kapni, nem elég a szoftver felületes, felhasználói szintű ismerete. Az eredmények helyes értékeléséhez, a hibák okainak feltárásához, ill. ezek megszüntetéséhez ugyanis az alkalmazott program magabiztos ismeretén túl magas szintű áramlástanra is szükség van.

Szót kell ejtenünk a számítások idő-, ill. gépigényéről is. Amint azt korábban már említettem, az általam készített háló komoly, ipari célú alkalmazáshoz kifejezetten ritkának mondható. Ennek ellenére a rendelkezésemre álló, egyébként kifejezetten erősnek mondható személyi számítógépen egyetlen szimuláció is több órán keresztül futott, tehát valóban nem lett volna időm sűrűbb, és ezáltal megbízhatóbb eredményeket adó hálón történő futtatásokra.

A fentiek alapján tehát arra a következtetésre jutottam, hogy bár kétségkívül komoly jövője van a CFD-nek a hajótervezésben, semmiképpen sem szabad mindent önmagától megoldó varázsszerként tekinteni rá. Ahhoz ugyanis, hogy megbízható eredményeket kapjunk belátható időn belül, magas szintű szaktudásra és komoly számítástechnikai háttérre van szükség. Ez a megállapítás természetesen különösen igaz az enyémnél jóval összetettebb, háromdimenziós, időfüggő problémák esetén, mint például egy hajótest körüli szabadfelszínű áramlás vagy egy hajócsavar-kormánylapát-hajótest kölcsönhatás modellezése. Mivel ma egy kis, ill. közepes volumenű hajótervező-irodában általában sem a megfelelő képzettséggel rendelkező szakemberek, sem pedig a szükséges technikai feltételek nem állnak házon belül rendelkezésre, megítélésem szerint érdemes

lehet a feladatot megbízható, nagy tapasztalattal és naprakész tudással rendelkező külsős CFD-szakemberekre bízni. A félreértések elkerülése és a hatékony együttműködés érdekében ilyen esetben természetesen fontos, hogy a megbízott szakembernek legyen valamennyi ismerete a hajókról, és a hajótervezőnek is a CFD-ről. Ez természetesen nem szabad, hogy a két külön szakma összemosását jelentse, hiszen mindkettő komoly szakértelmet és egész embert kíván; azonban mindkét fél ismerje a másik munkáját annyira, hogy ne támasszon vele szemben teljesíthetetlen elvárásokat. Így – bár ez a megoldás önmagában nézve természetesen plusz költséget jelent a tervezőiroda számára – egyrészt elkerülhetők a hozzá nem értésből származó hibák, a munka rövidebb határidővel elkészülhet, valamint nem kell egy költséges számítógépparkba sem beruháznia a cégnek. Ezeket a szempontokat is figyelembe véve hosszabb távon pénzügyileg is megtérülő lehet a CFD-s feladatokat – a modellkísérletekhez hasonlóan – arra szakosodott külső céggel végeztetni.

### **8.3. További kutatási lehetőségek**

A diplomaterv megírása közben számos olyan érdekes kérdés merült fel a témával kapcsolatban, amelyek megválaszolására ezen diplomaterv keretein belül már nem volt lehetőség, azonban a jövőben érdemes lenne velük foglalkozni. Ezeket ismertetem röviden a következőkben.

- Amint azt a 6.1. fejezetben már említettem, mindenképp célszerű lenne a CFD szimuláció eredményét méréssel igazolni, összehasonlítani, esetleg tovább finomítani.
- Szintén érdekes feladat lenne egy hasonló numerikus szimulációt háromdimenziós hálón lefuttatni, hiszen így az indukált ellenállást is közvetlenül megkaphatnánk.
- A három dimenzióra átszámított eredményeknél azt láthattuk, hogy kis megfúvási szögeknél karcsúságtól és profilcsaládtól függetlenül a Heyman-féle kialakítás bizonyult a legkedvezőbbnek, ezt követte a 25%-os, majd a 15%-os hagyományos terelőlapos változat. Ezek alapján azonban téves lenne azt kijelentenünk, hogy a Heyman-féle profil (kizárólag) az eredeti megfontolás, azaz a folytonos szívott oldal miatt rendelkezik a legelőnyösebb tulajdonságokkal. Az eredmények alapján ugyanilyen jogos megállapítás volna ugyanis, hogy bármilyen terelőlapos profil annál kedvezőbb L/D viszonyzámmal rendelkezik, minél előrébb helyezük el a csuklópontot. Emiatt érdemes lenne megvizsgálni azt is, hogy azonos csuklóelhelyezés esetén melyik megoldás tulajdonságai a kedvezőbbek.
- Szintén fontos lenne azzal foglalkozni, hogy a terelőlap alkalmazása a tőkesúlyok teherviselő keresztmetszetének, inerciájának csökkentése miatt mennyire rontja a tőkesúly szilárdságtani jellemzőit, és ezáltal milyen mértékben veszélyezteti a hajó szerkezetet.



## Irodalomjegyzék

- [1] Dave Gerr: The Nature of Boats (Airlife Publishing Ltd., Shrewsbury, 1995)
- [2] Franco Giorgetti: Vitorlások és jachtok – sport- és fejlődéstörténet (Alexandra, Budapest, 2000)
- [3] Lars Larsson, Rolf E. Eliasson: Principles of Yacht Design (A & C Black Ltd., London, 2000)
- [4] Hargitai László Csaba: Az indukált ellenállás csökkentésének lehetőségei (BME, Budapest, 2001)
- [5] Steve Killing, Douglas Hunter: Yacht Design Explained (W. W. Norton & Co., New York, 1998)
- [6] Dr. Gruber József, Blahó Miklós: Folyadékok mechanikája (Tankönyvkiadó, Budapest, 1956)
- [7] Tom Speer (tőkesúly-tervezéssel is professzionális szinten foglalkozó repülőmérnök) és Mark Drela (MIT, Department of Aeronautics and Astronautics) hozzászólásai a [www.boatdesign.net](http://www.boatdesign.net) fórumon
- [8] Rob Garth: Trim-Tab Keels Generate Lift, Reduce Drag (Sailing World, 2002. februári szám)
- [9] Gabriel Heyman: On Flying Foils and Winning Wings
- [10] Hideaki Miyata, Hiromichi Akimoto és Fumiya Hiroshima: CFD performance prediction simulation for hull-form design of sailing boats (Journal of Marine Science and Technology, 1997)
- [11] [www.chmltech.com](http://www.chmltech.com): CFD Grid Generation Methods
- [12] [ocw.mit.edu](http://ocw.mit.edu): Structured vs. Unstructured Grids
- [13] Fluent Inc.: Modeling Compressible Flow over an Airfoil
- [14] Rajesh Bhaskaran (Cornell University): Flow over an Airfoil (FLUENT Tutorial)
- [15] [www.cfd-online.com](http://www.cfd-online.com)
- [16] Dr. Kristóf Gergely: Hálógenerálás (BME Áramlástan Tanszék, 2006)
- [17] FLUENT User Services Center: Modeling Turbulent Flows
- [18] David C. Wilcox: Turbulence Modeling for CFD (DCW Industries Inc., La Cañada, 2000)
- [19] Ira H. Abbott, Albert E. von Doenhoff: Theory of Wing Sections (Dover Publications Inc., New York, 1958)
- [20] Sheldahl, R. E. and Klimas, P. C.: Aerodynamic Characteristics of Seven Airfoil Sections Through 180 Degrees Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines (Sandia National Laboratories, Albuquerque, 1981)
- [21] College of Engineering, University of Wisconsin-Madison ([ecow2.engr.wisc.edu](http://ecow2.engr.wisc.edu)): Using FLUENT to Modeling 2D Subsonic Flow over a NACA 2412 Airfoil at AOA=4°
- [22] Arthur Stuck, Stephen Turnock, Neil Bressloff: An Evaluation of the RANS Method for the Prediction of Steady Ship Rudder Performance Compared to Wind Tunnel Measurements (Ship Science Report No 130, 2004)
- [23] Nagy András: Repülőgépszárny körüli áramlást befolyásoló mini és mikro eszközök numerikus aerodinamikai vizsgálata (BME, Budapest, 2007)
- [24] C. P. van Dam: Recent experience with different methods of drag prediction (Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of California, 1999)
- [25] Christopher L. Rumsey: Apparent transition behavior of widely-used turbulence models (Computational Aerosciences Branch, NASA Langley Research Center, Hampton, 2006)
- [26] Dr. Florian Menter: Turbulent Modeling Seminar (München, 2007)