

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK HIZLI KAVİTASYON TÜNELİ İÇİN DARALMA, DİFÜZÖR VE
DİRSEK GEOMETRİLERİNİN HİDRODİNAMİK DİZAYNI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Yusuf GÜRKAN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK HIZLI KAVİTASYON TÜNELİ İÇİN DARALMA, DİFÜZÖR VE
DİRSEK GEOMETRİLERİNİN HİDRODİNAMİK DİZAYNI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet Yusuf GÜRKAN
(508131002)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL

ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508131002 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ahmet Yusuf GÜRKAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YÜKSEK HIZLI KAVİTASYON TÜNELİ İÇİN DARALMA, DİFÜZÖR VE DİRSEK GEOMETRİLERİNİN HİDRODİNAMİK DİZAYNI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Emin KORKUT**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mesut GÜNER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 27 Kasım 2015
Savunma Tarihi : 30 Ocak 2015

Annem ve ablama,

ÖNSÖZ

KATMANSİS projesi kapsamında fakültemiz bünyesine kazandırılacak olan kavitasyon tüneli dizaynı için temel teşkil edecek bir yüksek lisans tezi hazırlamış olmaktan büyük mutluluk ve onur duyduğumu belirtmek isterim.

Tez çalışmam süresince beni daima destekleyen ve yaptığımız çalışmaların her adımında heyecanını ve bilgi birikimini çekinmeden benimle paylaşan, her konuda titiz ve mükemmeliyetçi tutumuyla örnek bir araştırmacı olan tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL'a sonsuz teşekkürlerimi arz ederim.

Kendisinin yürüttüğü projenin bir parçası olma şansına erişmemde katkısı olan, hiçbir konuda desteğini esirgemeyen, samimi, mütevazı tavrı ve örnek kişiliği ile bilgisini bizimle paylaşmaktan her zaman mutluluk duyduğunu gözlerimden görebildiğim çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ömer GÖREN'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu projede yer almamı destekleyen ve her zaman sıcak tavrı ve güler yüzüyle kendisini bir hocadan fazlası olarak gördüğüm Sayın Prof. Dr. Emin KORKUT'a derin teşekkürlerimi arz ederim.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca, desteklerini her zaman hissettiğim ve aynı proje üzerine çalışma yapmış olmaktan mutluluk duyduğum arkadaşlarım Müh. Çağrı AYDIN ve Müh. Çağatay Sabri KÖKSAL teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans eğitimimi beraber geçirdiğim fakültemizin Hesaplamalı Gemi Hidrodinamiği Laboratuvarı araştırma gurubundan Müh. Aras ÇETİNKAYA, Müh. Talat Gökçer CANYURT, Müh. Ozan KAPLAN ve Müh. Gürbüz BİLİCİ'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

Hayatta her anımı paylaştığım için şükrettiğim ve bu günlere gelebilmem için kendi hayatını ablam ve bana adayan annem Bahriye DEMİRCİ'ye ve sadece ablam değil aynı zamanda hayatımdaki en yakın arkadaşım olan ve her şeyimi paylaştığım ablam Kübra GÜRKAN'a bana her zaman destek oldukları için sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Maddi manevi desteğini her zaman hissettiğim ve uzun yıllardan bir benim için bir arkadaştan öte olan ve hayatıma renk katan dostlarım Emre SOYSAL ve Yiğit GÖKTÜRK'e teşekkürlerimi borç bilirim.

Kendisiyle en mutlu anlarımı paylaştığım, en sıkıntıya düştüğüm zamanlarda bana bakışlarıyla moral veren, her an maddi ve manevi desteğini hiç bir şekilde esirgemeyen kız arkadaşım Müh. Burcu GÜNEŞ'i tanıma şansı verdiği için evrene her zaman teşekkür ederim. Aynı zamanda yaptığım çalışmanın her anında bana katlandığı için özellikle Müh. Burcu GÜNEŞ'e teşekkürlerimi arz ederim.

Kasım 2015

Ahmet Yusuf GÜRKAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. HİDRODİNAMİK DİZAYN	7
2.1 Test Kesiti	7
2.1.1 Dizayn kriterleri	7
2.2 Daralma	8
2.2.1 Dizayn kriterleri	9
2.2.1.1 Daralma oranı (r)	10
2.2.1.2 Daralma uzunluğu (L_c)	11
2.2.1.3 Daralma profili	11
2.3 Difüzör	12
2.3.1 Dizayn kriterleri	13
2.4 Dirsekler	14
2.4.1 Dizayn kriterleri	15
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)	17
3.1 Hesaplamalı Çalışma	17
3.2 Sayısal Model	17
3.2.1 Sonlu hacimler ayrıklaştırması	18
3.2.2 SIMPLE	20
3.2.3 Lineer denklem çözümü	24
3.2.4 Türbülans modellemesi	25
3.2.4.1 Duvar fonksiyonu	26
3.2.4.2 $k - \omega$ modelleri	29
3.2.4.3 SST $k - \omega$ modeli	30
4. SAYISAL ÇALIŞMA	33
4.1 Daralma	35
4.1.1 Daralma geometrisi ve parametrik tasarım	36
4.1.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi	39
4.1.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması	40
4.1.3 Geçerleme çalışması	41
4.1.4 Analizler	43
4.1.4.1 Daralma oranı	43
4.1.4.2 Daralma uzunluğu ve duvar profili	47

4.2 Difüzör.....	53
4.2.1 Difüzör geometrisi ve parametrik tasarım.....	54
4.2.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi	56
4.2.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması.....	57
4.2.3 Sınır koşulları	58
4.2.4 Geçerleme çalışması.....	59
4.2.5 Analizler	62
4.2.5.1 Genişleme açısı ve genişleme oranı	63
4.3 Dirsekler	79
4.3.1 Dirsek geometrisi ve parametrik tasarım	79
4.3.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi	83
4.3.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması.....	85
4.3.3 Sınır koşulları	85
4.3.4 Analizler	87
4.3.4.1 Profil şekli	88
4.3.4.2 Profil giriş boyu.....	90
4.3.4.3 Profil hücum açısı.....	90
4.3.4.4 Profil sayısı oranı	93
4.3.4.5 Sonuç.....	95
4.4 Sonuç	97
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	103
5.1 Sonuç	103
5.2 Öneriler.....	105
KAYNAKLAR.....	107
EKLER	111
EK A	112
ÖZGEÇMİŞ.....	117

KISALTMALAR

AMG	: Algebraic Multigrid
BAP	: Bilimsel Araştırma Projesi
GTH	: Grand Tunnel Hydrodynamique
G-S	: Gauss-Seidel
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HYKAT	: Hydrodynamics and Cavitation Tunnel
KATMANSİS	: Kavitasyon Tüneli ve Manevra Deney Sistemi
LOCAT	: Low Noise Large Cavitation Tunnel
min	: Minimum
maks	: Maksimum
MUSCLE	: Monoton Ustream-Centered Schemes for Conservation Laws
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stoks
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SST	: Shear Stress Transport
QUICK	: Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics

SEMBOLLER

C_D	: Sürtünme katsayısı
C_p	: Basınç katsayısı
C_f	: Sürtünme katsayısı
d	: Genişleme oranı
d_2	: Daralma giriş kısmında eğrinin ikinci türevi
FU	: Akış düzgünlüğü
g	: Yerçekimi ivmesi
h	: Test kesiti yüksekliği
K	: Minimum kayıp katsayısı
k	: Türbülans kinetik enerjisi
L_c	: Daralma boyu
L_d	: Difüzör boyu
L_E	: Dirsek eksen uzunluğu
L_t	: Test kesiti boyu
L_h	: Hücre yüzeyi minimum boyu
L_p	: Profil boyu
N	: Profil adedi
μ	: Dinamik viskozite
ν	: Kinematik viskozite
ω	: Türbülans kinetik enerjisi spesifik disipasyon
P	: Basınç
P_{ref}	: Referans basınç
ρ	: Yoğunluk
Re	: Reynolds Sayısı
TI	: Türbülans şiddeti
τ_x	: X eksenini yönündeki kayma gerilmesi
τ_w	: Duvar kayma gerilmesi
α	: A
σ	: Kavitasyon sayısı
Δs	: İlk hücre yüksekliği
r	: Daralma oranı
U, V, W	: X, Y, Z eksenleri yönündeki hız bileşenleri
u_τ	: Sürtünme hızı
U^+	: Boyutsuz hız
U_{Ref}	: Referans hız
V_{ort}	: Ortalama hız
y	: Duvara olan uzaklık
y^+	: Duvara olan boyutsuz uzaklık
X^i	: Daralma profilinin büküm noktası

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Hizmet veren başlıca kavitasyon tünelleri.....	5
Çizelge 4.1 : Akışkan özellikleri.	34
Çizelge 4.2 : Daralma başlangıç boyutlandırması için benzer tünellere ait bilgiler..	37
Çizelge 4.3 : Ağdan bağımsızlık çalışmasına ait sonuçlar.	40
Çizelge 4.4 : Daralma analizlerinde kullanılan sistem detayları.	43
Çizelge 4.5 : Daralma oranına bağlı sonuçlar.....	45
Çizelge 4.6 : Duvar profiline bağlı sonuçlar.....	49
Çizelge 4.7 : Farklı akış hızlarına göre ele alınmış vakalar.....	50
Çizelge 4.8 : Difüzör için çözüm ağı modeli genel bilgileri.....	57
Çizelge 4.9 : Difüzör için ağdan bağımsızlık sonuçları.....	58
Çizelge 4.10 : Sonuçlarının karşılaştırılması (El-Behery ve Hamed, 2011).....	61
Çizelge 4.11 : Difüzör analizlerinde kullanılan sistem detayları.....	63
Çizelge 4.12 : Farklı sabit açı ve d oranları için oluşturulan vakalar.	65
Çizelge 4.13 : Basamaklı yapıdaki difüzör geometrik özellikleri.	67
Çizelge 4.14 : Basamaklı yapıdaki difüzör sonuçları.	68
Çizelge 4.15 : Taban açısı küçülerek değişen vakaların geometri özellikleri.	69
Çizelge 4.16 : Taban açısı küçülerek değişen vakaların sonuçları.	70
Çizelge 4.17 : Tavan ve tabanda pah olan modellerin geometrik özellikleri.	72
Çizelge 4.18 : Tavan ve tabanda pah olan vakaların sonuçları.....	72
Çizelge 4.19 : Vaka-25 için farklı sınır koşulları ile analizler.....	73
Çizelge 4.20 : Genişletilmiş akış hacimli vakalara ait geometrik özellikler.	75
Çizelge 4.21 : Genişletilmiş akış hacimli vakalara ait sonuçlar.	75
Çizelge 4.22 : Vaka-32 ve 33 için farklı sınır koşulları ile analizler.....	76
Çizelge 4.23 : $y = \pm 1$ 'e göre difüzöre ait ağ detayları.....	76
Çizelge 4.24 : Birinci dirsekten sonraki boru hattı basınç kaybı hesabı.....	77
Çizelge 4.25 : İncelenen parametreler ve değerleri.	83
Çizelge 4.26 : Çözüm ağına ait genel özellikler.	85
Çizelge 4.27 : Dirsek analizlerinde kullanılan sistem detayları.	88
Çizelge 4.28 : Profil şekline bağlı çözüm matrisi.....	88
Çizelge 4.29 : Profil giriş boyuna bağlı çözüm matrisi.	90
Çizelge 4.30 : Farklı hücum açıları kullanılan vakalar.....	91
Çizelge 4.31 : Profil hücum açısına bağlı ikinci parametre matrisi.....	92
Çizelge 4.32 : Profil sayısına bağlı birinci parametrik matrisi.	94
Çizelge 4.33 : Profil sayısına bağlı 2. çözüm matrisi.	95
Çizelge 4.34 : Vaka-7 ye ait geometrik özellikler.	95
Çizelge 4.35 : Optimum dirsek geometrisinin farklı hız durumları.....	96
Çizelge 4.36 : Tünelin daralma, difüzör ve dirseklerin geometrik özellikleri.....	98
Çizelge 4.37 : Bütün bölgeleri içeren analiz sonuçları.	98
Çizelge 4.38 : Test kesiti içerisinde elde edilen uç değerler.	99
Çizelge 4.39 : Minimum kayıp katsayısı “K” değerleri.	101
Çizelge 4.40 : Farklı akış hızları için bölgelere göre güç hesabı.....	101

Çizelge 4.41 : Toplam güç hesabı.....	101
Çizelge 4.42 : Daralma oranlarına bağlı karşılaştırma.	102
Çizelge 4.43 : Genişleme oranlarına bağlı karşılaştırma.	102

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : a) Pervane etrafında kavitasyon (Url-1), b) fiziksel etkisi (Url-2).	3
Şekil 1.2 : Emerson kavitasyon tüneli formu; a) eski, b) yeni.	4
Şekil 1.3 : Kavitasyon tüneli genel yerleşimi.	5
Şekil 2.1 : Kavitasyon tüneli taslağı.	8
Şekil 2.2 : Farklı daralma geometrileri; a) simetrik, b) asimetrik.	10
Şekil 2.3 : Daralma uzunluğu.	11
Şekil 2.4 : Difüzör içerisinde akım olayları.	14
Şekil 2.5 : Profil açısını konumlandırılması (Wosnik ve Arndt, 2006).	16
Şekil 3.1 : Hesaplamalı kontrol hacmi.	19
Şekil 3.2 : Kaydırılmış kontrol hacmi.	22
Şekil 3.3 : Türbülanslı bölge tanımı.	27
Şekil 3.4 : y^+ grafiğı (Fluent Inc, 2014).	28
Şekil 4.1 : Kavitasyon tüneli simetri eksenini.	33
Şekil 4.2 : Yakınsama profilleri; bağıl hatalar a) CD, b) τ_x min.	34
Şekil 4.3 : Altı-yüzlü (sol) ve dört-yüzlü (sağ) hücre yapısı.	35
Şekil 4.4 : H tip çözüm ağı.	35
Şekil 4.5 : Daralma odası için bezer tünellere ait korelasyon eğrileri.	37
Şekil 4.6 : Büküm noktalarına göre daralma profilleri ($d_2 = 3$ için).	38
Şekil 4.7 : Girişte ikinci türev (d_2) değerleri için daralma profilleri ($X_i = 0.5$ için).	39
Şekil 4.8 : Daralma analizleri için akış hacmi.	39
Şekil 4.9 : Difüzör için optimum çözüm ağı modeli.	40
Şekil 4.10 : Geçerleme vakasına ait akış hacmi ve çözüm ağı modeli.	41
Şekil 4.11 : CP dağılımı karşılaştırması; a) Brandner ve diğ., 2008, b) HAD.	42
Şekil 4.12 : Daralma doğrulama grafiğı ($x/L_c=0$ test girişı).	42
Şekil 4.13 : Farklı kesitlerde TI (%) dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.	45
Şekil 4.14 : $y=0$ için U_x akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.	46
Şekil 4.15 : U_y akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.	46
Şekil 4.16 : U_z akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.	47
Şekil 4.17 : Vaka-3'e ait akış hacmi boyunca genel CP dağılımı.	49
Şekil 4.18 : CP grafiğı; daralma a) çıkış, b) giriş.	51
Şekil 4.19 : X-yönünde akım düzgünlüğü; Vaka a) 3, b) 3*.	52
Şekil 4.20 : Türbülans şiddeti ve akım düzgünlüğünün % dağılımı.	53
Şekil 4.21 : Sabit genişleme açılı difüzör modeli parametrik tasarımı.	55
Şekil 4.22 : Sabit genişleme açısına sahip difüzör geometri taslağı; a) profil, b) üst görünüş.	55
Şekil 4.23 : Difüzör akış hacmine ve yüzeyler üzerinde çözüm ağı modeli.	57
Şekil 4.24 : Difüzör detay ağı modeli; a) difüzör girişı yüzeyi, b) test girişı kesiti.	57
Şekil 4.25 : Ağı modellerine ait yüzey ve hacim görselleri; a) kaba, b) normal, c) iyi.	58
Şekil 4.26 : Difüzör akış hacmine ait sınır koşullar.	59
Şekil 4.27 : Buice-Eaton difüzör taslağı (Buice ve Eaton, 2000).	60
Şekil 4.28 : Doğrulama çalışması için akış hacmi.	60

Şekil 4.29 : Doğrulama modeli çözüm ağı modeli.	61
Şekil 4.30 : $y +$ ve sürtünme katsayısına ait grafikler.	61
Şekil 4.31 : Validasyon vakası akış hacmi içerisindeki akım hatları.....	62
Şekil 4.32 : C_p grafiklerinin karşılaştırması.	62
Şekil 4.33 : Difüzör geometrisinde pah iyileştirmesi; a) taban, b) taban ve tavan. ..	64
Şekil 4.34 : Genişletilmiş akış hacmi.....	64
Şekil 4.35 : Ayrılma hadisesi; Vaka a) 3, b) 4.....	66
Şekil 4.36 : Basamaklı yapıya sahip difüzör geometrisi; a) profilden, b) üstten.	66
Şekil 4.37 : Pah ölçülendirmesi.	68
Şekil 4.38 : Akım ayrılması hadisesi; Vaka a) 9, b) 12.	69
Şekil 4.39 : Kayma gerilmesi dağılımı; Vaka a)17, b)19.	71
Şekil 4.40 : Vaka-20 için akım ayrılması hadisesi.....	71
Şekil 4.41 : Vaka_25* için akım ayrılması hadisesi.....	73
Şekil 4.42 : Test kesitinde akış düzgünlüğü; Vaka a) 25 , b) 25*.	74
Şekil 4.43 : 2 m/s akış hızı için ayrılma hadisesi; Vaka a) 32*, b) 33*.	77
Şekil 4.44 : X-ekseni üzerinde farklı kesitlerde akım düzgünlüğü (2m/s).	78
Şekil 4.45 : X-ekseni boyunca alınan kesitler üzerinde akış düzgünlüğü (2 m/s).	78
Şekil 4.46 : Test merkezi 2 m/s akışı hızı için türbülans yoğunluğu ($x/L_T = -0.5$)....	79
Şekil 4.47 : Farklı profillere ait kesit resimleri; a)NACA9410, b)P-1, c)P-2.....	80
Şekil 4.48 : Prototip ön tasarım aşaması.....	81
Şekil 4.49 : Dirseğin diyagonal ekseninde farklı sayılarda profiller; a)6, b)7, c)8....	81
Şekil 4.50 : Profilin 5^0 (+) yönde açısal hareketi.	82
Şekil 4.51 : Profillerin giriş boyutları.	82
Şekil 4.52 : Dirseğe ait örnek akış hacmi.	84
Şekil 4.53 : Profil etrafında oluşturulan çözüm ağına ait görüntü.	84
Şekil 4.54 : Profil etrafında oluşturulan çözüm ağı detayı, sırasıyla kaba, normal, iyi.	85
Şekil 4.55 : Sınırların adlandırılmaları.	86
Şekil 4.56 : Difüzör simetri düzleminden hız profillerinin türetildiği bölge.	87
Şekil 4.57 : Dirseklerin giriş kısmındaki hız profilleri	87
Şekil 4.58 : Farklı profiller üzerinde akım hatları; Durum a)1, b)2 & c)3.	89
Şekil 4.59 : Dirsekten hemen sonra boyutsuz hız profilleri; Vaka a)2, b)3.....	89
Şekil 4.60 : Profillerin etrafında C_p dağılımı ve akım hatları; Durum a)3, b)4 & c)5.	90
Şekil 4.61 : Farklı hücum açıları için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları; Vaka a)4, b)6, c)7, d)8.....	92
Şekil 4.62 : Farklı hücum açıları için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları; Vaka a)9, b)10, c)11, d)12.....	93
Şekil 4.63 : Farklı profil sayısı için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları; Vaka a)7, b)13, c)14.	94
Şekil 4.64 : Vaka-7 ye ait geometri.	96
Şekil 4.65 : Farklı giriş koşulunda tanımlanan hız profilleri; hız a)2, b)15 m/s.....	96
Şekil 4.66 : Dirsek etrafında hız dağılımları; Servis hızı a)2, b)10, c)15 m/s.	97
Şekil 4.67 : Farklı hız durumlarında dirsek etrafında C_p dağılımı; a)2, b)10, c)15 m/s.	97
Şekil 4.68 : Tam modele ait kontrol hacmi.....	99
Şekil 4.69 : Test kesiti merkezinde $x=-2.5$ enkesitler üzerindeki akım hatları.....	99
Şekil 4.70 : Farklı akış hızları için X-yönündeki akım düzgünlüğü.	100
Şekil 4.71 : Amprik hesapların yapıldığı kesitler.	102

YÜKSEK HIZLI KAVİTASYON TÜNELİ İÇİN DARALMA, DİFÜZÖR VE DİRSEK GEOMETRİLERİNİN HİDRODİNAMİK DİZAYNI

ÖZET

Yüksek akış hızına ve kapalı çevrime sahip, basınç kontrolünün yapıldığı, hidroakustik, hidrodinamik ve kavitasyon incelemelerinin gerçekleştirildiği kavitasyon tüneline hidrodinamik dizaynı, kavitasyon tüneli ile ilgili literatür incelendiğinde başlıca araştırma konusudur. Özellikle daralma, difüzör ve dirseklerin hidrodinamik dizaynı, tüneline test kesiti içerisindeki akış kalitesini ve tüneline genel boyutlarını belirleyen temel öğelerdir. KATMANSİS projesi kapsamında fakültemiz bünyesine kazandırılacak yüksek hızlı kavitasyon tüneline referans bilgi kaynağı olması amaçlanan bu tez çalışmasında tüneline için daralma, difüzör ve dirseklerin hidrodinamik dizaynı yapılmıştır. Akım ayrılması hadisesinin bulunmaması ve bütün kısımlar için minimum enerji kaybının elde edilmesi tüneline verimini belirleyen faktörlerdir. Özellikle tasarım aşamasında kavitasyon tüneline performansını belirleyen, test kesiti içerisinde erişilebilecek minimum kavitasyon sayısı, tübürlans şiddeti ve sınır tabaka dışında kalan kısım için her yöndeki akım düzgünlüğünün dağılımının kontrolü başlıca dizayn kriterlerdir. Bölüm 1’de kavitasyon tünelleri ve incelenecek kesitler hakkında literatür çalışmalarına yer verilmiştir.

Bölüm 2’de test kesiti içerisindeki akışın, minimum kavitasyon sayısı olarak belirlenen 0.2 civarında olması, akış düzgünlüğü çalkalanmasının bütün yönlerde tüneline içi referans akış hızının %1’inden az olması, tübürlans şiddetinin %1’den az olması ve test kesiti içerisinde sınır tabaka gelişiminin minimum düzeyde tutulması olmak üzere genel dizayn kriterlerinden bahsedilmiştir. Test kesiti içerisindeki akım kalitesini direkt olarak kontrol eden ve bu kesitten hemen önce yer alan daralma bölgesinin dizaynı, daralma oranı, daralma uzunluğu ve daralma girişinde ikinci türevin ve büküm noktasının kontrol edildiği daralma profili olmak üzere dört ana kriter üzerinden yapılmıştır. Test kesitindeki akışı düzgün bir şekilde tahliye etmek için, genişleme oranı ve difüzör açısının kontrol edildiği difüzör bölgesi tanıtımına yer verilmiştir. Tüneline maksimum uzunluğunu kontrol eden bu bölge aynı zamanda, genişleme oranı ile akışın tüneline içerisindeki ortalama akış hızını da etkilemektedir. Dolayısıyla tüneline içerisindeki toplam basınç kaybının minimum tutulabilmesi için ele alınması gereken temel kısımlardandır. Son olarak daralma girişi ve difüzör çıkışında yer alan dirseklerin dizaynı için seçilmiş olan, profil şekli, profil boyu, hücum açısı ve profil sayısı oranı kriterlerine yer verilmiştir. Bu kriterlerin kavitasyon tüneline üzerindeki etkilerinden bahsedilmiştir.

Yapılan dizayn çalışması Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. HAD analizleri teorisi hakkında bilgiler Bölüm 3’te sunulmuştur. Aynı zamanda bu kısımda, analizlerin gerçekleştirildiği sonlu hacimler metodundan, hız basınç ayrıklaştırılmasının yapıldığı SIMPLE yöntemi ve tübürlans modeli olarak seçilen SST k- ω modeli hakkında detaylı bilgiye yer verilmiştir.

Bölüm 2’de bahsedilmiş olan her kesit için incelenen vakaların sonuçları Bölüm 4’te verilmiştir. Dizayn aşamasında gerçekleştirilen analizler, tünelin servis hızı olan 10m/s için ele alınmıştır. Uygun olarak belirlenen geometriler için ayrıca 2m/s’lik düşük hıza ve test kesiti için en yüksek hız olarak belirlenen 15m/s’lik akış hızına sahip vakalar gerçekleştirilmiştir. İlk olarak ele alınan daralmanın giriş ve çıkış alan oranına bağlı olarak kontrol edilen daralma oranı 5 ve 6 için analizler gerçekleştirilmiş ve test kesiti içerisinde etkileri incelenmiştir. Daralma oranının artması ile test kesiti içinde hesaplanan türbülans şiddeti ve akış düzgünlüğü olumlu olarak etkilenirken, daralma girişi taban köşelerinde sınır tabaka içinde akım ayrılmaları gerçekleşmiş, dolayısıyla istenen kriterleri sağlayan daralma oranı 5 seçilmiştir. Daralma uzunluğunun kısa olması, ani basınç değişimine bağlı ters basınç gradyanlarının arttırdığı için daralma uzunluğunun test kesitine olan oranı $L_c/h=4.6$ ’nın incelendiği vakada akım ayrılması oluşmaktadır. Dolayısıyla daha uzun daralma boyuna sahip $L_c/h=4.75$ oranı ile gerçekleştirilen analizlerde ayrılmanın bulunmadığı uygun sonuçlar elde edilmiştir. Test kesiti içerisinde sınır tabakanın gelişmesi arzulanmadığı için daha uzun daralma geometrileri üzerine çalışmalar yapılmamıştır. Daralma duvarı profili için altıncı dereceden dört terimli polinom tercih edilmiştir. Böylelikle büküm noktasının yanı sıra daralma girişi ikinci türevinin de kontrol edilmesine imkan sağlanmıştır. Büküm noktasının daralma üzerindeki konumu, test kesiti içerisinde elde edilecek minimum basınç katsayısı üzerinde etkili olurken, daralma girişinde profilin ikinci türevi ise bu bölgedeki akış kalitesini etkilemektedir. Büküm noktası test kesitine yaklaştıkça, test kesiti içerisinde elde edilecek minimum kavitasyon sayısının artmasına, uzaklaştıkça ise daralma girişinde akım ayrılmasına sebep olmasından ötürü büküm noktasının konumu $x_c^i/L_c=0.5$ olarak belirlenmiştir. Daralma girişi ikinci türevinin farklı değerleri, daralma girişinde akım ayrılmasına sebep olduğu için $d_2=0$ en uygun sonucu vermiştir.

Bölüm 4.2’de incelenen difüzör geometrisinde, iki ana parametre olan genişleme oranı ve difüzör açısı incelenmiştir. Birbirlerine direkt etki eden bu iki parametre kontrolü ile minimum enerji kaybına ve minimum difüzör uzunluğuna sahip geometri tasarlanmıştır. Tasarım aşamasında sabit difüzör açısına sahip geometrileri içeren vakalardan istenen sonuçların alınmadığı görülmüştür. Dolayısıyla ilk olarak tünel boyunca tünelin köşelerine uygulanan pah modifikasyonu ile daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Fakat sonuçların istenen düzeyde olmamasından dolayı, basamaklı yapıya sahip ve üç farklı basamakta kontrol edilen difüzör geometrisi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Neticede genişleme oranı $d=2.8$ olan ve 19.5m uzunluğuna sahip farklı difüzör açılara sahip geometri dizayn edilmiştir.

Son olarak Bölüm 4.3’te analizleri gerçekleştirilmiş 2B dirsek geometrisinin sonuçlarına yer verilmiştir. Profil geometrisinin, bu bölgeden geçen akış üzerindeki etkisi çok büyüktür. Analizlerin sonucunda NACA9410 geometrisi ile gerçekleştirilen vakalarda çok büyük akım ayrılması bölgesinin oluştuğu görülmüştür. Dolayısıyla bu tünel için özgün iki farklı prototip geliştirilmiştir.

Minimum basınç kaybı ve maksimum akış düzgünlüğünü sağlayan dirsek geometrisi için ayrıca profil sayısı oranı, profil boyu ve profilin hücum açısı incelenmiştir. Neticede, profil sayısının artması ve boyunun uzamasına bağlı olarak, bu bölgedeki toplam ıslak yüzey alanı artmaktadır. Minimum basınç kaybını verecek değerlere sahip geometrinin tasarlanması için değişik değerlere sahip vakalar incelenmiştir. Bu kısımda elde edilen tecrübeler daralmadan önce ve difüzörden sonra yer alan dirseklerde uygulanmıştır. Sonuç olarak tasarlanan dirsek geometrisi için geliştirilmiş P-2 profili, profil sayısı oranı 2.2, profil boyu $L_p=0.75\text{m}$ ve hücum açısı olarak $\alpha=-5$ değerlerine sahiptir.

Tasarlanan kesitlerin hepsini içeren tek bir akış hacminden oluşan vaka farklı hız değerleri için Bölüm 4.4'te incelenmiştir. Böylelikle bütün geometrilerin birbirleri ile olan etkileşiminin dahil edildiği analizlerde, test kesiti içerisinde kontrol edilen kriterlerin sağlandığı sonuç sunulmuştur. Ayrıca tünelin ihtiyaç duyduğu maksimum pompa gücü, bu kısımda incelenen maksimum hız olan 15m/s için incelenen vaka üzerinden hesaplanmıştır.

HYDRODYNAMIC DESIGN OF CONTRACTION, DIFFUSER AND ELBOW GEOMETRIES FOR A HIGH SPEED CAVITATION TUNNEL

SUMMARY

In the literature, hydrodynamic design of high speed and closed circuit cavitation tunnel in which hydroacoustic, hydrodynamic and cavitation performance are investigated with controlled pressure is an essential research study. Especially, hydrodynamic design of contraction, diffuser and vaned elbows are main parts of the cavitation tunnel that control flow quality inside the test section, and also they directly affect main dimensions of the cavitation tunnel. In this thesis, hydrodynamic design of contraction, diffuser and vaned elbows was done to gain reference knowledge for the cavitation tunnel, which will be brought in our faculty by KATMANSIS (Cavitation Tunnel and Manoeuver Experiment System) project. The tunnel efficiency is determined with no flow separation and minimum energy loss for each part of the tunnel. Particularly, control of minimum reachable cavitation number, turbulence intensity and flow uniformity at all directions outside of the boundary layer inside the test section are the basic design criterions during design stage. The literature investigation about cavitation tunnels and its sections, which were investigated in the thesis, are presented in the first chapter.

In the second chapter, general design criterions are given with desired limits in the test section, for instance minimum cavitation number should be around 0.2, flow uniformity should be less than 1% at all directions with respect to the reference flow speed, turbulence intensity should not exceed 1% and minimum boundary layer development should be provided. The contraction geometry, which directly controls flow quality in the test section and takes place just before test section, was investigated with four different parameters. These are contraction ratio, contraction length and contraction wall profile which controlled second derivative of contraction entrance and the position of inflection point. Diffuser was controlled with the expand ratio and diffuser angle to be able to discharge water from the test section smoothly. This section does not only affect length of the tunnel, but also determines the average flow speed in parts of downstream side of diffuser with its expand ratio. Hence, diffuser should be properly designed to minimize total pressure loss of the tunnel. Finally, the vaned elbows, which take place at downstream of diffuser and upstream side of contraction, were designed with profile shape, profile length, attack angle and profile number ratio. These criterions' effects on cavitation tunnel are referred.

Design studies were done via using Computational Fluid Dynamics method. In third chapter, theoretical background on CFD was given with its historical progress. Furthermore, the details about finite volume method take place in the same chapter, SIMPLE method for velocity-pressure discirizastion and SST k- ω that chosen as turbulence model.

All studied cases' results for the section, which was mentioned in the second chapter, was presented in fourth chapter. Flow speed in test section was set as 10m/s, which is determined as service speed in test section, for all cases at design stage. However, for the cases considered as optimal geometry also analyzed for other two different flow speed, which are 2m/s for low Reynold's Number and 15m/s for maximum desired velocity in test section. First cases were done by studying on contraction ratio which was taken as 5 and 6. Then their effect in test section was indicated. Positive effect of increasing contraction ratio was showed with flow uniformity and turbulence intensity as expected while boundary layer flow separation were occurred around contraction entrance. Thus, contraction ratio 5 was chosen as optimum contraction ratio. Incident pressure change caused adverse pressure gradient with short contraction length, so boundary layer flow separation was generated in the case whose ratio of contraction length to test section height was $L_c/h=4.6$. Thus, the case with longer contraction length with $L_c/h=4.75$ gave also good result with no separation. However, there were no longer contraction length since it is not acceptable having thicker boundary layer in test section. It was preferred to derive contraction wall profile from 6th order four-term polynomial. Hereby it is possible to control second derivative of contraction entrance profile as well as inflection point position on contraction. The position of inflection point directly affect minimum value of pressure coefficient in test section, while second derivative of wall profile affects flow quality around contraction entrance. When inflection point gets close to test section, reachable minimum cavitation number was increasing in test section, on the other hand when it gets close to contraction entrance, boundary layer flow separation started to occur. Thus, it was decided to locate inflection point to $x_c^1/L_c = 0.5$ with no flow separation and reachable minimum cavitation number. In addition, three different values of second derivative of contraction entrance were analyzed, only $d_2 = 0$ was acceptable due to having no flow separation contrary to other values.

In chapter 4.2, study on diffuser was examined by controlling two main parameters which are expansion ratio and diffuser angle. Optimum diffuser geometry was designed with minimum pressure loss and diffuser length by controlling the parameters directly bounded with each other. It was observed that geometries with fixed diffuser angle did not give expected result during design stage. Hence, chamfer was defined to corner of sections along the tunnel and it improved the results. According to diffuser length, the results were not enough, so the study continued with stepped diffuser geometry, which was divided into three equal parts along the diffuser, each part of diffuser was controlled with its own individual diffuser angle. Finally, optimum diffuser geometry was designed which has expansion ratio 2.8 and diffuser length 19.5m.

Finally, 2D vaned elbow geometries' results were given in Chapter 4.3. Profiles' geometry substantially affects flow in this zone. NACA9410, which was thought as the most probable geometry to direct the passing flow with its shape among all NACA four digit profiles, was analyzed and large flow separation detected at downstream side of profile. Thus, two original profile geometry designed for the tunnel. Furthermore, studies about vaned elbow contained three more parameters for elbow design. These are profile number ratio, profile length and profile attack angle, in order to have minimum pressure losses and provide maximum flow uniformity. Eventually wet surface area is increasing related with increasing profile number and profile length. Different cases were investigated to have minimum pressure loss. Vaned elbows

geometry before contraction and after diffuser were design by getting experience in this chapter. So, final values of parameters of vaned elbow geometry are Prototipe-2 profile, 2.2 profile number ratio, which is hypotenuse length to profile number in elbow, profile length $L_p = 0.75$ and attack angle $\alpha=5$

The result of final case that contains all designed geometry of sections was analyzed in one flow volume for three main speed in Chapter 4.4. Thus, flow in test section was modelled more accurately and flow qualites were reported with including all design geometries' interaction with each other. It is showed that all desired values of criterion can be provided by putting honey cumb geometry before contraction. Moreover, maximum power requirement of the tunnel was calculated according to pressure loss of 15m/s case and empirical calculation for the parts that was not included to flow volume such as lower parts of the tunnel.

1. GİRİŞ

Kavitasyon tünelleri bir asırdan uzun süredir sualtı araçlarının hidrodinamik incelemeleri için kullanılan, içindeki suyu sirküle ederek çalışan kapalı su tanklarıdır. Günümüzde deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği yüksek hızlı kavitasyon tünelleri, pervane ve benzeri yapıların üzerinde oluşan kavitasyon hadisesini gerçekleştirerek hidrodinamik ve hidroakustik açıdan incelenmesi ve geliştirilmesine büyük fayda sağlamaktadır. Yüksek akış hızına ve geniş test kesit alanına sahip kavitasyon tünelleri çoğunlukla gelişmiş ülkelerde mevcuttur. Bu tez çalışması, temel amacı Türk savaş gemilerinin hidroakustik özelliklerinin iyileştirilmesi olan KATMANSİS (Kavitasyon Tüneli ve Manevra Deney Sistemi) projesine temel oluşturma ve kavitasyon tüneli dizaynı konusunda İTÜ Gemi inşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi'ne altyapı oluşturma maksadıyla yapılmıştır. Bu tezde, incelemek üzere belirlenen bölgelerinin hidrodinamiği ele alınmış ve tasarımı yapılmıştır. Kavitasyon tünellerinin temel amacı, jet akışı sağlanmış tünelin içinde, testlerin gerçekleştirildiği kısımda test modeli üzerinde kavitasyon oluşumunu incelemektir. Bu kesitte gerçekleştirilen deneylerin kontrol edilebilmesi, bu kesit içerisindeki hidrodinamik özelliklerin bilinmesi ve bu özelliklerin belirlenmiş minimum değerlere sahip olmasına bağlıdır. Bu noktada test kesiti içerisinde en önemli üç ana kriter olan; erişilebilen minimum kavitasyon sayısı, maksimum türbülans yoğunluğu, akım düzgünlüğü (her yönde) incelenmiştir. Ayrıca tünelin geri kalanı için, tünelin test kesitinde bir deney modelinin olmadığı durumda kavitasyonun olmaması, istenen maksimum ve minimum akış hızlarında istenen kriterlerin karşılanması ve düşük güç gereksinimi ile verimli bir şekilde çalışmasının sağlanması gerekmektedir. Bu noktada kavitasyon tünelinin incelenmesi gereken en önemli noktaları; daralma, test kesiti, genişleme ve tünelin üst kısmındaki dirseklerin performansları şeklinde belirlenmiştir.

Sonlu hacimler metodunun kullanıldığı ve iteratif çözümlerin gerçekleştirildiği Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) özellikle son 20 yıldır önemli gelişmeler elde etmiştir. Kavitasyon tünelinin tasarımı ve geliştirilmesi, akışkanlar mekaniği çalışmaları için önemli bir rekabet ve araştırma konusudur. Kavitasyon tüneli içinde

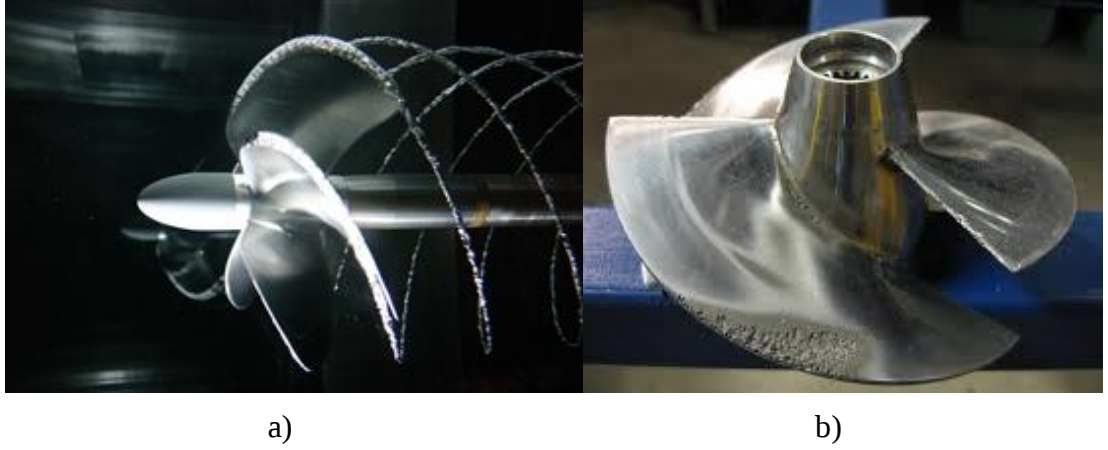
incelemelerin yapılacağı kısımların hidrodinamik tasarımı HAD yöntemi ile ele alınmıştır. İlk olarak, test kesitine gelen akışın özelliklerini direkt etkilemesinden dolayı daralmayı incelemek üzere; daralmadan önce yer alan dinlenme odası, daralma ve test kesit ele alınmıştır. Burada elde edilen tasarım sonucunda, akış hacmine difüzör ve ardından difüzör çıkışındaki dirsek tasarımı yapılmıştır. Birinci dirsekte edinilen tecrübeler dinlenme odasından hemen önce yer alan dördüncü dirsekte kullanılmış ve son olarak tasarımı gerçekleştirilen bütün kısımların analizi tek bir kontrol hacminde ele alınmış vakalar ile kontrol edilmiştir. HAD yardımı ile yapılan tasarım çalışmaları, testlerin çoğunlukla gerçekleştirileceği 10 m/s hız ile ele alınmıştır. Fakat bunların yanı sıra önceden belirtilmiş olan hidrodinamik özelliklerin 2m/s’de ve maksimum hız olarak belirlenen 15 m/s için de sağladığı test edilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezde, sözü geçen proje kapsamında inşa edilmesi planlanan büyük kesitli ve yüksek hızlı kavitasyon tünelinin dizaynına temel teşkil edecek olan hidrodinamik hesaplamaların yapılması ve buna bağlı olarak bu denli özel, nitelikli ve nadir bir deney tesisinin dizaynı hususunda önemli bir bilgi birikimi kazanılması amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Bir sualtı aracının hidrodinamik özelliklerini incelemek ve geliştirmeye yönelik çalışmalar yapmak, özellikle 18. ve 19. yüzyılda sanayi devriminin gerçekleşmesiyle çok büyük önem kazanmıştır. Özellikle deniz taşıtlarının sevki için kullanılan pervanelerin önemli ve gelişmeye açık bir husus olması nedeniyle konu üzerine daha çok çalışmalar yürütülmüştür. Yapılan çalışmalarda pervanelerin verimini ve fiziksel özelliklerini değiştiren hava kabarcıklarının oluştuğunun farkına varılmıştır. Araştırmalar sonucunda, hava kabarcıklarının pervanenin yüzeyinde oluşan yüksek akış hızının meydana getirdiği düşük basınçlardan kaynaklandığı belirlenmiştir. Bu kabarcıklar kavitasyon olarak adlandırılmıştır. Buna göre, akış içerisindeki mutlak basıncın suyun buharlaşma basıncına eşit olduğu noktada kavitasyon oluşumu gözükmemektedir (Şekil 1.1). Kavitasyon üzerine yapılan ilk çalışmalar, 1895 yılında Charles Algernon Parsons tarafından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1.1 : a) Pervane etrafında kavitasyon (Url-1), b) fiziksel etkisi (Url-2).

Parsons'un ilk küçük kavitasyon tüneli dizaynından sonra tasarladığı ilk geniş kavitasyon tüneli 1910 yılında inşa edilmiştir ve 20.11m uzunluğunda 0.91m çapında borulardan oluşmaktadır. Ardından pervane deneylerini yapabilmek için 1931 yılında ilk kapalı jet akışa sahip kavitasyon tüneli hizmete açılmıştır (Weitendorf, 2001).

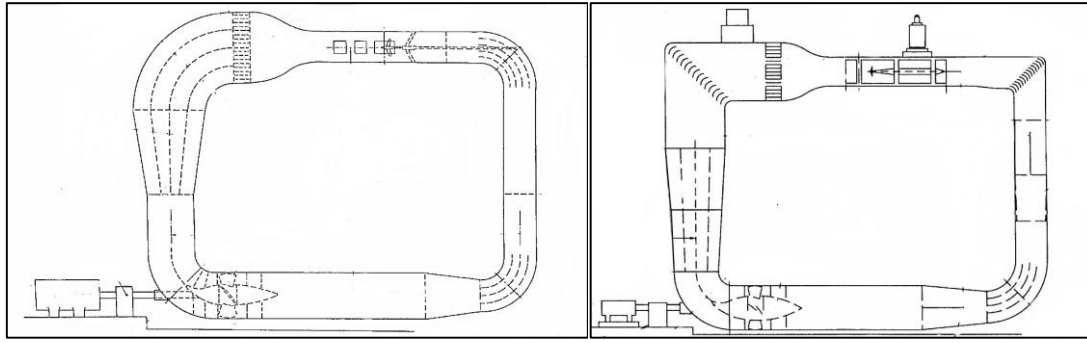
İlk kavitasyon tünelinin ardından, kavitasyon ve kavitasyon tünelleri üzerine bir çok bilimsel çalışma yapılmaya başlanmıştır. Yapılan deneylerin hassasiyeti ve kapsamı tünel içerisindeki ortam koşullarına direkt olarak bağlı olduğu için kavitasyon tünellerinin performansı arttırılmaya başlanmıştır.

Deneylerin gerçekleştirildiği test kesitinde daha yüksek hızlara daha düşük pompa güçleri ile erişebilmek için test kesitinden hemen önce daralma geometrisi kullanılmaya başlanmıştır. Daralma oranının artışı, test kesitindeki akış hızını arttırmasının yanı sıra test kesiti içerisindeki akış kalitesini de iyileştirmektedir (Ripken, 1951; Wetzel ve Arndt, 1994). Daralma genel geometrik karakteri nedeniyle, çıkış bölgesinde ani düşen basınç dolayısıyla kavitasyon riski oluşturmaktadır. Bu nedenle daralma geometrisi formu ve daralma boyu üzerinde çalışmalar yapılarak erişilebilecek minimum kavitasyon sayısı kontrolü yapılmıştır (Brandner ve diğ., 2008; Wetzel ve Arndt, 1994).

Temel amacı test kesitinden çıkan akışın hızını düşürmek olan difüzör aynı zamanda basınç kayıplarını da azaltmaktadır (Ripken, 1951). Genel olarak test kesitinde yüksek hıza sahip akışın, difüzör içerisinde kesit alanının giderek genişleyerek hızının düşmesiyle ters basınç gradyanları etkili olmaya başlar ve akım ayrılması hadisesi ile karşılaşma olasılığı artar. Bu konu üzerine yapılan çalışmalarla hem bu kısımda hem de tünelin geri kalan kısımlarındaki basınç farklarının azaltılmasıyla ilgili çalışmalar

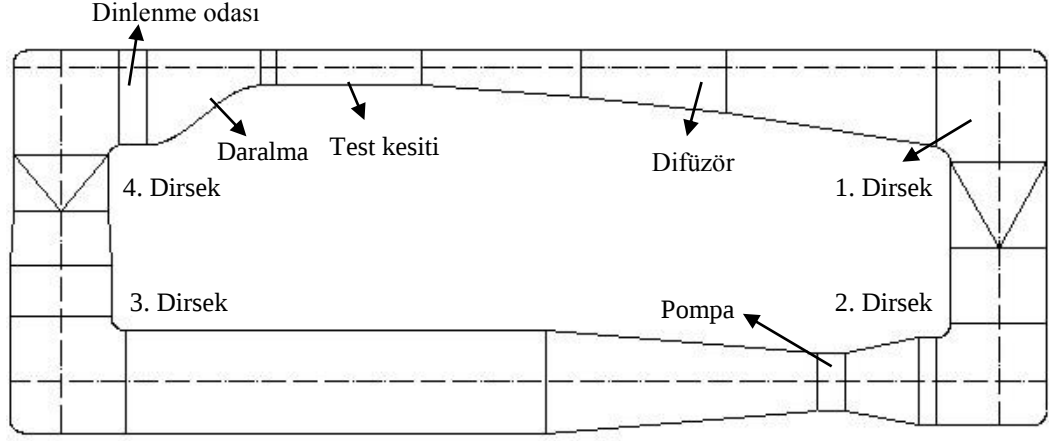
yapılmıştır. Bu çalışmalarda genel olarak, genişleme oranı, sabit açılı ve basamaklı yapıya sahip difüzör geometrileri ile karşılaşılmıştır (Gleed ve Saiva, 1967). Özellikle bu parametrelerin etkisiyle oluşabilen ve verimi oldukça düşüren sirkülasyon (ölü) bölgeleri ve sınır tabaka akım ayrılımları üzerine deneysel çalışmalar mevcuttur (Ripken, 1951).

Kapalı çevirime sahip kavitasyon tünelleri incelendiğinde, ilk örneklerde geniş dönme yarıçapına sahip dirsekler kullanılırken, tünel üzerine yapılan çalışmaların artmasıyla akım yönlendiricilerinin olduğu 90° dirseklerin olduğu örneklere rastlanmaktadır (Şekil 1.2). Geniş yarıçapa sahip dirseklerin yüksek basınç kayıpları ve artan hacimle neden oldukları fazladan su hacminin dezavantajları, akım yönlendiricilerinin bulunduğu dirseklerle bertaraf edilmiştir (Ripken, 1951). Kullanılan profillerin giriş boyları ve profil geometrileri üzerine yapılan çalışmalarla kavitasyon ve akım ayrılması gibi hadiseler incelenmiştir (Mehta ve Bradshaw, 1979)



a) b)
Şekil 1.2 : Emerson kavitasyon tünelleri formu; a) eski, b) yeni.

Kavitasyon tünelleri üzerine yapılan çalışmalar ile Şekil 1.3'te verilen taslaktaki gibi modern kavitasyon tünellerinin hatları oluşmuştur. Günümüzde hali hazırda kullanımda olan bazı kavitasyon tünelleri ve özellikleri Çizelge 1.1'de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 1.3 : Kaviteasyon tüneli genel yerleşimi.

Çizelge 1.1 : Hizmet veren başlıca kaviteasyon tünelleri.

Tünel Adı		Test Kesiti Boyutları				Test kesiti Hızı	Kaviteasyon Sayısı	Basınç Aralığı		Motor Gücü
		L (m)	B (m)	H (m)	A (m ²)	V _{maks} (m/s)		P _{min} (kPa)	P _{maks} (kPa)	
AMC	Avustralian Maritime Collage, Avustralya	1.6	0.6	0.6	0.36	12	0.07	4	400	200
Emerson	Newcastle University-School of Marine Science and Technology, İngiltere	3.1	1.22	0.81	0.98	10	0.5	7.6	106	300
GTH	Bassin D'Essais des Carenesi, Fransa	10	2	1.35	2.7	12	0.125	9	200	2300
HYKAT	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt GmbH, Almanya	11	2.8	1.6	4.48	12.6	0.13	15	250	2x850
NTSL	Naval Science and Technology Labs, Hindistan	6	1	1	1	15	0.03	10	300	700
LCT	Maritime Research Institute, Hollanda	4	0.9	0.9	0.81	11	0.2	10	180	220
NTNU	The Cavitation Laboratory at Norwegian University of Science and Technology, Norveç	2.08	-	-	1.13	18	0.2	10	600	1150
SSPA	Maritime Research Center SSPA Maritime Consulting AB, İsveç	8	2.1	1.22	2.56	9.9	0.3	7	200	-
Garfield Thomas	Th Pennsylvania State University Applied Research Laboratory Fluid Dynamics Department, Amerika	4.2	-	-	1.16	18.3	0.1	20	413	1491
LCC	DTMB Carderock Division of the Naval Surface Warfare Center, Amerika	13	3	3	9	18	0.02	3.5	414	-
CSSRC	China Ship Scientific Research Center, Çin	10.5	2.2	2	4.4	15	0.07	10	400	-
LCT K1	Brodarski Institute, Hırvatistan	3.5	1	1	1	11.3	0.4	10	200	220
LOCAT	Maritime and Ocean Engineering and Research Institute, Kore	12.5	2.8	1.8	5.04	16.8	-	2	300	3690
SSMB	Samsung SHip Model Basin, Kore	6	1.2	1.2	1.44	28	0.063	5	400	2600

2. HİDRODİNAMİK DİZAYN

2.1 Test Kesiti

Test kesiti, kavitasyon tüneli içerisinde model deney çalışmalarının gerçekleştirildiği kısımdır. Bu kesitin içerisindeki akış koşulları deney sonuçlarını ve deney performansını direkt olarak etkilemektedir. Kavitasyon tünelinin test kesit dışındaki bütün bileşenlerin temel amacı; test kesitine gelen akışın hidrodinamik açıdan istenen kriterlerde olmasını sağlamaktır. Bu nedenle, kavitasyon tünelinin dizaynı test kesiti içerisindeki akış kriterlerinin belirlenmesi ile başlamaktadır.

2.1.1 Dizayn kriterleri

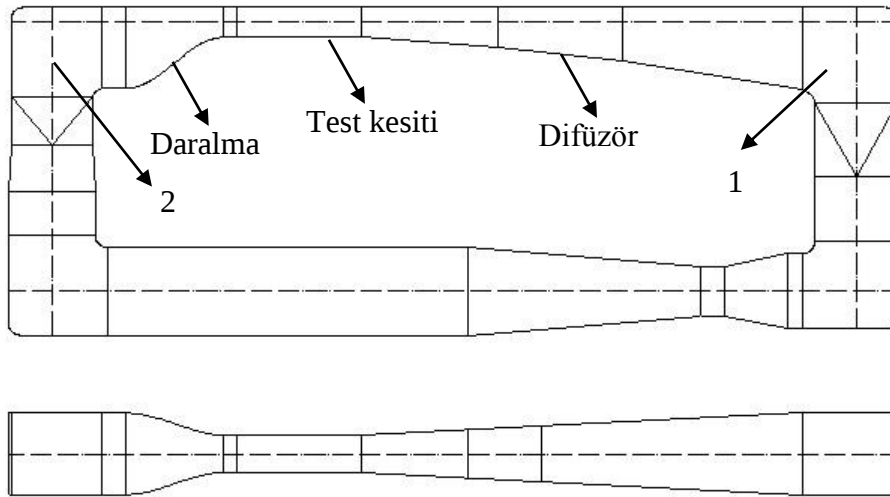
Test kesitinde, model ve prototip boyu arasında boyutsuz katsayılar üzerinden oluşturulacak benzerlik ilişkisiyle belirlenen akış hızı ile uygun ortam koşulu sağlanarak, model üzerinde oluşan kavitasyon hadisesi ve modelin hidrodinamik özellikleri incelemek üzere deneyler gerçekleştirilmektedir. Dolayısıyla test kesitinin boyutları, çoğunlukla deneylerin gerçekleştirileceği öngörülen model boyutlarına ve bu ihtiyaca cevap verecek kesit ve uzunluğa sahip olacak şekilde ölçülendirilmiştir. Ayrıca bu tesiste kullanılacak araç gereçlerin boyutları da, test odasının boyutları için kısıt olabilmektedir.

Kavitasyon gibi hassas bir hadisenin düzgün bir şekilde oluşturulabilmesi ve üzerinde incelemelerin yapılabilmesi için test kesitinin hidrodinamik özelliklerinin belli kriterleri sağlaması gerekmektedir. Gemi sanayimizin ve Deniz Kuvvetlerinin ihtiyaçları göz önüne alınarak, sözü edilen proje kapsamında test kesiti içerisindeki akışın aşağıda belirtilen temel hidrodinamik karakteristiklere sahip olması hedeflenmektedir. Buna bağlı olarak, bu tez kapsamında yapılan dizayn çalışmalarında aşağıda belirtilen karakteristikler referans alınmaktadır.

- Test kesitinin, giriş en kesiti 1.5m genişliğe ve 1.2m yüksekliğe sahip olmalıdır. Test kesitinin minimum uzunluğu ise 5m olarak belirlenmiştir.

- Akış düzgünlüğü test kesitinin içinde her yönde, kavitasyon tünelinin test kesiti içindeki akışın %1'den daha büyük ya da küçük olmamalıdır.
- Test kesiti içerisindeki maksimum türbülans seviyesi %1 in altında olmalıdır.
- Minimum kavitasyon sayısının 0.2 olması gerekmektedir.
- Test kesitindeki akış düzgünlüğü ve maksimum türbülans seviyesinin 1m/s – 15m/s arasındaki hızlarda sağlanması beklenmektedir.

Tez kapsamında yapılan çalışmalarda, test kesiti içerisinde belirtilen kriterlerin sağlanması için, Şekil 2.1'de verildiği üzere öncelikle test kesiti içerisindeki akışa direkt olarak etki eden daralma bölümü, sonrasında test çıkışından hemen sonra yer alan, akışın düzgün bir şekilde test kesitinden uzaklaştırılmasını sağlayan difüzör ve son olarak akışın daralmaya girişini ve difüzörden çıkışını düzgün bir şekilde kontrol edilmesini sağlayan dirsekler ele alınmıştır.



Şekil 2.1 : Kavitasyon tüneli taslağı.

2.2 Daralma

Pek çok kavitasyon tüneline, test kesitinden hemen önce test kesitinde akış hızının daha yüksek seviyelere taşınmasını amaçlayan bir daralma kesiti bulunmaktadır. Daralma, test kesiti içerisindeki akım kalitesinin artırılmasının yanı sıra, tünelin büyük bir kısmında akışın test kesitine oranla çok daha düşük bir hızda seyretmesine olanak tanıdığı için hidroakustik, titreşim ve güç verimi gibi kritik hususlarda büyük katkı sağlamaktadır. Bu kesitin fonksiyonu, önemi ve genel performans

değerlendirmeleri literatürde detaylı bir şekilde incelenmiş ve raporlanmıştır (Morel, Optimum Design of Wind Tunnel Contractions 1975) (Mikhail 1979) (Barlow, Rae ve Pope 1999) ve (Brandner, Roberts ve Walker 2008).

2.2.1 Dizayn kriterleri

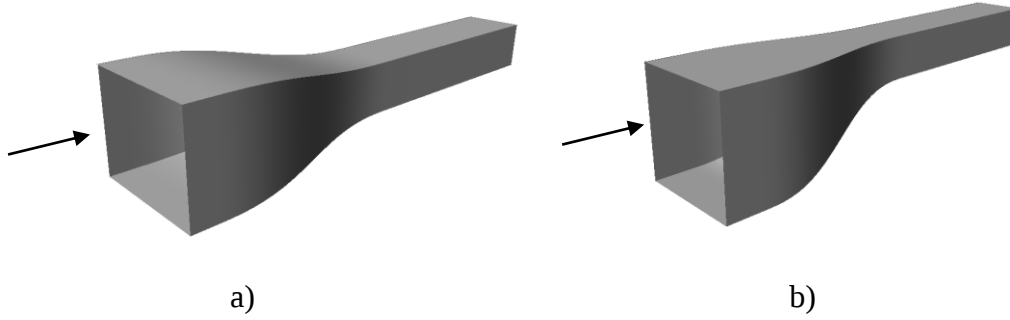
Daralma, türbülans seviyesini azaltması ve kendinden önce gelen dirseğin zedelemiş olduğu akım düzgünlüğünü arttırması yoluyla test kesiti içerisindeki akım kalitesinin yükseltilmesine yardımcı olur. Daralma geometrisi belirlenirken, kesit içerisindeki akışta ayrılma hadisesinin oluşmamasına ve daralma çıkışında hızla düşen basıncın kavitasyona neden olmamasına özen gösterilmesi gerekmektedir.

Daralma, konumu itibari ile direkt olarak test kesitinin içerisindeki akışın kalitesini etkilemektedir ve bunun yanı sıra suyun tünel içindeki sirkülasyon hızının test kesitindekinden daha yavaş olmasını sağlayarak basınç kayıplarının azalmasıda çok önemli bir rol üstlenir.

Hali hazırda kullanılan kavitasyon tünelleri incelendiğinde, iki farklı formda daralma mevcut olduğu görülür. Simetrik ve asimetrik forma sahip daralma kesitleri Şekil 2.2’de sunulmaktadır. Asimetrik forma sahip daralma geometrisi test kesiti içerisinde, simetrik daralma formu ile elde edilmiş akım düzgünlüğüne denk ve ya daha iyi değerler sağlayabilmektedir. Ayrıca yapılan çalışmalarda asimetrik daralma formu, test kesitindeki türbülans seviyesini %0.1’in altına kadar düşürebileceği, dolayısıyla türbülans kaynaklı gürültünün de elimine edilebileceğine değinilmiştir (Wetzel ve Arndt, 1994). Kavitasyon tünelinin asıl amacı olan kavitasyon hadisesinin incelenmesi için test kesitinin içerisinde minimum kavitasyon sayısına erişilmesi hedeflenmektedir. Simetrik forma sahip daralma geometrisinin tavanı ile test kesitinin tavan yüksekliği arasındaki fark test kesiti içerisinde ekstra hidrostatik basınç oluşturacaktır, lakin asimetrik daralma formunun tavanı ile test kesitinin tavanını arasında böyle bir yükseklik farkı söz konusu değildir. Dolayısıyla erişilebilecek minimum kavitasyon sayısının daha düşük olacağı kesindir.

Mevcut kavitasyon tünelleri incelendiğinde, dikdörtgen ve silindirik olmak üzere iki farklı test kesiti geometrisine rastlamak mümkündür. Tavana monte edilerek incelemelerin gerçekleştirileceği gemi formu gibi yapıları, ancak düz tavana sahip test kesiti içerisinde incelemek mümkündür. Ayrıca tavanın düz olması test ile asimetrik daralma arasındaki yükseklik farkını ortadan kaldıracağı için ulaşılabilecek minimum

kavitasyon sayısını azaltacaktır. Avantajlarından dolayı bu tezde yapılan çalışmalarda dikdörtgen kesite sahip test kesiti üzerinde çalışılması uygun görülmüştür.



Şekil 2.2 : Farklı daralma geometrileri; a) simetrik, b) asimetrik.

İlgili literatür incelendiğinde daralma geometrisi ile ilgili en temel parametrelerin aşağıdakiler olduğu görülebilir (Brandner ve diğ, 2008). Daralma üzerindeki dizayn çalışması aşağıdaki parametreler üzerinde gerçekleştirilmiştir;

- Daralma oranı (r)
- Daralma uzunluğu (L_c)
- Daralma profili; büküm noktası (X^i) ve giriş kısmının ikinci türevi (d_2)

Buna göre, bu çalışmada sözü edilen parametreler tek tek ele alınarak detaylı bir şekilde dizayn çalışması yürütülmüştür.

2.2.1.1 Daralma oranı (r)

İncelenen ilk parametre test kesiti içerisindeki akış özelliklerini belki de en çok etkileyen daralma oranıdır. Daralma oranı denklem (2.1)'de verildiği gibi, daralma girişi A_1 ile daralma çıkışı A_2 kesitlerinin oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\frac{A_1}{A_2} = r \quad (2.1)$$

Daralma oranının artması, test kesiti içerisindeki akış düzgünlüğünü olumlu olarak etkilemekle ve türbülans şiddetini azaltmaktadır (Gleed ve Saiva, 1967).

Daralma oranının artması test kesitinde akım düzgünlüğünü ve türbülans şiddetini olumlu olarak etkilemesinin yanı sıra, tünelin geri kalan kısımlarının boyutlarını da etkilediği için tünelin içinde sirküle olan akışın daha yavaş hızda sirkülasyonunu sağlayacaktır. Böylelikle tünel içerisindeki toplam basınç kayıplarında azalma

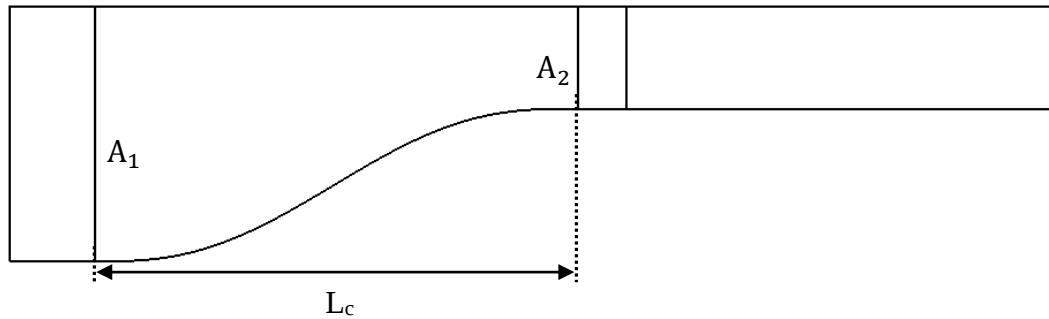
sağlanacaktır. Fakat tünelin fiziksel olarak barındırması gereken su hacmini minimum seviyede tutulmasının yapısal olarak sağlayacağı avantajlardan dolayı, bu tez çalışmasında istenen kriterleri sağlayan en küçük daralma oranına karar verilmiştir.

2.2.1.2 Daralma uzunluğu (L_c)

Daralma uzunluğu, bu kısma ait duvarın profil geometrisine bağlı olarak, özellikle bu bölgenin içerisindeki basınç gradyanlarının etkileyen temel bir faktördür. Daralmanın kısa olmasının yapısal açıdan avantajı olmasına rağmen, özellikle daralma girişinde tabanda basınç gradyanlarının arttırmakta ve sınır tabaka içinde akım ayrılmalarına sebep olabilmektedir. Bu kesitin içerisinde bulunabilecek akım ayrılmaları elimine edilecek şekilde dizayn gerçekleştirilmelidir.

Öte yandan, bu kesitin gereğinden fazla uzun boyutlandırılması, üretim ve tünel işletme maliyetini (bu kısımda yer alacak ek su kütesinden dolayı) arttıracak gibi, test kesitinin girişinde sınır tabakanın gelişmesiyle sınır tabak içerisinde ters basınç gradyanlarının sebep olacağı akım ayrılmaları oluşacaktır.

Daralma uzunluğu olarak ele alınan boyut Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 : Daralma uzunluğu.

2.2.1.3 Daralma profili

Brandner ve diğ, (2008)'de belirtildiği üzere; daralma odasının duvarlarına ait profillerin formülasyonu ile ilgili birçok farklı çalışma yapılmıştır. Daralma profili şekli, ters basınç gradyanlarının bulunduğu daralma giriş ve çıkış bölgesinde istenmeyen akım ayrılması hadiseleri üzerinde etkili olduğu gibi, temelde daralma çıkışında ani basınç düşüşüne bağlı erişilebilecek minimum kavitasyon sayısını belirleyen bir rol oynamaktadır. Bazı çalışmalarda, Amerika LCC (Large Cavitation Channel) ve Almanya HYKAT (Hydrodynamics and Cavitation Tunnel)'da bulunan kavitasyon tünellerinin daralma profiline ait, sadece büküm noktası konumunun

parametrik olarak kontrol edildiği iki terimli altıncı-dereceden polinomla ilgili çalışma yapılmış ve sonuç olarak üç terimli beşinci-dereceden polinom seçilmiştir (Wetzel ve Arndt, 1994), (Lecoffre ve diğ., 1987). Yine GTH (Grand Tunnel Hydrodynamique)'nin daralma için beşinci-dereceden polinomun kullanıldığı raporlanmıştır (Lecoffre ve diğ., 1987). GTH kavitasyon tünelinin yenileme çalışmasında dört terimli dokuzuncu-dereceden polinomun kullanıldığı belirtilmiştir (Keith ve diğ., 1991).

Yukarıda bahsi geçen çalışmaların ışığında, daralmanın duvar profillerinin altıncı-dereceden polinom yaklaşımı ile ele alınması kararlaştırılmıştır (Brandner ve diğ., 2008). Bu polinomun seçilmesinin başlıca nedeni, duvar profilinin büküm noktasının (X^1) ve daralma giriş & çıkış kısmındaki duvar profilinin ikinci türevinin (d_2) bağımsız olarak kontrol edilebilir olmasıdır. Büküm noktasının daralma çıkışına mesafesi, bu bölgede düşen basıncın kontrol ettiği minimum kavitasyon sayısı üzerinde etkilidir. Ayrıca, daralma girişindeki ikinci türev ve büküm noktasının girişe mesafesi basınç gradyanları üzerinde değişimi kontrol etmektedir. Bu da direkt olarak bu bölgede olası akım ayrılması hadisesinin yok edilmesine olanak tanımaktadır.

2.3 Difüzör

Test kesitinden hemen sonra yer alan difüzörün amacı, test kesitinden gelen yüksek hızdaki akışı tünelin geri kalan bölgeleri için daha uygun bir hıza düşürerek sirkülasyonun sağlanmasına yardımcı olmasıdır. Dolayısıyla akış hızını düşürmekte rol oynayan kesit alanlarındaki genişleme aşağıdaki sebeplerden ötürü kritik rol oynamaktadır (Ripken, 1951).

- Tankın içinde sürtünmeye bağlı enerji kaybı akış hızının karesiyle değiştiği için yüksek hızların mevcut olduğu bölgelerde enerji kayıpları da fazladır. Dolayısıyla akışı test kesitinin çıkışından itibaren, hızını düşürmeden test girişine iletmek verimli değildir. Difüzör kullanılması, test kesitinin devamındaki bölgelerin kesit alanını arttıracak için bu bölgelerde ortalama hızın düşmesini sağlayacak ve tünelin pompa gücü gereksinimi azaltacaktır.
- Test çıkışındaki kesit alanının değişmemesi durumunda, dirseklerden dolayı akışın hız ve yön dağılımı kuşkusuz bozulacaktır. Akışın sirküle olmasından dolayı, test kesitinin girişinden itibaren akış kalitesinin bozulmasına sebep

olacaktır. Test kesiti içindeki akışın kalitesini arttıran en basit ve verimli yöntem tünele daralma bölgesi eklemektir. Kavitasyon tüneline daralma uygulanabilmesi test kesitinden sonra bir genişleme bölgesinin yerleştirilmesiyle mümkündür.

- Kavitasyon tüneli çalışırken sağlanması gereken temel kısıtlardan biri arka plandaki gürültü oranının minimum seviyede olmasıdır. Mevcut tünellerde bu tarz gürültü kaynaklarının dirsek ve pompanın olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla difüzörün akış hızını düşürmesiyle gürültü seviyesinin yanı sıra buna bağlı titreşim ve enerji kayıplarının azalmasını da sağlamaktadır.

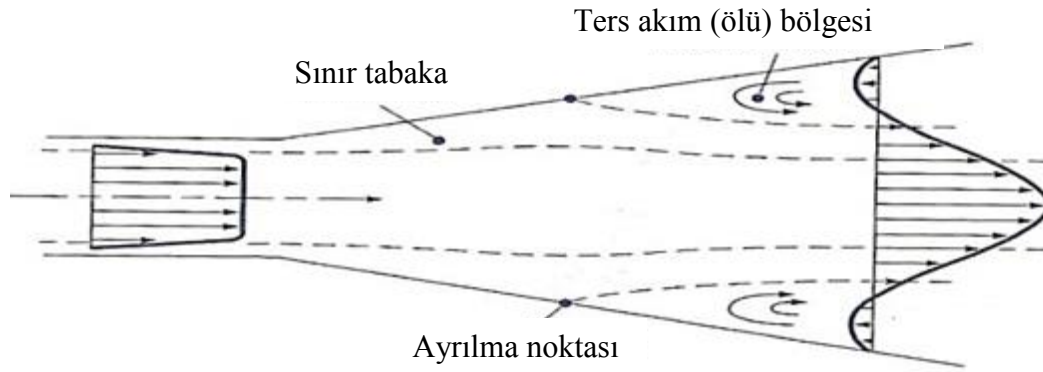
2.3.1 Dizayn kriterleri

Kavitasyon tüneli için tasarlanacak difüzörün en önemli amacı akış hızını arzu edilen seviyeye düşürmesidir. Bunun için ilk parametre olarak, difüzörün çıkışındaki kesit alanını belirleyecek olan genişleme oranı (d) ele alınmalıdır. Daralmadaki durumun aksine difüzör içerisinde akış hızının azalmasıyla ters basınç gradyanı ile karşılaşmaktadır. Bu da sınır tabakanın içerisinde enerji kaybına dolayısıyla akım ayrılması hadisesine sebep olmaktadır. Bunun sonucunda kendi içinde sirküle olan ölü bölgeler oluşmaktadır (Şekil 2.4). Bu tarz ölü bölgeler istenilen akış formunu bozmakla beraber yüksek oranda enerji kayıplarına sebep olmaktadır. Dolayısıyla istenen akış kalitesi ancak sınırlı koşullar altında sağlanmaktadır.

Akım ayrılması hadisesinin olmadığı ve enerji kaybının minimum olduğu bir difüzör geometrisi dizayn edebilmek için, kontrol edilmesi gereken diğer bir parametre ise genişleme açısıdır. Bunlar göze alındığında önerilen genişleme açısının maksimum 6° ile 8° arasında olması önerilmiştir (Ripken, 1951). Genişleme açısının minimum seviyede tutulması akım ayrılması hadisesini olasılığını azaltırken, difüzör geometrisinin uzamasına, bu nedenle enerji kaybına ve tünel içerisindeki mevcut su hacminin artmasına sebep olacaktır. Tez kapsamında incelenen kavitasyon tünelinin boy kısıdı olmasından dolayı, difüzör uzunluğunun ve enerji kaybının minimum seviyede, akış kalitesinin maksimum seviyede tutulması gerekmektedir.

Bu bilgilerin ışığında, difüzör içinden geçen akışın kalitesi genişleme oranı (d) ve difüzör açısına (θ) bağlıdır. Difüzör içerisinde sınır tabaka kontrol metotları ve akım ayrılmasının bulunması da akışı etkilemesine rağmen bunları öngörmek ve üzerinde

çalışmak oldukça zordur. Hatta difüzörle ilgili mevcut bilginin ampirik boyutta olduğunu söylenebilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Birbirlerine olan direkt etkilerinden dolayı, genişleme oranı ve difüzör açısı olarak tanımlanan bu iki parametrenin ayrı ayrı değil birlikte incelenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.4 : Difüzör içerisinde akım olayları.

2.4 Dirsekler

Su tüneline bulunan dirseklerin temel görevi, test kesitinden çıkan akışı minimum basınç kaybıyla ve akımı bozmadan akışın 90° lik dönüşleri dönmesini sağlamasıdır.

Üretim kolaylığının yanı sıra, akışı düzgün bir şekilde yönlendirebilmesi ve kolay bir şekilde montajının gerçekleştirilebilmesinden dolayı 90° lik dirsek kullanımı benzer su tünellerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tarz dirseklerin üzerinde yapılan çalışmalarda aşağıdaki çıkarımlar göz önünde bulundurularak dirsek tasarımı yapılmalıdır (Madison ve Parker, 1936; Patterson, 1936);

- Eğer dirseklerde herhangi bir akım yönlendiricisi kullanılmıyorsa, akışın belirgin bir bozulmaya uğramadan tünelin dirseğini dönebilmesi için, dirseğin yarıçapının ilgili kısmın hidrolik yarıçapının en az 2 katı kadar olması gerekir (Ripken, 1951).
- Eğer dirseğin yarıçapı, ilgili kesitin hidrolik yarıçapının 2 katından daha küçük ise, akışın kinetik enerjisinin akışı dış duvara doğru sürüklemesinden dolayı duvarın üzerinde santrifüj kuvvetleri meydana getirir. Bunun sonucunda dış duvarda yüksek basınç, iç duvarda ise düşük basınç oluşur. Bu basınç farkından dolayı dirsek çıkışına doğru yüksek hızlı girdaplar oluşmaya başlar. Ayrıca dış duvar üzerinde akımın geldiği yönde, alt duvarda ise akışın gittiği yönde ters basınç

gradyanları oluşur ve bu ters basınç gradyanları akım ayrılmalarına sebep olur. Sonuç olarak, bu etkenler enerji kayıplarına ve tolere edilemeyecek akış bozulmalarına neden olur.

Bu konu üzerinde yapılan çalışmalarda, uzun yarıçap oranına sahip olan dirseklerdeki akış özelliklerini kısa yarıçaplı dirseklerde elde etmek üzere uygulanabilecek yöntemlerde akım yönlendiricilerinin olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür (Ripken, 1951).

Akım yönlendiricilerin avantajları, akışkanın hızında minimum deformasyon, bu bölgede minimum enerji kaybı, oluşan türbülansın minimum oranlarda olması, dirseklerin minimum fiziksel boyutlara sahip olması ve akım yönlendiricileri sayesinde akış hızının kontrol edilebilir olmasıdır.

2.4.1 Dizayn kriterleri

Akım yönlendirici profillere sahip olan bir dirsek çıkışında, optimum akış kalitesinin elde edilebilmesi için öncelikle profiller arası mesafenin, diğer bir deyişle profil sayısının belirlenmesi gereklidir. Profil sayısının artması, dirsek bölgesi genişliğinin, dirseklerin arasındaki mesafe ile oranını arttıracaktır. Bu artış, akış özelliklerinin dirsekten çıkışta daha da iyileşmesini sağlayacaktır. Fakat artan ıslak yüzey alanı aynı zamanda enerji kaybını arttıracığı ve dolayısıyla da kanatların etrafındaki basınç alanını etkileyeceği için olası kavitasyon ihtimalini de yükseltecektir (Ripken, 1951).

Benzer biçimde profil geometrisinin de basınç dağılımlarına ve kayıplarına olan etkisi, incelenmesi gereken kavramlardan bir tanesidir. Profil üzerinde, lokal minimum basınç değerinin bulunduğu önder kenarı civarında kavitasyon oluşumunun önlenmesi gerektiği gibi, düşük basınç bölgesinde de bulunan ters basınç gradyanları sınır tabaka içerisinde akım ayrılmalarına sebep olmamalıdır (Roger, 1990). Bunun yanı sıra profil geometrisine bağlı olarak, profil hücum açısı, bahsi geçen kriterler üzerinde etkisi olan bir faktördür ve parametrik olarak ele alınmalıdır (Wosnik ve Arndt, 2006).



Şekil 2.5 : Profil açısını konumlandırılması (Wosnik ve Arndt, 2006).

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

3.1 Hesaplamalı Çalışma

Hesaplamalı çalışmada, kavitasyon tünelinin sırasıyla; daralma, difüzör ve dirsek geometrileri alınarak optimum hidrodinamik karaktere sahip parametrik değerler saptanacaktır. Teker teker incelenen bu kısımlar, istenen kriterlerin saptanmasıyla, bir önceki adımda elde edilen optimum dizayna dahil edilerek, test kesitinde istenen hidrodinamik kriterlerinin sağlandığı kavitasyon tünelinin en önemli kısımları dizayn edilmiş olunacaktır.

Akış hacmi sıkıştırılmaz Reynolds-Ortalaması-Alınmış Navier-Stoks (RANS) denklemleri kullanılarak, iki ve üç boyutlu biçimde zamandan bağımsız olarak iki denklemlili Shear-Stress-Transport $k-\omega$ türbülans modeli ile modellenmiştir. Hesaplamalı çalışmadaki amaç, hidrodinamik dizaynı yapılan kavitasyon tünelinin, ilgili kısımlara ait parametrik değişimlere bağlı akış hacmini incelemek ve enerji kayıplarının minimum, akım ayrılması içermeyen ve kavitasyon riskinin olmadığı bir dizayn geliştirmektir.

Bu bölümde, yapılan sayısal çalışmada kullanılan çözüm yöntemlerinden ve bu yöntemlerin teorisinden bahsedilmiştir.

3.2 Sayısal Model

Yapılan çalışmalarda, Ünal, (2007)'de doktora tezinde değinmiş olduğu yöntemlerden faydalanarak; RANS denklemlerinin ayrıklaştırılması sonlu hacim yöntemi ile yapılmış ve hız-basınç ilişkisi basınç düzeltme tekniği ile ele alınmıştır (Blazek, 2001). Tünelin içinde akışın atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetlerin arasındaki oranı gösteren, yani akışın türbülanslılık derecesi hakkında bilgi veren, boyutsuz bir katsayı olan Reynolds sayısı (Re) (denklem (3.1)) analizlerin gerçekleştirildiği koşullarda türbülanslı bölgede ($Re > 4000$ üzerinde) olduğu için türbülans modellemesi Boussinesq hipotezini temel alan (Tennekes ve Lumley, 1972) $k-\omega$ 'nın (Wilcox, 1988) geliştirilmiş versiyonu olan SST $k-\omega$ ile yapıldı (Blazek, 2001).

$$Re = \frac{\rho \theta_s d}{\mu} = \frac{\theta_s d}{\nu} = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskozite kuvvetleri}} \quad (3.1)$$

3.2.1 Sonlu hacimler ayrıklaştırması

N-S denklemlerinin veya çözüm için kullanılan diğer denklemlerin, sayısal olarak çözülebilecek denklemlere dönüştürülebilmesi için ayrıklaştırılması gerekmektedir. Ayrıklaştırma işlemi, sonlu elemanlar, sonlu farklar ya da sonlu hacimler yöntemi ile hesaplamaların yapılabileceği elemanlar veya hacimler cinsinden ifade edilebilir (Ferziger ve Peric, 2002), (Hoffmann ve Chiang, 2000).

Akışkan akışını modelleyen taşınım denklemlerinin, uzayda sabit bir sonsuz küçük eleman ele alınarak, bu elemanın tüm yüzeylerinden yapılan momentum transferinin hesap edilmesi ile konservatif diferansiyel denklemler formunda eldesi mümkündür (Anderson 1996). Sonlu hacim ayrıklaştırması, bu denklemlerin sonlu bir hacim boyunca entegre edilmesi esasına dayanmaktadır. Akışın ϕ gibi bir taşınım özelliğinin (örneğin sıcaklık) konveksiyon ve difüzyon taşınım denklemi kartezyen tansör notasyonunda,

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \rho \frac{\partial (U_j \phi)}{x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (3.1)$$

ayrıklaştırma işlemi şeklinde ifade edilebilir (Johnson 1998). Burada; U üç ayrı yöndeki hızları, ϕ akışın herhangi bir taşınım özelliğini, Γ difüzyon katsayısını ve S kaynak terimini göstermektedir. Sade ve olabildiğince basit bir denklem formu elde etmek amacıyla, denklem daimi ve bir boyutlu formda yazılacak olursa,

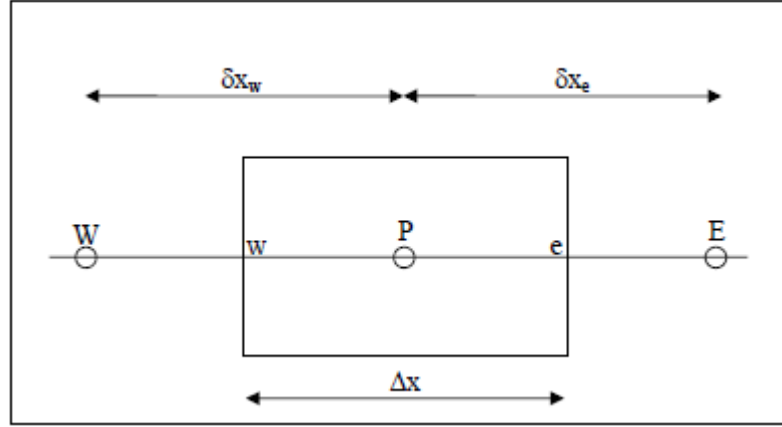
$$\rho \frac{d(U\phi)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S \quad (3.2)$$

elde edilir.

Bu denklem, Şekil 3.1'te görülen kontrol hacmi boyunca integre edilirse, giriş ve çıkış yüzeylerinin birim değerde olduğunu kabul edilerek ($A_e=A_w=1$)

$$\int_w^e \rho \frac{d}{dx} (U\phi) dx = \int_w^e \left[\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S \right] dx \quad (3.3)$$

yazılabilir.



Şekil 3.1 : Hesaplamalı kontrol hacmi.

Söz konusu denklemin sol tarafını integralden çıkarılması ile,

$$SOT = (\rho U \phi)_e - (\rho U \phi)_w \quad (3.4)$$

Ve sağ tarafı integralden çıkarılıp kaynak terim bağımlı değişkenin bir fonksiyonu olarak lineerleştirilerek,

$$SAT = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w + S_U + S_p \phi_p \quad (3.5)$$

elde edilir. Burada S_U daha sonra cebrik denklemin sağında kalacak olan kaynak terimden gelen sabit sayıyı ve bağımlı değişkenin S_P sabit sayıdan gelen katsayısını göstermektedir. SOT ve SAT , sırasıyla denklemin sol ve sağ tarafları anlamında kullanılmıştır. Difüzyon terimleri genel olarak merkezi farklar ile interpolate edilmektedirler (Versteeg ve Malalasekera, 1995). Merkezi farklar kullanılacak olursa SAT 'taki ilk bileşen,

$$\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_e} \right)_w \quad (3.6)$$

şeklini alır. Konvektif terimler için, birinci derece ileriye doğru (upwind), merkezi farklar, QUICK (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics) (Versteeg ve Malalasekera, 1995), MUSCLE (Monoton Ustream-Centered Schemes for Conservation Laws) (Blazek, 2001) ve değişik şemaları karıştırarak kullanan melez yapıda olanlar gibi pek çok farklı özelliklerde ayrıklaştırma şeması mevcuttur (Ferziger ve Peric, 2002) (Hoffmann ve Chiang, 2000). Örnek olarak, hesaplamalı analizlerde sıkça kullanılmakta olan “ikinci derece ileriye doğru” interpolasyon şeması ele alınacak olursa (Davidson, 2005), $\delta x_e = \delta x_w = \delta x$ kabulü yapılarak,

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_W + O((\Delta x)^2) \quad (3.7)$$

$$\phi_W = \frac{3}{2}\phi_W - \frac{1}{2}\phi_{WW} + O((\Delta x)^2) \quad (3.8)$$

şeklinde yüzeylerdeki ϕ değerleri belirlenebilir. Bu noktada, ϕ değerlerinin katsayılarının ağ örgüsü aralıkları δx 'in eşit olmadığı durumda farklı değerler alacağını belirtmekte yarar vardır. Yüzeylerdeki ϕ değerleri denklem (3.4 ve (3.5'te yerlerine yazılacak olursa,

$$\begin{aligned} (\rho U)_e \left(\frac{3}{2}\phi_P - \frac{1}{2}\phi_W \right) - (\rho U)_W \left(\frac{3}{2}\phi_W - \frac{1}{2}\phi_{WW} \right) \\ = \frac{\Gamma}{\delta x} (\phi_E - 2\phi_P + \phi_W) + S_U + S_P \phi_P \end{aligned} \quad (3.9)$$

bulunur. Böylece,

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E - a_{WW} \phi_{WW} + S_U = \sum_{km} a_{km} \phi_{km} + S_U \quad (3.10)$$

şeklinde lineer bir denklem sistemi elde edilmiş olur. Buradaki km indisi P hacmine komşu hacimleri göstermektedir. Bu denklem sisteminin Gauss-Seidel (Hoffmann ve Chiang 2000) gibi iteratif bir denklem çözücü ile çözülmesi mümkündür.

3.2.2 SIMPLE

Momentum için çözüm yapılan non-liner N-S denklemleri de sonlu hacim ayrıklaştırma yöntemi ile taşınım denklemlerine benzer şekilde ayrıklaştırılabilmektedir.

$$\frac{dU_i}{dx_i} = 0 \quad (3.11)$$

$$\rho \frac{dU_i}{dt} + \rho \frac{d(U_j U_j)}{x_j} = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.12)$$

Daimi, bir boyutlu N-S denklemi, süreklilik denklemi ve X yönündeki momentum denklemi olarak taşınım denklemleri ile benzerliği sağlama amacıyla, $\phi = U$ eşitliği geçerli olmak üzere,

$$\frac{dU}{dx} = 0 \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{d}{dx}(U\phi) = -\frac{dP}{dx} + \frac{d}{dx}\left(\mu \frac{d\phi}{dx}\right) \quad (3.14)$$

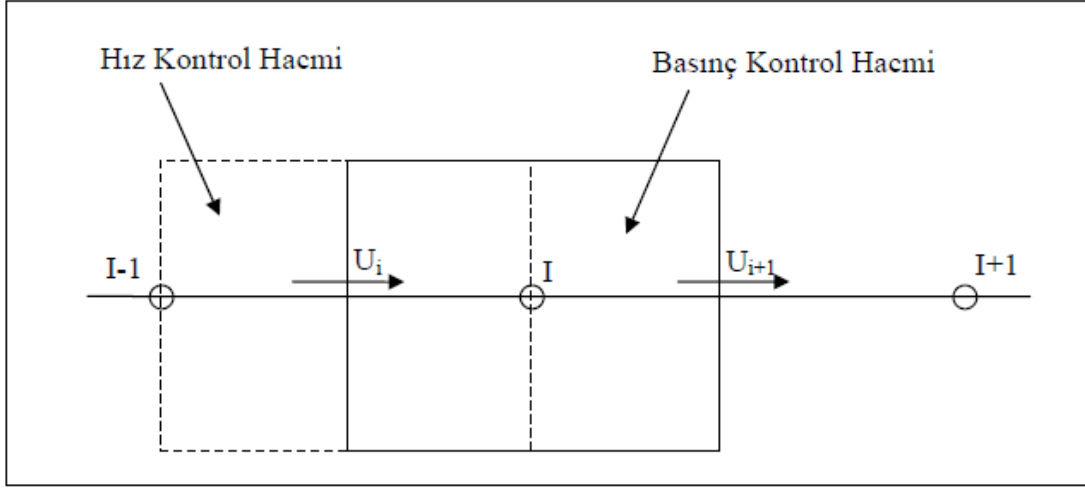
şeklinde yazılabilir. Taşınım denklemleri çözülürken, kontrol hacmi yüzeylerindeki hız değerlerinin bilindiği varsayılmaktadır. N-S denklemlerinde ise amaç, hız ve basınç değerlerini çözmektir. Ancak, hız ve basınç alanları, denklemleri çözmeden önce bilinmemektedir. Üstelik, basıncı belirlemeyi sağlayan bir denklem de mevcut değildir. Bu güçlüğü aşmak için geliştirilmiş olan SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) (Patankar ve Spalding, A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows 1972) ve türevleri SIMPLER (Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill 1980), SIMPLEC (Van Doormall ve Raithby 1984) ve PISO Issa, (1986) süreklilik denklemini basınç alanı için endirekt bir denklem olarak kullanmaktadırlar.

Basınç ve hız değerlerinin kontrol hacminin merkezinde tutulması, basınç alanında salınımına neden olmaktadır. Buna göre momentum denklemlerinin X bileşeninde var olan $-\frac{dP}{dx}$ terimi Şekil 3.1'deki kontrol hacmi boyunca entegre edilecek ve merkezi farklar kullanılacak olursa, $\delta x_e = \delta x_w = \delta x$ kabulü yapılarak,

$$\int_w^e -\frac{dP}{dx} dx = \left(-\frac{dP}{dx}\right)_e - \left(-\frac{dP}{dx}\right)_w = -\left(\frac{P_E - P_P}{2}\right) + \left(\frac{P_P + P_W}{2}\right) = \left(\frac{P_W - P_E}{2}\right) \quad (3.15)$$

elde edilmektedir. Bu durumda P_W , P_P ve P_E noktaları, örnek olarak 100, 50, ve 100 gibi salınan değerler içeriyor ise P noktasındaki gradyanı “var olduğu” halde yukarıdaki ayrıklaştırmaya göre sıfıra eşit olacaktır. Bunun önüne geçebilmenin bir yolu olarak basınç düzeltme tekniklerinde (Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow 1980) kaydırılmış ağ örgüsü kullanılmaktadır. Buna göre, U, V, ve W momentum denklemleri sırasıyla x, y ve z önlerinde kaydırılmış noktalarda ayrıklaştırılmaktadır. Şekil 3.2'te bir boyutlu kaydırılmış kontrol hacimleri görülmektedir. Bu şekildeki indisler kullanılacak olursa, $-\frac{dP}{dx}$ türevi, i merkezli kontrol hacmi boyunca entegre edilerek,

$$-\int_{\Delta V_i} \left(-\frac{dP}{dx}\right)_i dx = P_{i-1} - P_i \quad (3.16)$$



Şekil 3.2 : Kaydırılmış kontrol hacmi.

Böylece hızlara ait kontrol hacimlerinde yüzeylerdeki basınç değerleri interpolasyon yapılmadan bilindiği için türevin sıfır çıkmasının önüne geçilmiş olunur. Şekil 3.2’de indisler kullanılarak 1 boyutlu daimi momentum denklemi, basitleştirme amacıyla kontrol hacimlerinin giriş ve çıkış yüzeylerinin alanı 1’e eşit alınarak ayrıklaştırılacak olursa konvektif terim,

$$\int_{\Delta V_i} \frac{d}{dx} (\rho U \phi) dx = [(\rho U \phi)_I - (\rho U \phi)_{I-1}] \quad (3.17)$$

difüzyon terimi,

$$\int_{\Delta V_i} \frac{d}{dx} \left(\mu \frac{d\phi}{dx} \right) dx = \mu \left(\frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\delta x_I} - \frac{\phi_i - \phi_{i-1}}{\delta x_{I-1}} \right) \quad (3.18)$$

ve basınç terimi,

$$- \int_{\Delta V_i} \frac{dP}{dx} dx = (P_{I-1} - P_I) \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilebilir. Konvektif terimde hızlara ait kontrol hacminin yüzeyindeki ϕ değerleri için bir önceki alt başlıkta sözü edilen uygun bir ayrıklaştırma şeması (ikinci derece ileriye doğru gibi) uygulanmalıdır. Aynı nokta üzerindeki terimler çarpanlara ayrılıp, $\phi = U$ yazılarak,

$$a_i U_i = a_{i-1} U_{i-1} + a_{i+1} U_{i+1} + (P_{I-1} - P_I) = \sum_{km} a_{km} U_{km} + (P_{I-1} - P_I) \quad (3.20)$$

elde edilir. Denklemin çözülebilmesi için basınç değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için geliştirilmiş olan basınç düzeltme teknikleri hız ve basınçlar için bir düzeltme denklemi geliştirilmesine dayanmaktadırlar. Eğer düzeltme değerlerini “ ’ ” ve düzeltilecek olan değerleri “ * ” ile gösterecek olursak,

$$U = U^* + U' \quad (3.21)$$

$$P = P^* + P' \quad (3.22)$$

şeklinde düzeltilmiş değerleri elde etmek mümkündür. Böylece x yönündeki momentum denklemi düzeltilecek olan değerler kullanılarak,

$$a_i U_i^* = \sum_{km} a_{km} U_{km}^* + (P_{I-1}^* - P_I^*) \quad (3.23)$$

biçiminde yazılabilir. Momentum denkleminin ayrıklaştırılmış hali, U' için de geçerli olacaktır. Buna göre,

$$a_i U_i' = \sum_{km} a_{km} U_{km}' + (P_{I-1}' - P_I') \quad (3.24)$$

olmaktadır. SIMPLE metodunda denklemdeki $\sum_{km} a_{km} U_{km}'$ terimi işlemlerin basitleştirilmesi amacıyla ihmal edilmektedir. Böylece hız düzeltmesi,

$$U_i' = \frac{(P_{I-1}' - P_I')}{a_i} \quad (3.25)$$

halini almaktadır. Basınçların düzeltme değerlerini bulabilmek için ise, basınç düzeltme denklemi kullanılmaktadır. Bu denklemin eldesi için süreklilik denkleminin basınçların merkezde oldukları kontrol hacimlerinde ayrıklaştırılmasından yararlanılmaktadır. Süreklilik denklemi bu kontrol hacminde giriş ve çıkış yüzeyleri 1'e eşit alınarak,

$$(\rho U')_{i+1} - (\rho U')_i = (\rho U^*)_{i+1} - (\rho U^*)_i = b_i' \quad (3.26)$$

elde edilir. Burada b_i' süreklilik hatasını ifade etmektedir. Yakınsamanın sağlanması durumunda sıfır olması gerekmektedir. Bu denklemde U' değerleri momentum denkleminde elde edildikleri şekilde yerlerine yazılacak olursa,

$$a_i P_i' = \sum_{km} a_{km} P_{km}' + b_i' \quad (3.27)$$

formunda elde edilmiş olur. Bu denkleme basınç düzeltme denklemi adı verilmektedir.

Özetlenecek olursa süreç, P^* basınç değerlerinin düzeltilecek olan bileşenlerinin ve ilk hız değerlerinin tahmin edilmesiyle başlamaktadır. Momentum denklemlerinin çözülmesi ile U^* , V^* , W^* hızların düzeltilecek olan değerleri elde edilmiş olur. Basıncın düzeltme bileşeni olan P' , basınç düzeltme denklemi kullanılarak hesaplandıktan sonra hız ve basınç değerleri,

$$U_i = U_i^* + \frac{(P'_{l-1} - P'_l)}{a_i} \quad (3.28)$$

$$P_l = P_l^* + P'_l \quad (3.29)$$

düzeltilmeler ile hesaplanabilir. Bu iteratif süreç süreklilik hatası b'_l , sıfıra eşit oluncaya kadar veya belirlenmiş herhangi bir yakınsama kriteri sağlanıncaya kadar devam etmektedir. Sürecin türetilmesi sırasında ihmal edilen $\sum_{km} a_{km} U'_{km}$ nihai sonuca etki etmemektedir. Zira yakınsamış bir çözüm sonrası $P=P^*$ ve $U=U^*$ olmaktadır.

3.2.3 Lineer denklem çözümü

Hesaplamaların yapılacağı akış hacminin zamansal ve uzaysal olarak ayrıklaştırılmasının sonucunda daha önceki başlıklarda da bahsedildiği gibi lineer bir denklem sistemi elde edilmektedir. CFD uygulamalarında genellikle büyük boyutlara ulaşan lineer denklem sistemi Gauss-Jordan gibi eleme yöntemleri yerine sonuca çok daha hızlı ulaşılmasını sağlayan iteratif algoritmalar kullanılmaktadır. Gauss-Seidel (G-S) var olan pek çok yöntem arasında en çok tanınan ve kullanılanlardan biridir. Bu çalışmada da lineer denklem sistemi G-S ile çözülmüştür. İteratif bir metot olmasına karşın G-S çok büyük boyutlara ulaşabilen denklem sistemlerinde global hatayı gidermekte güçlük çekme eğilimindedir. Dolayısıyla bu denli büyük denklem sistemlerinin yakınsamasını hızlandırmak için Algebraic Multigrid adı altında geliştirilmiş bir algoritmalar bulunmaktadır. AMG, denklem sistemindeki global hatayı daha az eleman içeren alt sistemlere aktararak, çözümün alt seviyedeki sistemlerde gerçekleştirilmesi ve düzeltilmelerin tekrar en üst seviyedeki sisteme gönderilmesi mantığına dayanmaktadır. Alt sistemlerde bulunan eleman sayısı ana sisteme göre çok daha az olduğundan global hatanın minimuma indirilmesi için gereken süre önemli ölçüde kısalmaktadır. AMG ile ilgili detaylı bilgi (Wesseling 1992)'de ve bu çalışmada kullanılan teknik hakkında detaylı bilgiye (Fluent Inc. 2014)'dan ulaşılabilir.

3.2.4 Türbülans modellemesi

Türbülansı; akışkan hareketlerinin çeşitli büyüklüklerde uzay ve zamana göre farklılıklar gösterdiği dolayısıyla istatistiksel olarak ta belirgin bir ortalamanın ayırt edilmesinin güç olduğu herhangi bir kuralı olmayan akış hareketi olarak tanımlana bilir (Hinze 1975). (Bradshaw 1971) ise, türbülansı girdap uzamasının hız salınımlarını viskoz kuvvetlerin ve sınır koşullarının minimum ve maksimum aralığı belirlediği tüm dalga boylarına yayılmasına neden olan üç boyutlu zaman bağlı bir hareket olarak nitelendirmektedir. Akış alanındaki hareketi tanımlayan Navier- Stokes (N-S) denklemleri sıkıştırılmaz akışlar için kartezyen tansör notasyonunda,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.30)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.31)$$

şeklinde ifade edilmektedirler. Buradaki değişkenler hem zamana hem de uzaysal koordinatlara bağıllık gösteren anlık niceliklerdir.

Türbülanslı akış, hız alanındaki çalkalanmalar şeklinde karakterize edilebilir. Bundan dolayı, sayısal çözüm ağındaki elemanların en küçük türbülans boy oranından daha küçük boyutlarda modellenmesi ve çözüme ait zaman adımının akımdaki en hızlı çalkalanmadan daha yavaş şekilde çözülmesine DNS (Direct Numerical Simulation) adı verilir. Korunum denklemleri, zamana göre ortalama, grup ortalaması ve ya küçük ölçekteki oluşumları silecek şekilde kontrol edilmiş şekilde olabilir. Sonuç olarak hesaplamalı olarak çözülecek denklemler çözüm için daha uygun hale gelebilir. Fakat bu şekilde modifiye dilmiş denklemler bilinmeyen değişkenler içerebilir dolayısıyla türbülans modellemesi bu değişkenlerin bilinenler cinsinden belirlenebilmesi için gereklidir. Genellikle, yaygın olarak kullanılan her iki RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) ve LES (Large Eddy Simulation) türbülans modeli küçük ölçekteki çalkalanmaların direkt olarak modellenmesi gerekmediğinden N-S denklemlerini çözmek için kullanılabilir (Samy ve Mofreh 2011).

Bu tez kapsamında, türbülans modellerinde herhangi bir karşılaştırma çalışması yapılmadığından ve imkanlar dahilinde kullanılabilecek bilgisayar kümeleri LES türbülans modelini çözmeye yetecek kapasitede olmadığından, incelenmiş olan

kriterleri en iyi şekilde modelleyebilecek olan ve (Ünal 2007) doktora tezinde detaylı şekilde açıklamış olduğu Shear-Stress-Transport $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır.

3.2.4.1 Duvar fonksiyonu

Akışın türbülanslı olduğu durumda, akış duvar etkisinden dolayı önemli ölçüde etkilenirler. Duvara yakın bölgede viskoz kaynaklı sönümlenme türbülans dalgalanmalarında azalma beklenir. Yüzeyden dik yönde uzaklaşıldıkça yüksek hız gradyanı nedeniyle türbülans kinetik enerjisi oluşumu hızla artış gösterir. Bundan dolayı duvara yakın bölgelerin sayısal olarak yeterli hassasiyette çözümlenmesi büyük önemlidir. Duvar yüzeyindeki kayma gerilmeleri akış alanında oluşan girdaplılığın ve türbülansın temel kaynaklarıdır. Dolgun ve akım hattı formlu cisimler gibi pek çok mühendislik uygulamasında duvar kenarlarının hesabı genel akış alanında alınacak sonucu doğrudan etkilemektedir (Ünal 2007).

Duvara yaklaşıldıkça, viskoz kuvvetler atalet kuvvetlerine göre baskın karakterde olmaktadır. Bu bölgedeki akış viskoz kuvvetlerden büyük oranda etkilenirken serbest akım parametrelerinden bağımsızdır. Ortalama hızlar sadece duvardan uzaklık, kinematik viskozite ve duvar kayma gerilmesine, τ_w bağlıdır. Zira duvar cidarında laminar ve türbülanslı hareketten oluşan toplam gerilmeler duvar kayma gerilmesine eşittir. Bu bağıntıyı,

$$U^+ = f(y^+) \quad (3.32)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada U^+ , duvar cidarındaki boyutsuz hız değerini, y^+ ise duvardan boyutsuz uzaklığı temsil etmektedir. Burada U^+ ve y^+ sırasıyla,

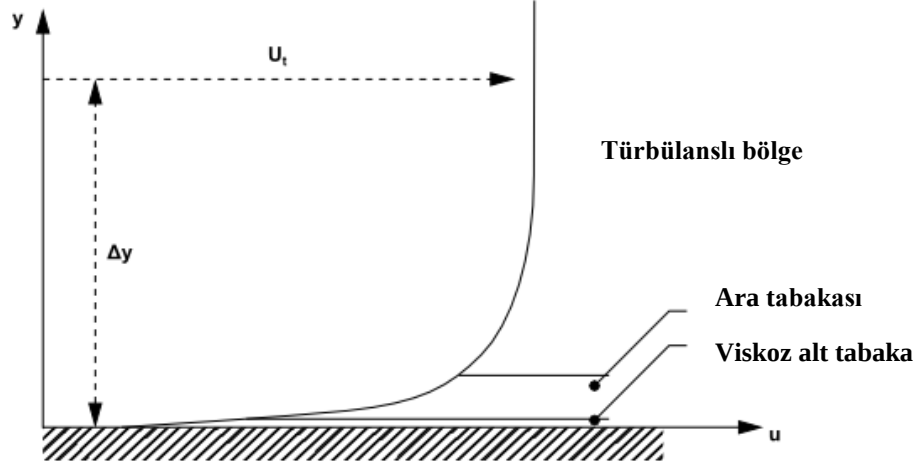
$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (3.33)$$

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (3.34)$$

şeklinde verilmektedir. u_τ , bu bölgede kullanılan ve boyut analizi ile elde edilmiş olan sürtünme hızıdır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.35)$$

denklem (3.33)'da verilen bağıntı “Duvar kuralı” olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.3’de gösterildiği üzere türbülanslı bölge iç ve dış olmak üzere iki kısımda incelenir, iç kısım ise yine logaritmik ve viskoz alt tabaka olmak üzere ikiye ayrılır.



Şekil 3.3 : Türbülanslı bölge tanımı.

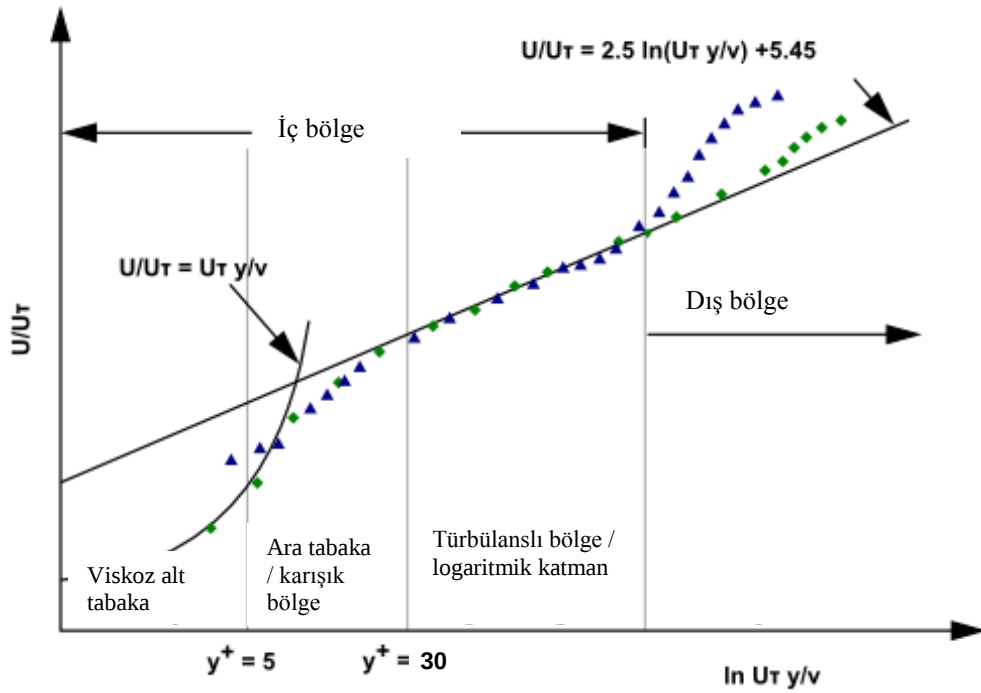
$y^+ \leq 5$ aralığında viskoz alt tabaka çok ince olduğundan dolayı denklem (3.32) $y^+ = f(y^+)$ olarak ifade edilebilir yani $U^+ = y^+$ eşitliği geçerli olabilmektedir. U^+ 'a bağlı y^+ grafiği Şekil 3.4’de verilmiştir.

Logaritmik tabaka ise tamamen türbülansın ve neden olduğu gerilmelerin etkili olduğu bölgedir. Bu bölgede,

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C \quad (3.36)$$

olarak ifade edilebilir. Bu eşitlik logaritmik duvar fonksiyonu olarak bilinmektedir. Eşitlikteki C sabiti pürüzsüz yüzeyler için yaklaşık 5’tir.

Logaritmik tabaka yaklaşık olarak $30 \leq y^+ \leq 500$ aralığında yer almaktadır. $5 \leq y^+ \leq 30$ arasındaki tampon bölge ise hem türbülansın hem de viskoz kuvvetlerin etkisi altında olup buna bağlı olarak türbülanslı akışın zaman zaman laminara dönüşmesiyle (veya tam tersi) meydana gelen “aralıklılığın” yüksek olduğu geçiş bölgesidir.



Şekil 3.4 : y^+ grafiği (Fluent Inc, 2014).

Türbülans modelleri türbülanslı akışlar için geliştirildikleri için, duvar sınır koşulu ile tanımlanan bölgelerin çözüm ağı modelleri titizlikle hazırlanması gerekmektedir. Zira, örnek olarak duvar kenarındaki ilk ağı örgüsünün logaritmik bölgede olması ile viskoz alt tabakada olması durumunda türbülans değişkenleri benzer değildir.

$k-\omega$ türbülans modelindeki en büyük avantajı herhangi bir sönümlleme fonksiyonu gerektirmeksizin duvar yüzeyine kadar çözülebilir olmasıdır. Wilcox (1988a) ve Wilcox (1988b) pertürbasyon analizi ile ω 'nın duvardaki limit değerini,

$$\omega = \frac{6\nu}{\beta_1 y^2} \quad (3.37)$$

olarak verilmektedir. k ise duvar üzerinde sıfırdır. Buna göre $y^+ < 1$ olması ve $y^+ 2.5$ içinde birkaç ağı örgüsünün bulunması koşuluyla model hiçbir değişikliğe uğramadan kullanılabilir. Menter (1994) türbülanslı düz levha için $y^+ \approx 3$ 'e kadar sonucun değişmediğini yazmıştır. SST modelinde standart $k-\omega$ modeline göre tek fark ω 'nın sınırdaki,

$$\omega = 10 \frac{6\nu}{\beta_1 (\Delta y)^2} \quad (3.38)$$

olarak hesaplanmasıdır. Burada Δy duvar kenarındaki ilk ağı örgüsü ile ikincisi arasındaki mesafedir. Duvara kadar çözüm yapılması elbette türbülans modellerini en

doğru sonucu verecektik. Ancak $y^+ < 1$ şartının sağlanması özellikle yüksek olduğu Reynolds sayıları için çok yüksek düzeyde hesaplama kapasitesi gerektirdiğinden dolayı neredeyse imkansızdır. Zira duvara normal yönde gereken şart sağlansa da yan oranlarının büyük miktara artması, nümerik yakınsama güçlükleri ve hassasiyetin azalması sorunlarını beraberinde getirmektedir.

Bu tezin kapsamında, incelenen her bir kısmın parametrelere ait farklı değerlerin akışa etkisini incelemek üzere $30 \leq y^+$ koşulunu sağlayacak şekilde çözüm ağırları oluşturulmuştur. İstenen kriterleri sağlayan optimum parametrik değerleri sağlayan modellerin genel ve ya kritik noktalarda lokal olarak $y^+ \leq 5$ sağlayacak şekilde hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

3.2.4.2 k – ω modelleri

Ünal, (2007) değindiği üzere, k – ω modellerinin, modelleri geliştiren ve iyileştiren en önemli araştırmacılardan biri olan Wilcox (1988) tarafından k – ϵ modeline göre çok daha sade temellere dayandığı ifade edilmektedir. Wilcox’a göre, türbülans araştırmacısı Kolmogorov tamamen boyut analizi ve sezgisel yaklaşımlar ile çok karmaşık türbülans disipasyonu taşınım denkleminde modellenen ϵ yerine birim kinetik enerjide disipasyon miktarını gösteren ω değişkeni için bir diferansiyel denklem geliştirmiştir. ω ’nın kinetik enerjinin yok olduğu bir frekans karakteristiği gibi düşünülmesi de mümkündür. ω genel olarak disipasyonun kinetik enerjiye oranı olarak düşünülmektedir. Yıllar içerisinde ω denklemi pek çok değişik formda modellenmiş, ancak (1988a), “Standart k – ω modeli” olarak literatürdeki yerini almıştır. Zaman içerisinde bu modelin zaafı görülmüş, araştırmacılar özellikle serbest akım türbülans değerlerinden modelin fazlasıyla etkilendiğini vurgulamışlardır (Menter, 1992a). Standart k – ω modeli k – ϵ temelli modellere göre özellikle sınır tabaka akışlarında üstün performans göstermektedir. Günümüze kadar, yapılan modifikasyonlar ω taşınım denkleminde yoğunlaşarak, k – ω modelinin pek çok farklı formu geliştirilmiştir. Wilcox (1991) bu modellerin genel bir incelemesini içermektedir.

k – ω modellerinde kinetik enerji taşınım denklemi k – ϵ modelleri ile aynıdır. Yalnızca bu modellerde, farklı görünmelerini sağlama işlevi olan βk sabiti, C_μ sabitinin yerini almaktadır. Buna göre türbülans kinetik enerjisi taşınım denklemi $\omega = \epsilon / \beta k$ eşitliği kullanılarak,

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (kU_j) = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta_k \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.39)$$

şeklinde alınmaktadır. Türbülans viskozitesi ise,

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.40)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

$k - \omega$ modellerinin, $k - \varepsilon$ modellerine göre önemli bir üstünlüğü, denklemlerin viskoz alt tabakaya kadar çözülebilir olmasıdır. Pertürbasyon analizi ile Wilcox (1988b) viskoz alt tabakada ω için duvardaki sınır şartının,

$$\omega_\omega = \frac{6\nu}{\beta_\omega y^2} \quad (3.41)$$

olduğunu göstermektedir. Burada ω_ω , duvardaki ω değerini β_ω , ω denkleminde geçen bir katsayıyı ve y duvara olan mesafeyi göstermektedir.

3.2.4.3 SST $k - \omega$ modeli

Standart $k - \omega$ modeli sınır tabaka akışlarında yüksek başarı sağlıyor olsa da, Menter, (1992b)'in ters basınç gradyanı içeren sınır tabaka akışları için yaptığı popüler türbülans modelleri karşılaştırmasında, standart $k - \omega$ modeliyle gerçekçi hız profillerinin yanı sıra, haddinden fazla kayma gerilmesi hesaplandığı belirtilmektedir. Söz konusu çalışmada Menter bunun nedeninin modelin kayma gerilmesinin taşınımının hesabını içermediği belirtilmekte ve türbülans viskozitesinin hesabında yaptığı küçük bir değişiklik ile sonuçların iyileştirilmesini sağlamıştır.

Çalışmada türbülans viskozitesinin standart tanımının ters basınç gradyanın içeren akışlarda hatalı sonuçların kaynağı olduğu belirtilmektedir. Bu düşünce uyarınca Menter, (1993) türbülans viskozitesinin hesabında pratik bir değişiklik yaparak kayma gerilmesinin 0.3 (Bradshaw sabiti) k' 'den daha büyük çıkmamasını sağlamıştır. Ayrıca türbülans viskozitesinin hesabına akıllı bir fonksiyon ekleyerek bu değişikliğin yalnızca sınır tabaka bölgesinde kalmasını sağlamıştır. Buna göre türbülans viskozitesinin hesabı,

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)} \quad (3.42)$$

şeklinde değiştirilmiştir. Burada a_1 , 0.3'e eşit sabit sayıyı göstermektedir. Ω sınır tabaka içerisinde iki boyutlu bir akış için düşünülecek olursa $\frac{\partial U}{\partial y}$ türevini göstermekte, ancak genel kompleks akışlar için girdaplılık büyüklüğü olarak alınabilmektedir. F_2 ise sınır tabaka içerisinde 1 ve dışında 0 olan, iki değer arasındaki geçişinde yumuşak biçime olmasını sağlayan akıllı bir fonksiyondur. Buna göre F_2 fonksiyonu,

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (3.43)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}; \frac{500u}{y^2\omega}\right) \quad (3.44)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Burada y ile duvardan normal yönlerdeki uzaklık ifade edilmektedir.

Standart $k - \omega$ modelinin özellikle serbest kayma akışlarında ω 'nın giriş sınırındaki değerlerini aşırı derecede bağlı olduğunu ve türbülans viskozitesinin değerlerini iki kattan fazla değiştirebildiğini göstermiştir ve ω taşınım denkleminde bazı eklentilerin yapılması gerekebileceğini belirtmiştir. Böylece Menter, (1993), sınır tabaka içerisinde, bu bölgede çok başarılı olan orijinal $k - \omega$ modelini kullanıp serbest kayma akışlarında ise modelin serbest akım değerlerine bağlılığından kurtulmayı amaçlayarak ω taşınım denkleminde önemli değişiklik yapmıştır. Denklem standart $k - \varepsilon$ modelinde kullanılan ε taşınım denkleminde değişken dönüşümü yapılarak kullanılmakta ve böylece standart $k - \omega$ modelinde kullanılan ω taşınım denkleminde “çapraz difüzyon” adı verilen terim eklenmektedir. Ancak bu terimin sınır tabakada çok başarılı olan orijinal formu etkilememesi için (-ki) etkilemektedir (Wilcox, 1998) akıllı bir fonksiyon ile bu terimin yalnızca serbest akışlarda ve sınır tabakanın üst bölgelerinde kullanılması sağlanmıştır. Buna göre SST $k - \omega$ modeli, türbülans viskozitesinin hesabında daha önce sözü edilen değişiklik dışında, sınır tabaka içerisinde orijinal $k - \omega$ modelini, serbest kayma akışlarında ise standart $k - \varepsilon$ modelini kullanmaktadır. SST modelinde kullanılan türbülans kinetik enerjisi k ve spesifik disipasyon ω , denklemleri,

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(kU_j) = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta_k \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.45)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\omega U_j) = \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta_\omega \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{cd} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.46)$$

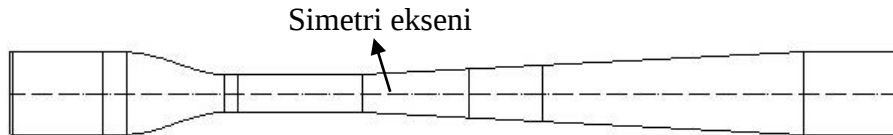
4. SAYISAL ÇALIŞMA

Bu bölüm içerisinde, hesaplamalı çalışmalardan elde edilen sonuçların yanı sıra sayısal modelin hazırlanması, sağlama çalışması ve çözüm ağı modellerinin detaylarından da bahsedilmiştir.

Hesaplamalı çalışma, ticari bir yazılım olan ANSYS Fluent ile gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler, İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Hesaplamalı Hidrodinamik Laboratuvarı'nda bulunan üç ayrı çok işlemlili kümelerde ve tezin BAP (bilimsel araştırma projesi) desteği ile temin edilmiş iş istasyonunda gerçekleştirilmiştir.

Analizler Bölüm 3.2'de detaylı şekilde bahsedilen sayısal modellerle ele alınmıştır. Basınç-hız ayrıklaştırması SIMPLE yaklaşımı ile, türbülans ise SST $k - \omega$ ile modellenmiştir.

Sonlu hacimler metodunun kullanıldığı HAD analizleri için, kavitasyon tüneli geometrisi genişlik doğrultusunda simetrik yapıya sahip olduğundan oluşturulan akış hacimleri orta eksenden ikiye ayrılarak hesaplama yükü yarı yarıya azaltılmıştır (Şekil 4.1). Akış, ele alınan yarım akış hacmi içerisinde diğer yarıya göre simetrik davranacağı için orta eksen simetri yüzeyi olarak tanımlanmıştır. Simetri koşulu tanımlanan yüzeyde normal yönde herhangi bir kütle transferi hesabı yapılmazken, yüzeye teğet yönde yüzey boyunca bir kayma gerilmesi de hesaplanmamaktadır.



Şekil 4.1 : Kavitasyon tüneli simetri eksenini.

Akış hacminin yüzeylerini oluşturan dinlenme, daralma, test ve difüzör kesitlerine ait yan, taban ve tavan yüzeyleri kaymazlık (no-slip) koşulu ile duvar cidarı olarak modellenmiştir. Her kesitin incelendiği alt başlıklarda akış hacimlerinin giriş yüzeyleri, sadece yüzeye normal yönde hız kontrolü ile yapılırken, çıkış yüzeyi ise bu yüzeye ait herhangi bilinen bir değer olmadığı için akış değişkenlerinin sınıra dik

yöndeki gradyanları sıfır olarak alınmıştır. Giriş ve çıkış yüzeylerini akış hacmi üzerinde konumlandırırken, akışa ait hız ve basınç gradyanlarının bu yüzeylere yaklaştıkça etkilerinin iyice azaldığı mesafelerde tutmak önemlidir.

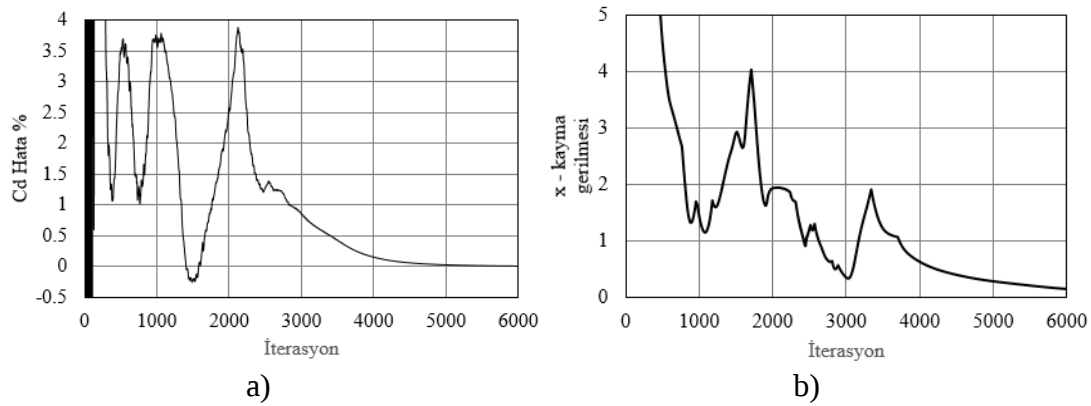
Analizlerde kullanılan akışkan özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Bu özellikler sabit olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 4.1 : Akışkan özellikleri.

Akışkan	Su	
Yoğunluk	998.2	kg/m ³
Viskozite	1.003x10 ⁻³	kg/m.s

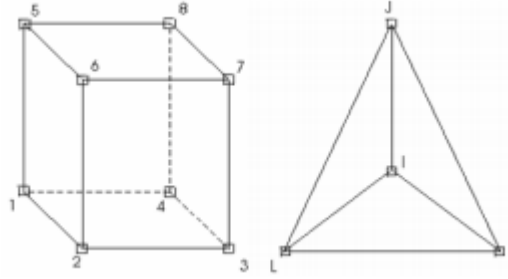
Tez çalışmasında, kesitlerin geometrik dizaynı belirlenen parametreler üzerinden yapılırken, servis hızı olarak kabul edilen test kesitinde 10m/s lik akış hızı ile analizler gerçekleştirilmiştir. Fakat karar verilen geometriler üzerinde, test kesiti içerisinde düşük hız için 2m/s ve en yüksek hız olarak belirlenen 15m/s lik hızlarla da incelemeler yapılmıştır.

Gerçekleştirilmiş olan analizlerin hepsinde, sadece süreklilik, momentum ve türbülans denklemlerine ait artık katsayıların yakınsama performansı ve tünel duvarları boyunca sürtünme katsayısı (C_d) izlenmemiş, bunlara ek olarak en kritik nokta olan ve akım ayrılması hakkında bilgi veren, akış yönündeki minimum kayma gerilmesinin de ($\tau_{x \min}$) yakınsama eğilimi duvar koşulu verilen yüzeylerde takip edilmiştir. Analizlerde kayma gerilmesi ve sürtünme katsayısının yakınsama kriteri; Şekil 4.2’de verildiği üzere bağıl hata %0.1 in altında kalacak şekilde en az 500 iterasyon gerçekleşmesidir.



Şekil 4.2 : Yakınsama profilleri; bağıl hatalar a) C_D , b) $\tau_{x \min}$.

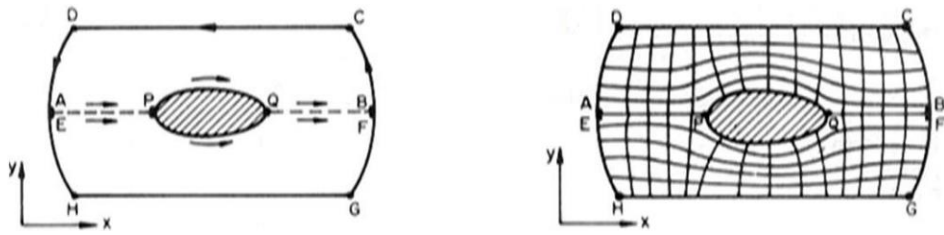
Akış hacmi içerisinde, Şekil 4.3'teki gibi altı-yüzlü prizma yapıdaki hücrelerden oluşan düzgün yapılı çözüm ağı modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.3 : Altı-yüzlü (sol) ve dört-yüzlü (sağ) hücre yapısı.

Düzgün yapıda (altı-yüzlü) hücre kullanmanın; kullanıcıya hücrelerin boyutlandırılması ve kontrolü konusunda yüksek derecede müdahale imkânı sunması, akış hacmini düzgün şekilde doldurma konusundaki verimi, hücrelerin sıralı bir şekilde dizilmesiyle yakınsama performansını arttırması ve en önemlisi sonuçların doğruluğunu arttırması gibi avantajları mevcuttur. Bu çalışma kapsamında oluşturulan bütün akış hacimleri için bu yapıda ağ uygulanması mümkün olduğu için bütün hesaplama vakalarında altı-yüzlü düzgün yapıda hücrelerden oluşan çözüm ağı modeli ile çalışılmıştır.

Buna bağlı olarak tüm vakalarda Şekil 4.4'de sunulan H tipi çözüm ağı model benimsenmiştir.



Şekil 4.4 : H tip çözüm ağı.

4.1 Daralma

Daralma, test kesiti içerisinde, akışta daha önce sözü edilen akış kalitesine yönelik kriterlerin sağlanması açısından kritik önem taşımaktadır. Daralma bölgesinde, giriş kesiti ile çıkış kesiti arasındaki alan oranına bağlı olarak, daralmanın çıkışından itibaren yani test kesiti boyunca akış yüksek hızlara ulaşmaktadır. Dolayısıyla denklem

(4.1’de belirtilen Bernoulli ilkesine göre dinamik basınç statik basınca göre baskın bir duruma gelmektedir.

$$\frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 + P_1 = \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 + P_2 \quad (4.1)$$

Bu nedenle, daralma için incelenen öncelikli kriter minimum basınç kaybını sağlamanın yanı sıra, herhangi bir akım ayrılması hadisesinin bu kısımda bulunmamasıdır. Ayrıca test kesiti içerisindeki akış kalitesini; her yöndeki akım düzgünlüğünü (%1’in altında), maksimum türbülans seviyesini (%1 in altında) ve elde edilebilecek minimum kavitasyon sayısını (0.1-0.2 civarında) kontrol ederek akış kalitesini test kesiti içerisinde en yüksek seviyede tutmasıdır. Bu kısımda, ayrıca bahsedilen akış özelliklerinin doğru bir şekilde hesaplandığını göstermek için bir sağlama çalışması yapılmıştır.

Hidrodinamik özelliklerin tanıtıldığı Bölüm 2.3’te daralma bölgesi için belirlenen parametrelere göre akış hacmi oluşturulmuş ve Bölüm 3.2’de belirtilen çözücü ayarları ile HAD yöntemi kullanarak bu kısım üzerine incelemeler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en uygun daralma geometrine karar verilmiştir.

Sonuçlar doğrultusunda, özellikle test kesitinin girişinden itibaren incelenen akış özelliklerine göre en uygun geometri tasarlanmaya çalışılırken, test kesitinin yan duvarları üzerinde bazı değişiklikler yapılarak sonuçların performansı artırılmıştır.

4.1.1 Daralma geometrisi ve parametrik tasarım

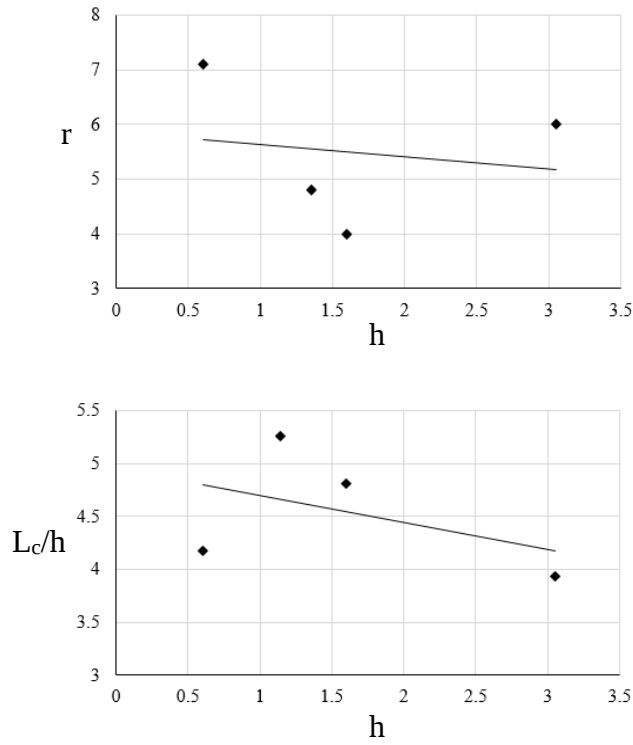
Literatürde farklı tipte daralma formuna sahip geometriler görmek mümkündür. Bu çalışma kapsamında, deneylerin gerçekleştirildiği test kesitine gelen hidrostatik basıncı azaltabilmek, dolayısıyla elde edilecek minimum kavitasyon sayısını düşürmek için asimetrik daralma kesiti benimsenmiştir. Buna göre kesitin tavanında bir daralma uygulanmazken yan duvarlardan ve taban kısmından daralma uygulanmıştır (Brandner ve diğ, 2008).

En önemli parametre olan “r” (daralma oranı) değerinin artması, tünelin içindeki akışın türbülans yoğunluğunu ve akış düzgünlüğünü olumlu yönde etkilemektedir. Fakat bu oranın değişmesi, tünel pompası ile daralma arasındaki bölgenin boyutlarını da etkilemektedir. Dolayısıyla Çizelge 4.2’de detayları verilen benzer boyuttaki tünellerin test kesitinin yüksekliğini (h); daralma oranına (r) ve daralma boyuna (L_c)

oranını temel alarak hesaplanan korelasyon doğrusu Şekil 4.5'teki gibidir. Bu grafiklere göre, test kesiti yüksekliği 1.2m için daralma oranını; 5, 6 ve daralma boyunun yüksekliğe oranını (L_c/h) 4.6 ve 4.75 olacak şekilde geometriler oluşturulmuştur.

Çizelge 4.2 : Daralma başlangıç boyutlandırması için benzer tünellere ait bilgiler.

Tüneller	h	L_c/h	r
LCC	3.05	3.95	6
HYKAT	1.6	4.81	4
GTH büyük	1.35		4.8
GTH küçük	1.14	5.26	
AMC	0.6	4.17	7.11



Şekil 4.5 : Daralma odası için bezer tünellere ait korelasyon eğrileri.

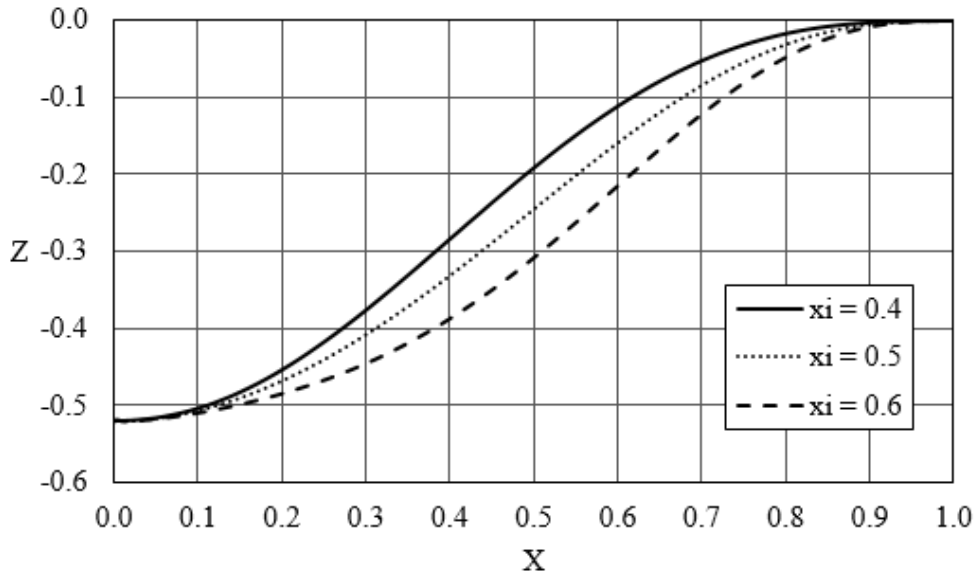
Diğer bir parametre olan profil şekli, Bölüm 2.2.1 'de belirtildiği üzere dört terimli altıncı-dereceden polinom ile ifade edilmiştir. Daralma girişinde ikinci türevi ve büküm noktasının yerinin kontrolünü sağlayan Bölüm 2.2.1 bahsi geçen dört terimli altıncı-dereceden polinom,

$$z - z_0 = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 \quad (4.2)$$

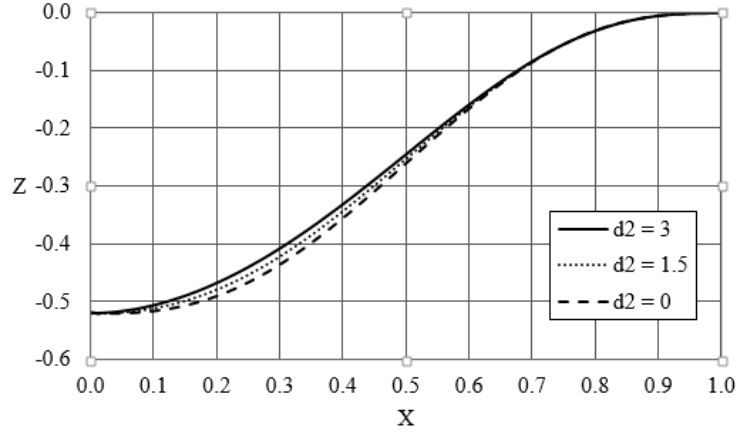
şekilde ifade edilmektedir. Burada x ve z ilgili koordinat eksenindeki konumlar, daralma uzunluğuna göre boyutsuz olarak tanımlanmıştır. Bu denklemi kullanarak, denklem (4.3)'teki matris üzerinden daralma profilleri oluşturulmuştur. Daralma profilinin büküm noktasını (X^i) ve giriş kısmında eğrinin ikinci türevini (d_2) kontrol ederek, daralma geometrisi profili oluşturulmaktadır. Fakat bu çalışmada, daralma girişinde birinci dereceden türev, çıkış kısmında ise birinci ve ikinci dereceden türevleri sıfır alınmıştır. Daralmanın giriş kısmında “ d_2 ” Şekil 4.7’teki taslakta olduğu gibi 0, 1.5 & 3 ve bir diğer parametre olan büküm noktası ise; Şekil 4.6’te gösterildiği üzere X^i 0.4, 0.5 ve 0.6 kabul edilerek incelenecek geometriler oluşturulmuştur.

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 \\ -6 & -5 & -4 & 3 \\ 30 & -20 & 12 & -6 \\ 30x^4 & 20x^3 & 12x^2 & 6x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} z_0 \\ 0 \\ d_2 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

Seçilen X^i değerleriyle büküm noktasının 0.4 ve 0.6 değerleri ile sırasıyla daralma girişine ve daralma çıkışına yakın seçilmesi akış davranışının iyice anlaşılmasına olanak tanımaktadır.



Şekil 4.6 : Büküm noktalarına göre daralma profilleri ($d_2 = 3$ için).

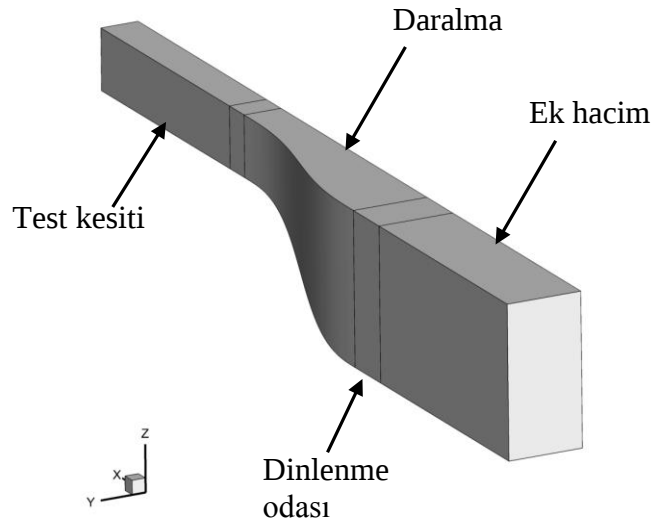


Şekil 4.7 : Girişte ikinci türev (d_2) değerleri için daralma profilleri ($X^i = 0.5$ için).

4.1.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi

Sonlu hacimler metodu yardımıyla hesaplama yapılacak olan akış hacmi Şekil 4.8'te gösterilen biçimde üç boyutlu (3B) modellenmiştir.

Normal şartlarda dinlenme odasından önce dirsek olmasına karşın, tez kapsamında dirsekler en son incelendiği için bu kısımda daralma önüne herhangi dirsek yerleştirilmemiştir. Bunun yerine daralmaya gelen akışı rejiminin düzgün bir şekilde modellenebilmesi için, dinlenme odasından önce 5m uzunluğunda ek akış hacmi yerleştirilmiştir. Buradaki temel amaç, giriş sınırının çözüm bölgesine olan etkisinin azaltılabilmesi maksadıyla incelenen akış alanını yeter miktarda uzağa konumlandırabilmektir. Şekil 4.8'de verilen görselde olduğu gibi, daralmadan sonra test kesiti bulunmaktadır.



Şekil 4.8 : Daralma analizleri için akış hacmi.

4.1.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması

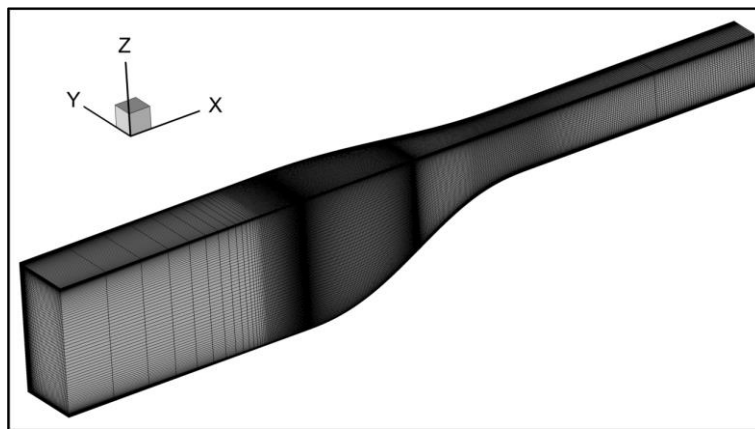
Çözüm ağı oluşturulurken, özellikle ters basınç gradyanlarının bulunduğu yani ayrılma ihtimalinin yüksek olduğu daralma giriş ve çıkış bölgesine daha yoğun hücreler bulundurulmasına özen gösterilmiştir. Oluşturulan çözüm ağının yeterince doğru sonuç verdiğini gösterebilmek için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır.

Boyutsuz y^+ değeri genel olarak 50, kritik bölgelerde sınır tabaka içindeki akım ayrılmalarını yakalayabilmek için yaklaşık 1'e uygun olacak şekilde hazırlanmış dört farklı çözüm ağı modeline ait vakalar incelenmiştir. En kritik değişken olan akım yönündeki minimum kayma gerilmesi ($\tau_{x \min}$) değerleri ve basınç katsayısı üzerinden yapılan karşılaştırmalar Çizelge 4.3'de listelenmiştir.

Çizelge 4.3 : Ağdan bağımsızlık çalışmasına ait sonuçlar.

Çözüm ağı	Hücre boyutu ($\times 10^6$)	Ortalama yan oran	$\tau_{x \min}$ ($\times 10^{-3}$) (Pa)	Daralma sürtünme kuvveti (N)	$C_{p \min}$
A	0.5	69	2.26	2345.4	-0.264
B	1.3	62	0.88	2335.6	-0.262
C	3.6	35	0.72	2361.6	-0.261
D	7.9	31	0.70	2361.3	-0.261

Çözüm ağlarının hücre sayıları bir önceki modelin hücre sayısının her yönde, sınır tabaka içindeki katman sayısı dahil yaklaşık olarak %15'i kadar olacak şekilde arttırılmıştır. Bu sonuçlar neticesinde Şekil 4.9'te verilen "C" ile isimlendirilmiş ağ modeli, daralma ile ilgili gerçekleştirilmiş hesaplamalarda kullanılmıştır. Çünkü C ve D modellerinin arasındaki bağıl farklar diğer modellere nazaran oldukça azdır.

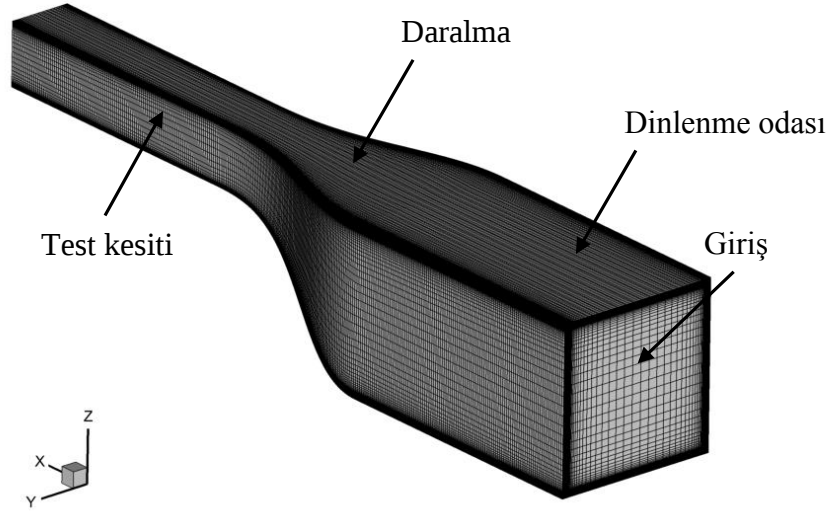


Şekil 4.9 : Difüzör için optimum çözüm ağı modeli.

4.1.3 Geçerleme çalışması

Geçerleme çalışması için Brandner ve diğ. (2008)'de kullanılan daralma modelinin deneysel sonuçlardan yararlanılmıştır. Üç boyutlu olarak modellenmiş, test kesiti en kesiti genişlik 0.6m ve yükseklik 0.6m genişlik ve 5m uzunluğa sahip iç ana kısımdan oluşan olan akış hacmi Şekil 4.10'da verilmiştir.

Akış hacmi içerisinde, bir önceki bölümde yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasında kabul edilen ağ modeli referans alarak geçerleme çalışması için hazırlanmış çözüm ağı modelinde Şekil 4.10'daki gibi "H" tip düzenli yapıya sahip hücrelerden oluşturulmuştur. Çözüm ağı modelinde 4,205,817 adet hücre bulunmaktadır.



Şekil 4.10 : Geçerleme vakasına ait akış hacmi ve çözüm ağı modeli.

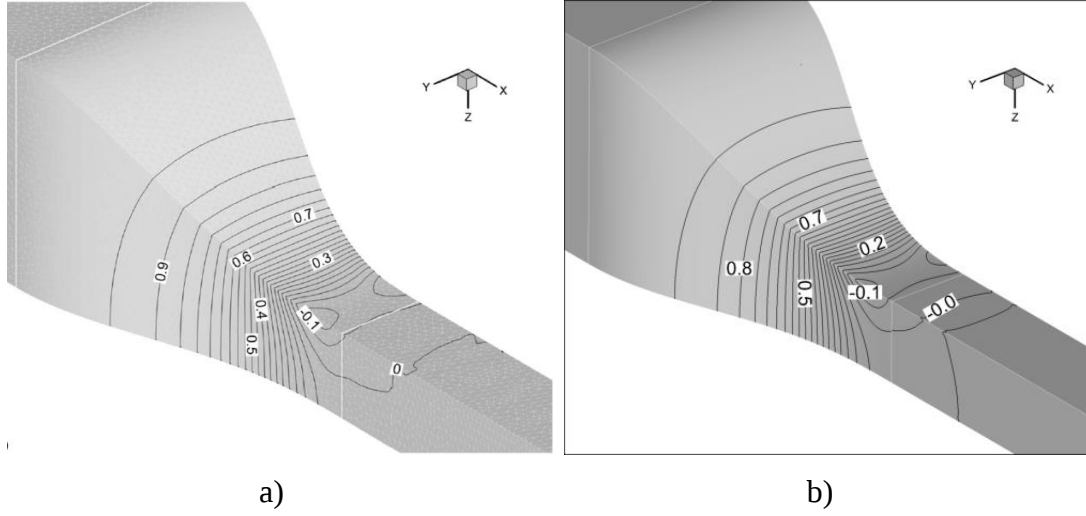
Bu vakada, Reynolds sayısı test kesitinde 5.0×10^5 e göre verilmiş deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Brandner ve diğ., 2008).

Sonuçların karşılaştırılması, test kesitinin giriş bölgesindeki ani basınç değişimi nedeniyle, bu bölgede basınç katsayısı (C_p) üzerinden yapılmıştır.

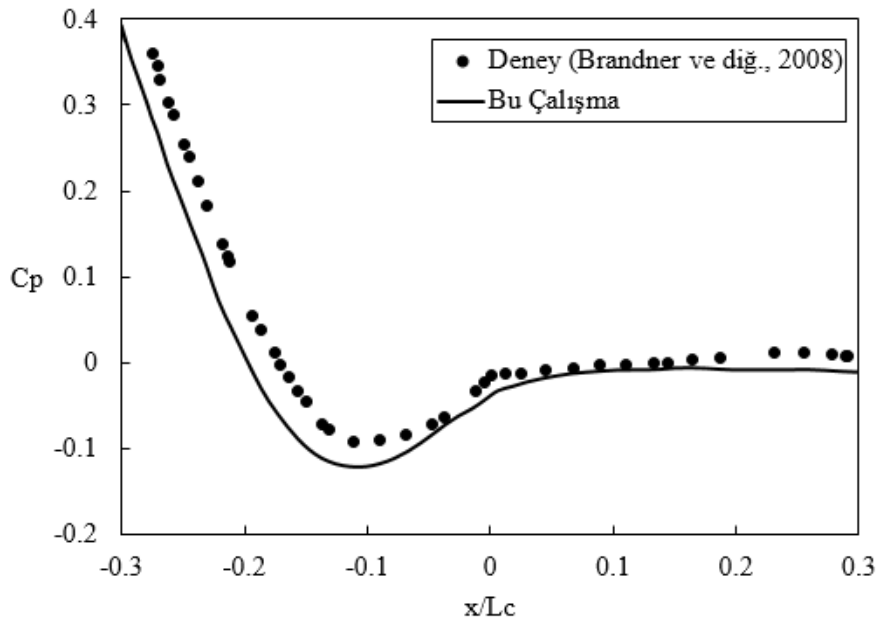
Hesaplamalar sonucunda, y^+ dağılımı Şekil 4.11'deki gibi olan vakanın C_p değerleri denklem (4.4'e göre hesaplanmış karşılaştırmaları Şekil 4.12'de verilmiştir.

$$C_p = \frac{P - P_{Ref}}{\frac{1}{2} \rho V_{Ref}^2} \quad (4.4)$$

Denklemden P_{Ref} , V_{Ref} test kitinin girişinden itibaren daralma boyuna göre boyutsuzlaştırılmış $X=0.12$ ve boyutlu $y=0$ ve $z=-0.6$ konumundaki sırasıyla referans basınç ve referans hız değerlerini temsil etmektedir.



Şekil 4.11 : C_p dağılımı karşılaştırması; a) Brandner ve diğ., 2008, b)HAD.



Şekil 4.12 : Daralma doğrulama grafiği ($x/L_c=0$ test girişi).

Bu çalışma sonucunda, HAD ile elde edilen sonuçların deney sonuçlarına olduğu görülmüş.

4.1.4 Analizler

4.1.4.1 Daralma oranı

Analizlerin gerçekleştirildiği platformlar ve analiz detayları Çizelge 4.4’te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Daralma analizlerinde kullanılan sistem detayları.

Platform	Çekirdek Sayısı	RAM (GB)	Süre (saat)
Dell İş İstasyonu	4 adet Intel Xeon E3-1270 3.5GHZ	16	9
Dell Sunucu	24 adet AMD Opteron 6174	128	10

Batchelor, (1970)’te bahsedildiği gibi, test kesiti içerisindeki türbülans şiddeti, daralma oranının artırılmasıyla azaltılması mümkündür. Türbülans şiddeti aşağıdaki denklem ile tarif edilir.

$$TI(\%) = \sqrt{\frac{2k}{3U_c^2}} \times 100 \quad (4.5)$$

Denklemdeki k türbülans kinetik enerjisini ve U_c test kesiti merkezinde akış yönündeki hızı ifade etmektedir. Çalışmalar neticesinde elde edilen k değerlerinden yararlanarak türbülans şiddetinin seviyesini hesaplamak mümkün olabilmektedir.

Ayrıca daralma, test kesiti içerisindeki ortalama hız dağılımını homojenliğini de arttırmaktadır. Yani her yöndeki hız düzgünlüğü daralma oranının artmasıyla artmaktadır. Bunun kontrolü; test kesiti içerisinde alınan herhangi bir kesitte sınır tabakanın dışında kalan ve farklı yöndeki hızlarını U_c ile olan farkı şeklinde ifade edilebilir. denklem (4.6’da akış yönündeki akış düzgünlüğünün yüzde olarak ifadesi verilmiştir.

$$FU_x(\%) = \frac{U_x - U_c}{U_c} \times 100 \quad (4.6)$$

Diğer yönlerdeki akış düzgünlüğünü $FU(\%)$, denklem (4.6’nın payında yer alan U_c yi ihmal ederek hesaplanmıştır. Yani yüksek akım düzgünlüğü düşük oranda $FI(\%)$ gerektirmektedir.

Başlangıç olarak servis hızı olarak belirlenen ve test kesiti içerisinde 10m/s’lik akış hızı için yapılan analizlerde, Vaka-1 ve 2’de sabit $L_c/h = 4.6$ için, daralma oranları 5

ve 6 incelenmiştir. Bu vakalar için daralma profiline ait, sabit büküm noktası $x_c^i/L_c = 0.5$ ve daralma girişinde ikinci dereceden türevi $d_2 = 0$ olarak sabit tutulmuştur.

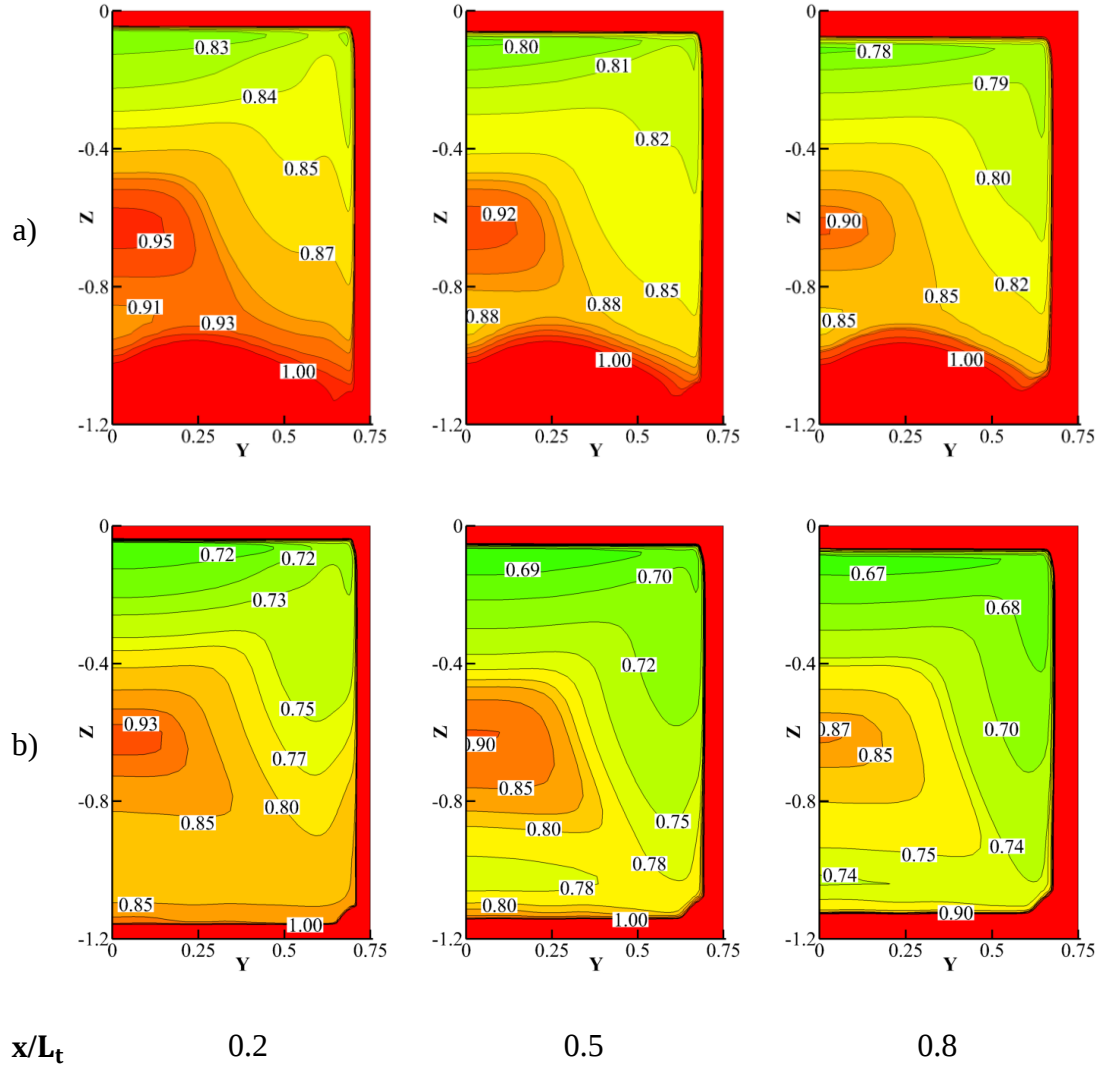
Aranan hidrodinamik kriterlerin test kesitinin her tarafında sağlanması gerekmektedir. Dolayısıyla sonuçların incelendiği çizelgelerde test kesiti içerisinde elde edilen maksimum türbülans şiddeti ve her yöndeki akım düzgünlüğü oranları verilmiştir. Bunun yanı sıra incelenen bazı değerler belirlenen kritik noktalarda sunulmuştur. Şekil 4.13'te deneylerin genellikle test kesiti içerisinde gerçekleştirileceği aralık olarak belirlenen $0.2 < x/L_t < 0.8$ sınırlarında ve test kısmının ortasında ($x/L_t=0.5$) olmak üzere, üç farklı kesitte türbülans şiddetleri verilmiştir. Burada net bir şekilde, artan daralma oranının türbülans şiddetini azaltması yönündeki olumlu etkisini görmek mümkündür. Hatta daralma oranı $d=5$ olan Vaka-1 için, sınır tabakanın dışındaki akışın türbülans şiddetinin %1 den az olması koşulunu sağlamadığı görülmektedir. Fakat her iki vakada da daralmanın giriş bölgesinde, sınır tabaka içinde küçük bir hacimde akım ayrılması hadisesi mevcuttur. Çizelge 4.5'te akış hacmi içerisinde $\tau_{x \min}$ (x-yönündeki minimum kayma gerilmeleri), bahsi geçen bölgedeki akım ayrılmasının mertebesi hakkında fikir vermektedir.

Daralma oranına bağlı olarak test kesiti içerisinde hesaplanan x, y ve z eksenleri doğrultusunda akış düzgünlükleri, sırasıyla U_x , U_y ve U_z olarak Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir. Hiçbir vakada giriş sınırında düzensiz yapıya sahip akış kullanılmadıysa da sonuçlara göre bu vakalarda akım düzgünlüğü sınır tabakanın dışında %1 sınırının üstünde değildir. Fakat daralma oranının artmasıyla az da olsa akım düzgünlüğünün her yönde olumlu etkilendiğini söylemek mümkündür.

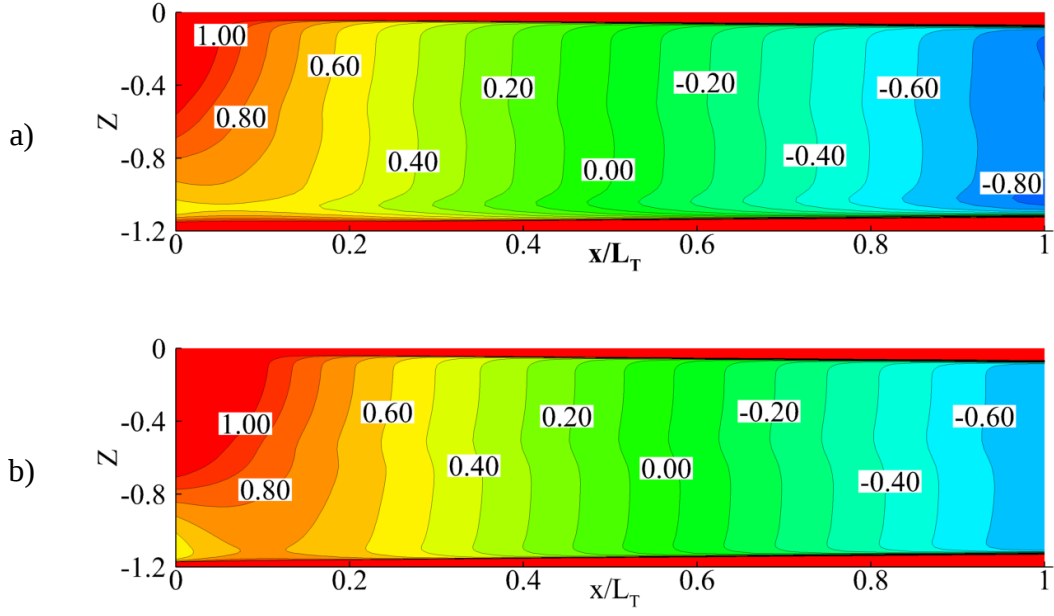
Daralma girişinde, taban duvarının köşelerinde elde edilen akım ayrılmaları, yüksek ters basınç gradyanlarından kaynaklanmaktadır. Bunu nedeni hızlı basınç değişim olduğu için, daralma boyunu uzatmak ters basınç gradyanlarının düşürecek ve için ayrılmaların bertaraf edilmesine katkı sağlayacaktır. Dolayısıyla daralmanın girişinde geometrinin köşelerinde oluşan akım ayrılmalarını giderebilmek için $L_c/h=4.75$ boy oranına sahip Vaka-3 ve 4'e ait analizler gerçekleştirilmiş, sonuçlar Çizelge 4.5'te verilmiştir. Her ne kadar Vaka-4 için kayma gerilmesi mutlak olarak azalmış olsa da, akım ayrılması tam olarak giderilememiştir. Dolayısıyla daralma oranı 6 daha iyi sonuçlar vermiş olmasına rağmen, çalışmalar hali hazırda hidrodinamik kriterleri sağlayan daralma oranı $r=5$ ile sürdürülmüştür.

Çizelge 4.5 : Daralma oranına bağlı sonuçlar.

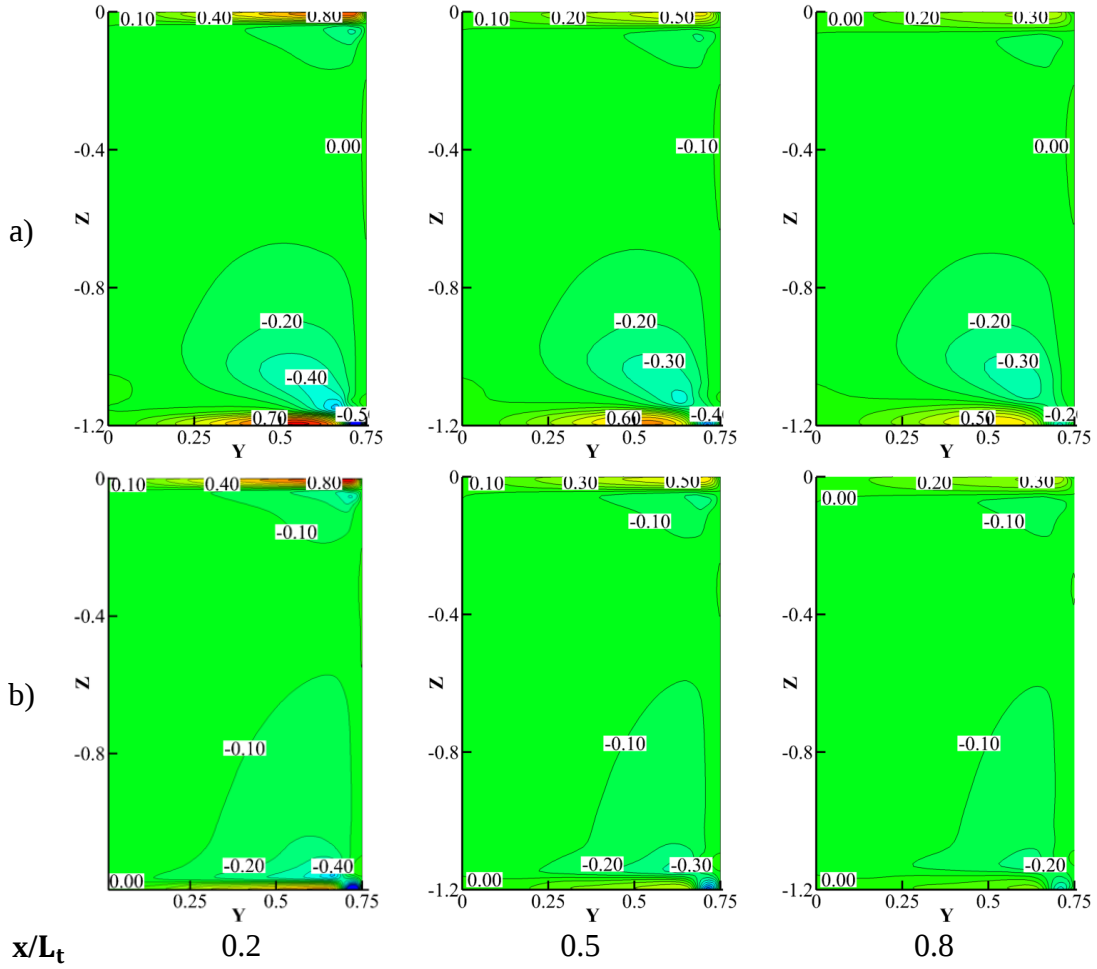
Vaka	r	L_c/h	x_c^i/L_c	d_2	$\tau_{x \min}$	$C_{P \min}$	$\sigma_{\min}$
1	5	4.6	0.5	0	-0.0050	-0.159	0.16
2	6	4.6	0.5	0	-0.0088	-0.280	0.04
3	5	4.75	0.5	0	0.0030	-0.147	0.03
4	6	4.75	0.5	0	-0.0069	-0.261	0.15



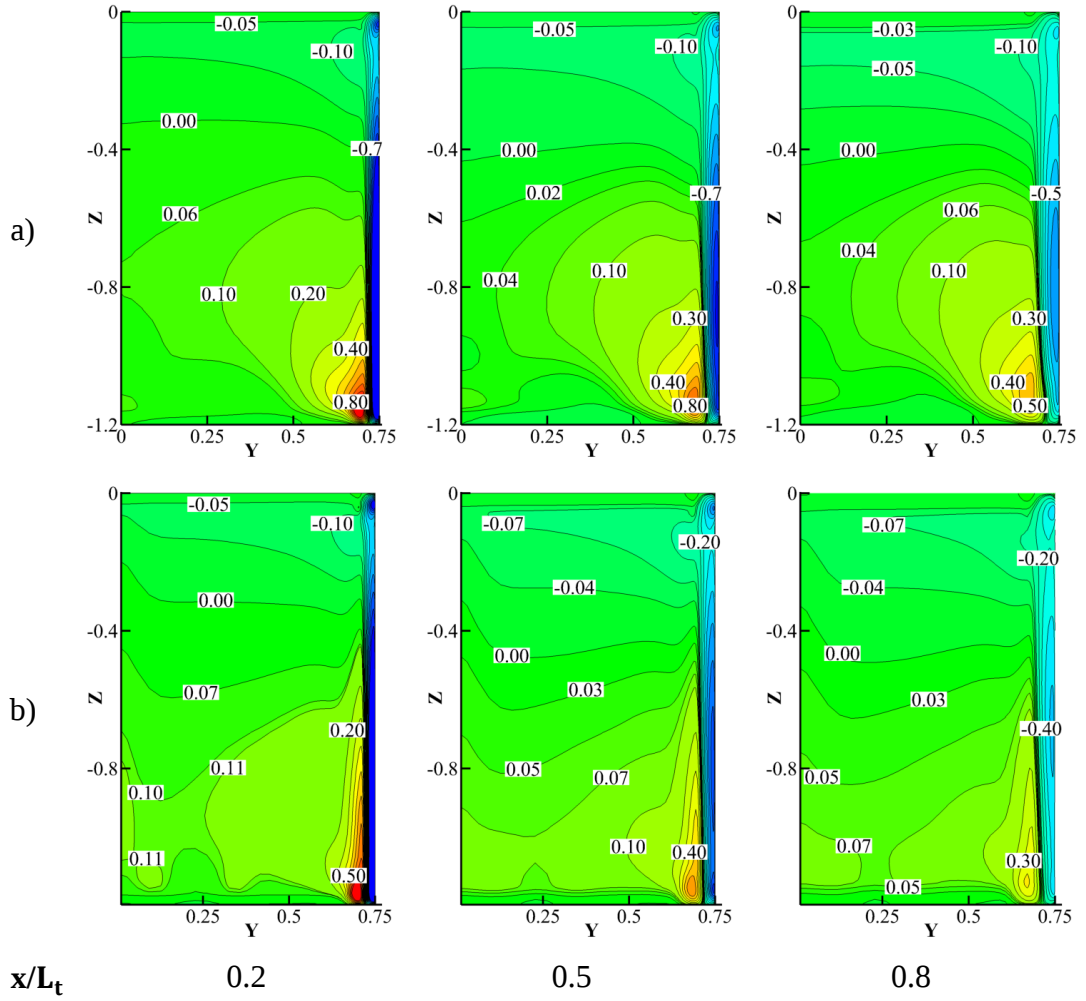
Şekil 4.13 : Farklı kesitlerde TI (%) dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.



Şekil 4.14 : $y=0$ için U_x akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.



Şekil 4.15 : U_y akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.



Şekil 4.16 : U_z akım düzgünlüğü dağılımları; daralma oranı a) 5, b) 6.

4.1.4.2 Daralma uzunluğu ve duvar profili

Daha düşük daralma uzunluğu oranına sahip $L_c/h = 4.6$ 'ya Vaka-1'de, $Re = 1.2 \times 10^7$ için akım ayrılması hadisesi gerçekleşmiştir. Akım ayrılması hadisesi riskini arttırmamak için daha kısa bir uzunluk oranında herhangi bir geometri üzerinde çalışma yapılmamıştır.

Daha yüksek daralma uzunluğu oranına $L_c/h = 4.75$ sahip Vaka-3 üzerinde yapılan çalışmalarda, daha önceki vakalarda elde edilen ayrılma hadisesi gözlemlenmemiştir. Minimum pozitif sürtünme katsayısı $C_{fmin} = 1.6 \times 10^{-6}$ daralmanın girişinde hesaplanan minimum kayma gerilmesinin gözlemlendiği noktada elde edilmiştir.

Daralmanın duvar profilinin büküm noktasını, diğer parametreleri sabit tutarak daralma çıkışına doğru ilerletilmesi ($x_c^i/L_c = 0.6$), daralma girişindeki eğrilik değişimini azaltmıştır. Buna bağlı olarak basınç gradyanının azalması, Çizelge 4.6'da

belirtilen Vaka-6'daki gibi $C_{f\min}$ değerin 8.6 x10⁵'e artması sağlanmıştır. Bu da akım ayrılması hadisesinin oluşma olasılığını azaltmaktadır. Bunun yanı sıra, daralma profili şeklinin $C_{p\min}$ üzerinde de büyük etkisi vardır. Basınç katsayısının dağılımı herhangi referans noktaya göre referans basınç (P_{ref}) ve akış yönündeki referans hıza göre (U_{ref}),

$$C_p = \frac{2(P - P_{ref})}{\rho U_{ref}^2} \quad (4.7)$$

şekilde hesaplanır. Çizelgedeki basınç katsayıları daralma çıkışındaki referans noktasına göre hesaplanmıştır ($x_T = 0$, $y = 0$, $z = -0.6m$). Akış hacmi genelinde $C_{p\min}$ dağılımı Vaka-3 için Şekil 4.17'de verilmiştir. Hesaplanan $C_{p\min}$ değerleri daralma çıkışında köşelerde oluşmaktadır. Farklı x_c^i ve d_2 değerleri için analizleri gerçekleştirilen Vaka-5, 6, 7 ve 8'e ait daralma çıkışı civarındaki C_p değişimleri Şekil 4.18 (b)'de verilmiştir. Şekilde, C_p dağılımı ve minimum değerlerinin profilin büküm noktasına bağlı olarak değiştiği net bir şekilde gözükmemektedir. Bunun yanı sıra, d_2 değişiminin daralma çıkışındaki $C_{p\min}$ değeri üzerinde bir etkisi gözlemlenmemiştir. Akım hacmindeki genel $C_{p\min}$ dağılımı Şekil 4.17 üzerinde görüldüğü üzere, gerçekleştirilen vakalarda $C_{p\min}$ nin bulunduğu daralma çıkışı taban duvarın köşesi, ulaşılacak minimum kavitasyon sayısını σ_{min} kontrol eden noktadır (Morel, 1975). Minimum kavitasyon sayısı, boyutsuz basınç katsayısını baz alarak ve tünel içerisinde referans noktanın hidrostatik basınç farkını hesaba katarak hesaplanır.

$$(\sigma_{ref})_{min} = -C_{p\min} + \frac{2(Z - Z_{ref})g}{U_{ref}^2} \quad (4.8)$$

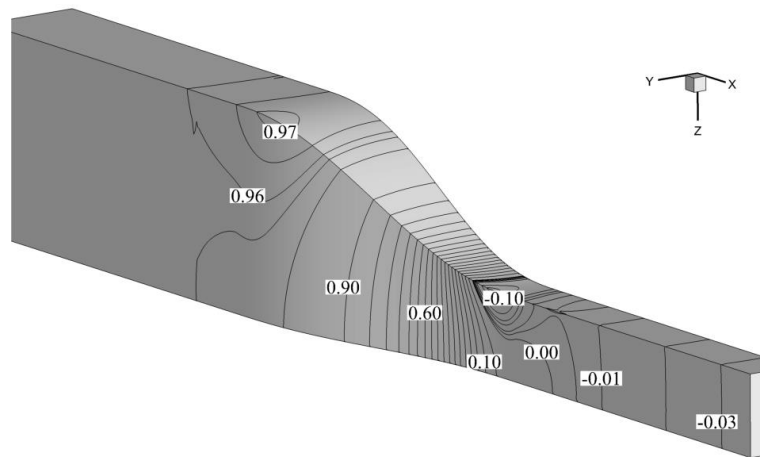
Burada Z ve g sırasıyla Z -eksenindeki konumu ve yerçekimi ivmesini Z_{ref} ise $C_{p\min}$ hesabında kullanılan referans kordinatın Z -eksenindeki değeri olan $z=-0.6$ ile temsil etmektedir. Referans konuma göre kavitasyon sayısı, denklemin sağ tarafından daha küçük olamaz, aksi taktirde kritik noktada kavitasyon oluşmaya başlayacaktır. denklem (4.8)'e göre $C_{p\min}$ değerinin azalmasıyla σ_{min} artmaktadır. Dolayısıyla tünel içindeki C_p değerinin minimum olduğu nokta olan daralma çıkışındaki köşe, tünelin kavitasyon performansını belirlemektedir. Denklem (4.8 kullanarak, $x_c^i/L_c = 0.6$ için minimum kavitasyon sayısı $\sigma_{min}=0.12$ olarak hesaplanmıştır. Büküm noktası 0.5'e taşındığı zaman bu değer dramatik şekilde 0.03'e düşmüştür. Fakat hidrostatik basınç kavitasyon sayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğundan, dolayısıyla test

kesitinin tavanında hidrostatik basınç bulunmadığı için bu bölgede özellikle düşük hızlarda kavitasyon başlama ihtimali bulunmaktadır. Üstelik test kesitinin uzunluğuna ve buna bağlı sınır tabakanın bu kısımda giderek gelişmesinden dolayı, akış hızı test kesitinin çıkışına doğru giderek artmaktadır. Dolayısıyla C_p değeri Şekil 4.17’de görüldüğü üzere test kesitinin çıkışına doğru düşmektedir.

Çizelge 4.6 : Duvar profiline bağlı sonuçlar.

Vaka	r	L_c/h	x_c^i/L_c	d_2	$\tau_{x \min}$	$C_{p \min}$	σ_{min} (Taban)	σ_{min} (Tavan)	C_{fmin}
3	5	4.75	0.5	0	0.0030	-0.147	0.03	0.15	1.6×10^6
5	5	4.75	0.4	0	-0.0292	-0.095	-0.02	0.15	<0
6	5	4.75	0.6	0	0.0127	-0.236	0.12	0.15	8.6×10^5
7	5	4.75	0.5	1.5	-0.0126	-0.146	0.03	0.15	<0
8	5	4.75	0.5	3	-0.0452	-0.145	0.03	0.15	<0

Test kesiti tavanında, çıkışa doğru azalan $C_{p \min}$ değerine karşın 10m/s ile gerçekleştirilmiş analizlerde yine tavan bölgesinde elde edilen minimum kavitasyon sayısı $\sigma_{min} = 0.15$ taban duvarında elde edilen minimum kavitasyon sayısından daha küçük değildir. Sonuçlar servis hızı için tünelin içinde kavitasyon riskinin olmadığı ve minimum τ_x değerinin sıfırdan yüksek olduğu, yani ayrılma hadisesi ihtimalinin küçük olduğu, büküm noktasının daralma çıkışına yakın olduğu ($x_c^i/L_c = 0.6$) Vaka-6’nın tatminkar sonuç verdiğini göstermektedir.



Şekil 4.17 : Vaka-3’e ait akış hacmi boyunca genel C_p dağılımı

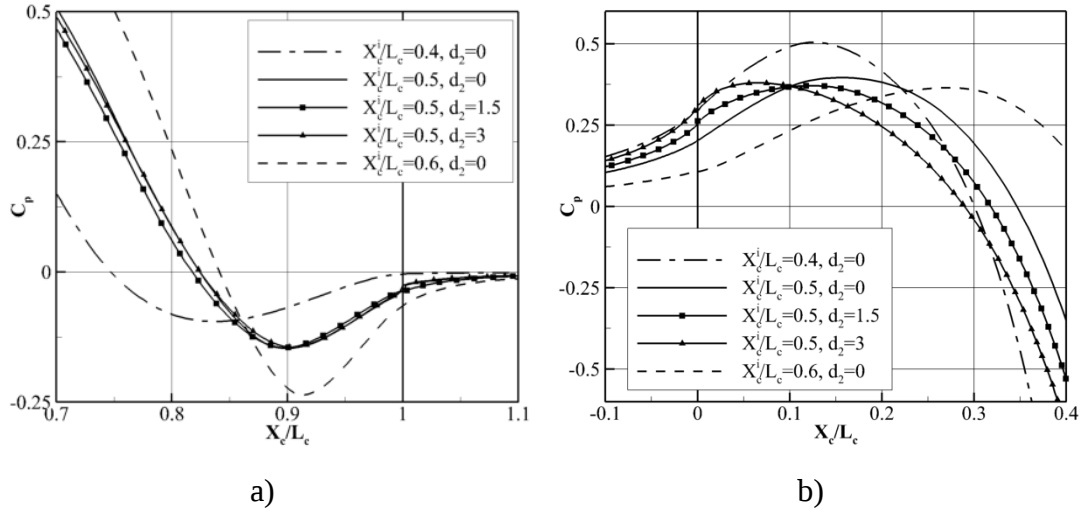
Test kesiti içerisinde akış hızı $U_x = 15\text{ m/s}$ 'ye ($Re=1.8 \times 10^7$) göre gerçekleştirilen ve Çizelge 4.7'te sonuçları verilmiş olan Vaka-9 ve 10'da her iki büküm noktasına ait hesaplanan $C_{P \min}$ değerlerinin, servis hızına göre hesaplanan $C_{P \min}$ değerlerine göre neredeyse değişmediğini söylemek mümkündür. Özellikle artan akış hızıyla beraber test kesitinin tavanında hesaplanan $C_{P \min}$ değerinin $\sigma_{\min}$ üzerindeki etkisi, hidrostatik basıncın etkisinin neredeyse olmamasından dolayı çok azdır. Dolayısıyla, kavitasyon sayısını kontrol eden boyutsuz katsayının Re 'den ziyade Froude sayısına (Fn) bağlı olduğunu söylemek mümkündür. Bundan dolayı, yüksek Fn değeri için, $C_{P \min}$ değeri ve büküm noktasının daralma üzerindeki konumu kavitasyon performansını kontrol etmektedir. Daralma profili büküm noktasının konumunun $x_c^i/L_c=0.6$ ile 0.5 arasındaki değişime bağlı olarak elde edilen $\sigma_{\min}$ değerli sırasıyla 0.19 ile 0.10'a çıktığını görmekteyiz. Bu sonuçlara göre Vaka-3'te incelenen büküm noktası $x_c^i/L_c=0.5$ olan geometri, ulaşılan en küçük kavitasyon sayısı ile bu konuda belirtilen kritere göre en uygun sonucu vermektedir. Bu analizlerde atmosfer basıncı dahil edilmemiştir. Kavitasyon tünelinin sahip olacağı vakum pompasının performansı, özellikle akış hızının düşük olduğu koşullarda test kesinin içerisinde elde edilebilecek minimum kavitasyon sayısı üzerinde etkili olacaktır.

Çizelge 4.7 : Farklı akış hızlarına göre ele alınmış vakalar.

Vaka	U_x (m/s)	L_c/h	x_c^i/L_c	d_2	$\tau_x \min$	$C_{P \min}$	$\sigma_{\min}$ (Taban)	$\sigma_{\min}$ (Tavan)	C_{fmin}
9	15	4.75	0.5	0	0.0235	-0.148	0.10	0.09	7.7×10^6
10	15	4.75	0.6	0	0.0492	-0.238	0.19	0.09	1.5×10^5
3*	10	4.75	0.5	0	0.0023	-0.145	0.03	0.13	1.2×10^6
9*	15	4.75	0.5	0	0.0204	-0.149	0.10	0.07	9.9×10^6

Farklı x_c^i ve d_2 değerlerinin daralma girişi köşesinde basınç katsayısı üzerindeki etkisi Şekil 4.18 (b)'da sunulmuştur. Burada basınç katsayılarının türetildiği referans nokta, daralma girişindeki basınç gradyanlarının daha rahat gözlemlenebilmesi için $x_c/L_c = -0.12, y = 0\text{ m}, z = -1.5\text{ m}$ olarak belirlenmiştir. Aynı şekilde Şekil 4.18 (a) için ise referans nokta $x_c/L_c = 1.12, y = 0\text{ m}, z = -0.6\text{ m}$ olarak belirlenmiştir. Her iki parametrenin etkili bir şekilde rol aldığını görmek mümkündür. Daralma profilinin büküm noktası, daralmanın girişinde C_P değerinin pik noktasının şiddeti üzerinde etkili rol oynarken, d_2 daha çok pik noktasının konumunu belirlemektedir. Daha önce belirtildiği üzere, sınır tabaka içerisindeki akım ayrılımlarını bertaraf etmek için

büküm noktası $x_c^i/L_c = 0.4$ 'ta bulunan Vaka-5 geometrisi üzerine daha fazla çalışılmamıştır.



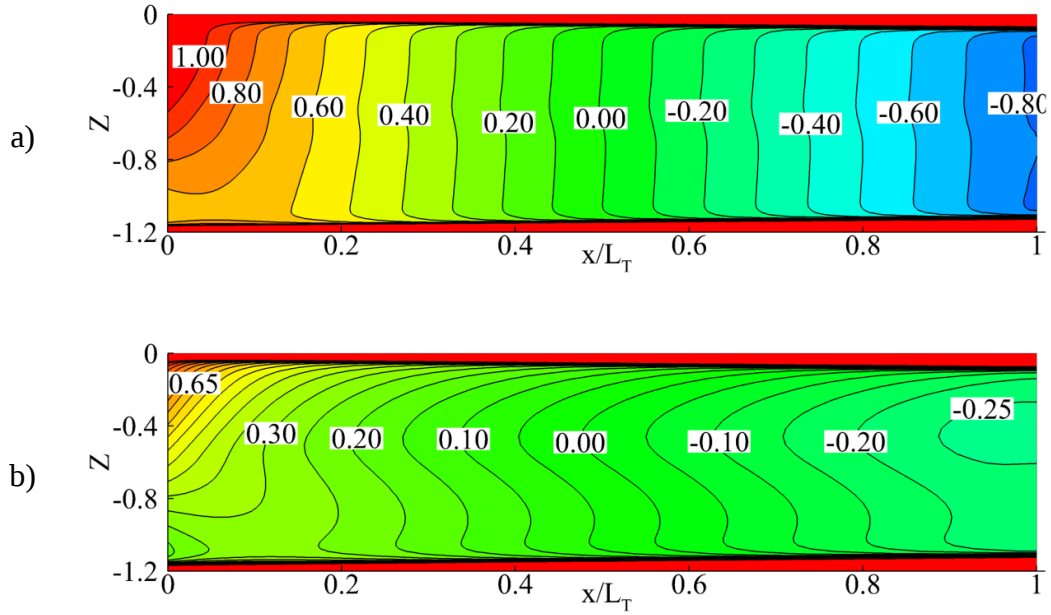
Şekil 4.18 : C_p grafiği; daralma a) çıkış, b) giriş.

Brandner ve diğ. (2008) bahsettikleri üzere, daralma girişinde $d_2 = 0$ olması durumunda, sınır tabaka içerisindeki hızın Görtler kararsızlığından dolayı bu bölgede akım ayrılması hadisesi oluşturma eğilimdedir. Fakat bu çalışmada, d_2 'nin sıfırdan farklı değerler aldığı Vaka-7 ve 8'de negatif τ_x değerleri gözükmemektedir. Sonuç olarak parametrik değerlerin; $r=5$, $L_c/h=4.75$, $x_c^i/L_c = 0.5$ ve $d_2 = 0$ olarak seçildiği daralma modeli en uygun daralma geometrisi olarak kabul edilmiştir.

Test kesiti boyunca gelişen sınır tabaka nedeniyle daralan sınır tabaka dışı akışın hızlanması ve dolayısıyla akım düzensizliğinin arttırmasına sebep olmaktadır. Test kesiti içerisinde akış düzgünlüğünü arttırmak ve basınç dağılımındaki farkı azaltmak için, test kesitinin yan duvarlarını bu duvarlar üzerinde hesaplanan sınırtabaka deplasman kalınlığı kadar genişletme yapılmıştır. Servis hızına göre gerçekleştirilmiş Vaka-3'te test kesitinin içinde sınır tabak yer değiştirme kalınlığı hesaplanmıştır. Test kesitinin çıkışında hesaplanan deplasman kalınlığı kadar, test kesiti yan duvarlarına açılma sağlanması ile akışın sınır tabaka gelişmesinden dolayı kaybettiği deplasmana bağlı hız değişimi kontrol edilmiş olunaacaktır. Test kesitinin uzunluğu ile boyutsuz olarak 1/625 orana sahip ve yan duvarlara testin çıkışındaki genişliği 1.516m olacak şekilde yan duvarlara açılma uygulanmıştır. Çizelge 4.7'de sonuçları verilen yan duvarlara açılımın uygulandığı geometrilerin Vaka-3* ve 9*'da analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, Şekil 4.19'de gsunulduğu üzere, açısız

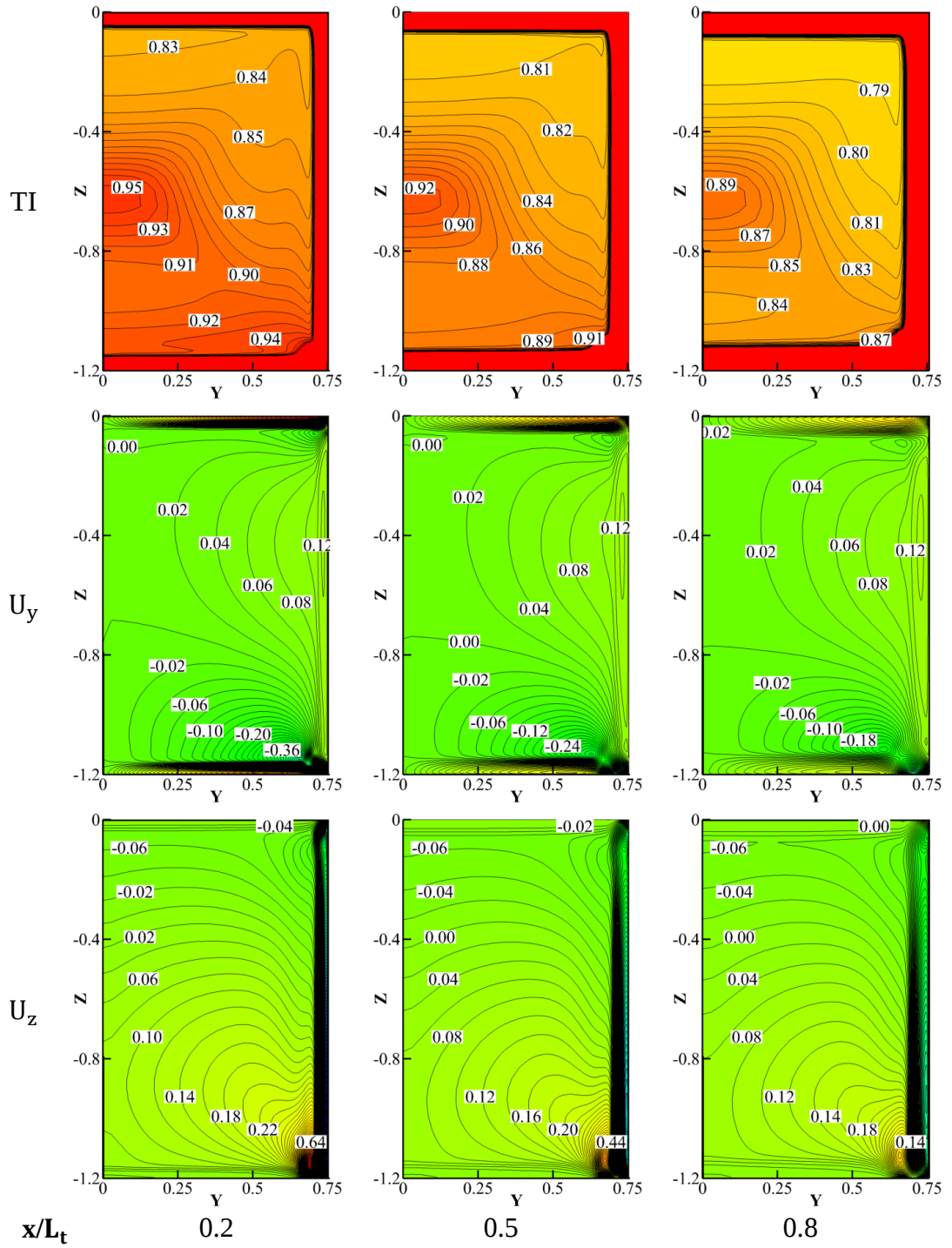
duvarlara sahip Vaka-3'le açılı duvara sahip Vaka-3*'lu ait akış yönündeki akım düzgünlüğünde (FU_x) büyük oranda iyileşme sağlanmıştır.

Bu uygulama ayrıca kavitasyon parametresini, test çıkışındaki σ_{min} değerinin 0.15'ten 0.13'e düşürerek olumlu olarak etkilemiştir. Bundan sonraki aşamada, seçilen daralma ve test yan duvarlarında açılımı sağlandığı geometri ile çalışmaya devam edilmiştir.



Şekil 4.19 : X-yönünde akım düzgünlüğü; Vaka a) 3, b) 3*.

Şekil 4.20'de seçilmiş olan daralma geometrisinin test kesiti içerisindeki hidrodinamik kriterlere olan etkisi incelenmiştir. Bu kriter, türbülans şiddeti (TI) ve her yöndeki akım düzensizliği (FU) için belirlenen limit değeri olan %1'in altında kaldığı görülmektedir. TI% (maks) = 0.95 iken, x, y ve z yönlerindeki FU%(maks) sırasıyla 0.65, 0.36 ve 0.64 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.20 : Türbülans şiddeti ve akım düzgünlüğünün % dağılımı.

4.2 Difüzör

Difüzör, Bölüm 2.3'te belirtildiği üzere akışı test kesitinden düzgün bir şekilde, akış kalitesini olumsuz şekilde etkilemeden uzaklaştırılabilmesi açısından hassas bir bölgedir. Özellikle kuvvetli ters basınç gradyanlarının etkisinden dolayı akım

ayrılmalarıyla karşılaşmak olasıdır. Özellikle akım ayrılmaları özellikle titreşim ve gürültü bakımından tüneli olumsuz olarak etkileyeceği de bilinen bir gerçektir. Difüzör bu karakteristiğinden dolayı, enerji kaybının yüksek olduğu bir bölgedir. Difüzör geometrisi bahsedilen sebeplerden ötürü, akışı modelleyebilme performansını incelemek, özellikle ayrılma hadisesini değerlendirebilmek için hesaplamalı uygulamalarda doğrulama çalışması olarak tercih edilen test geometrisidir.

Hidrodinamik özelliklerin tanıtıldığı Bölüm 2.3'te difüzör için belirlenen parametrelerin kontrolü ile akış hacmi oluşturulmuş ve Bölüm 3.2'de belirtilen çözücü ayarları ile HAD yöntemi kullanılarak bu kesit üzerinde inceleme yapılmış ve en uygun geometri tasarlanmıştır.

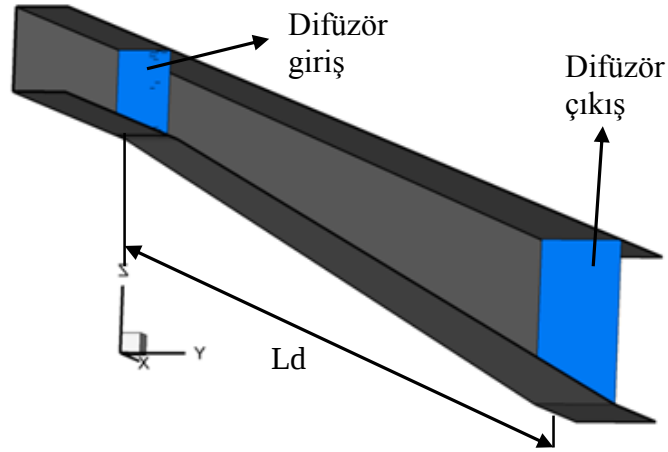
Sonuçlar incelenirken, özellikle akım ayrılmasının bulunmadığı ve minimum basınç kaybının sağlandığı difüzör geometrisinin belirlenmesi üzerinde durulmuştur. Tünelin maksimum uzunluğunun 40m'yi aşmaması gerektiğini düşünerek, difüzör olabildiğince kısa olacak şekilde, difüzör açısı ve genişleme oranı belirlenmiştir.

4.2.1 Difüzör geometrisi ve parametrik tasarım

Literatürde difüzörlerle ilgili çalışılmış örneklerde, simetrik yapıya sahip (genişlemenin her yönde eşit açı ile sağlandığı) geometriler (Gleed ve Saiva, 1967), asimetrik yapıya sahip modeller (Obi ve diğ., 1993) ve S tipte difüzörler ile (Lee ve diğ., 2013) karşılaşmak mümkündür. Bu çalışmada daha önceden belirtildiği üzere, günümüzde çalışmakta olan kavitasyon tünellerinde de örneklerine rastlanan asimetrik difüzör kullanılmıştır. Ayrıca daha önceki bölümlerde tünelin tavanında düz levha kullanılmasının avantajlarından bahsedilmiştir.

Bu bağlamda, benzer tünellerin verileri ışığında tasarlanacak geometri için başlıca parametreler; genişleme oranı (d) ve difüzör boyu (L_d) Şekil 4.21'deki gibi tanımlanmıştır.

Difüzör geometrisinin giriş kesiti 1.516m genişlik, 1.2m yükseklik değeri ile test kesitinin çıkışını oluşturmaktadır. Fakat difüzörün çıkışı, " d " (genişleme oranı) bağlı olarak kare kesit olacak şekilde denklem (4.9'deki gibi hesaplanmıştır

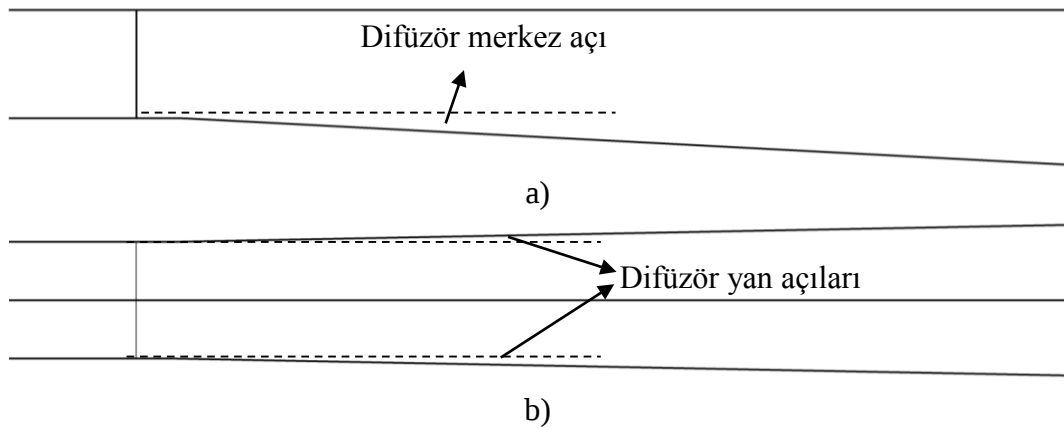


Şekil 4.21 : Sabit genişleme açılı difüzör modeli parametrik tasarımı.

$$H = B = d\sqrt{1.516^2 + 1.2^2} \quad (4.9)$$

Burada H ve B sırasıyla difüzör çıkış kesitinin yüksekliğini ve genişliğini belirtmektedir. Yapılan çalışmalarda, öngörülen d değerleri için hesaplanan kare kesite sahip difüzör çıkışını oluştururken, difüzör geometrisinin boyu açı kontrolü ile sağlanmıştır.

Burada difüzörün genişleme açısı, direkt olarak etkisinin olduğu difüzör boyu (L_d) dolaylı şekilde parametrik olarak ele alındığı için, boy kontrolü yerine Şekil 4.22’de gösterilen açılar ile birlikte incelenmiştir.



Şekil 4.22 : Sabit genişleme açısına sahip difüzör geometri taslağı; a) profil, b) üst görünüş.

Bu kısımda amaçlanan, genişleme için belirlenen d oranı ile difüzör boyunun olabildiğince kısa olmasıdır. Fakat difüzör geometrisi gereği, içerisinde ters basınç gradyanı etkili olduğu için, akım ayrılması oluşturma eğilimindedir. Bunun engellenmesi için difüzör açısının ya da d’nin olabildiğince düşük tutulması gerekir.

Genişleme oranının düşük olması demek, tünelin içerisinde difüzörün çıkış kesitine bağlı bölümlerin içinde sirküle olan akışın ortalama hızının yüksek olması demektir. Bu da tünel içerisinde toplam basınç kayıplarını arttıracaktır. Bu noktada parametrik tasarım üzerinden analizleri gerçekleştirilen vakalarda;

- Akım ayrılmasının bulunmaması
- Basınç kayıplarının minimum olması
- Bu bölgenin olabildiğince kısa olması ($L_d(\text{maks})=21\text{m}'$ yi geçmemeli)

olmak üzere üç temel kriterde kontroller sağlanmaktadır.

Difüzör giriş ve çıkış bölgesinde bulunan köşeler H_T 'nin beş katı yarıçapında bir yay eğrisi ile yumuşatılmıştır. Bu yumuşatma, bu bölümün ilerleyen kısımlarında basamaklı difüzör geometrisinin her basamağına da aynı şekilde uygulanmıştır.

4.2.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi

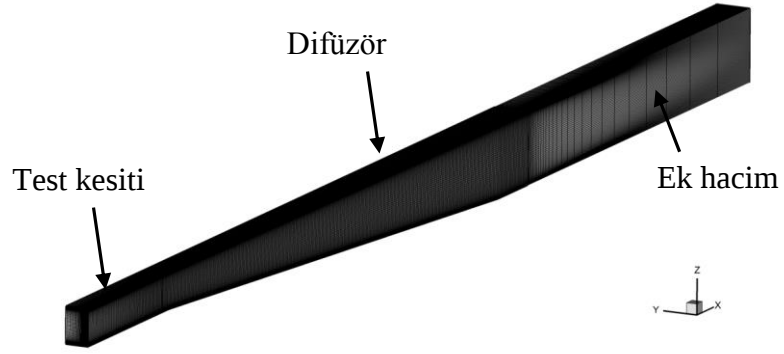
Bu kısım, daralma için yapılan kabuller ile Bölüm 4.1.2 'de bahsi geçen hesaplama teknikleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Test kesiti içerisinde gelişmiş akışı difüzöre yansıtabilmek için, akış hacmi içerisinde test kesiti da dâhil edilmiştir. Ayrıca, çalışmanın bu bölümünden önce bir dirsek modeli üzerinde inceleme yapılmadığı için, difüzörün çıkışındaki akışı çıkış sınırı etkisinden bağımsız olarak modelleyebilmek adına, difüzörün çıkışından itibaren dirsek geometrisi konulması yerine, düz devam eden ek bir hacim akış hacmine dâhil edilmiştir.

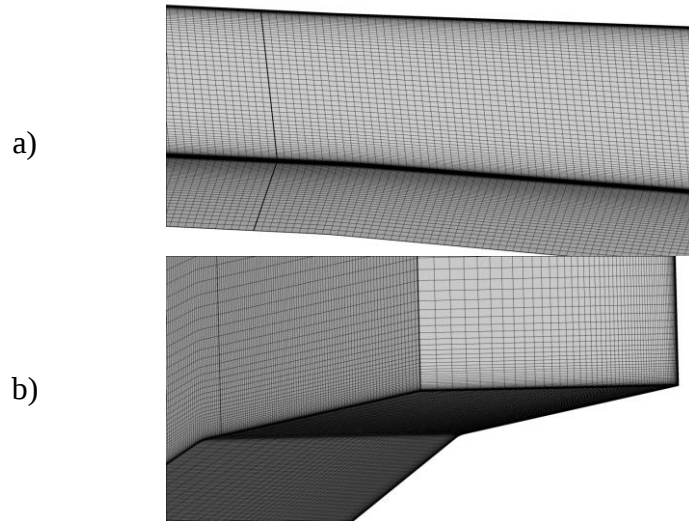
Bu hacmin içerisindeki akışı, hızlı ve hata oranı düşük bir şekilde hesaplayabilmek için düzgün yapıda hücrelerden oluşan Şekil 4.23'deki şekilde "H" tipi çözüm ağı modeli oluşturulmuştur.

Şekil 4.24'te gösterilen çözüm ağı modelinde özellikle sınır tabaka içerisindeki yan oranlara dikkat edilerek hücreler boyutlandırılmıştır.

Bu kısımda analizlerin gerçekleştirildiği bütün akış hacimlerinde çözüm ağını oluşturulurken Çizelge 4.8'de verilen detaylara göre boyutlandırılmıştır.



Şekil 4.23 : Difüzör akış hacmine ve yüzeyler üzerinde çözüm ağı modeli.



Şekil 4.24 : Difüzör detay ağı modeli; a) difüzör girişi yüzeyi, b) test girişi kesiti.

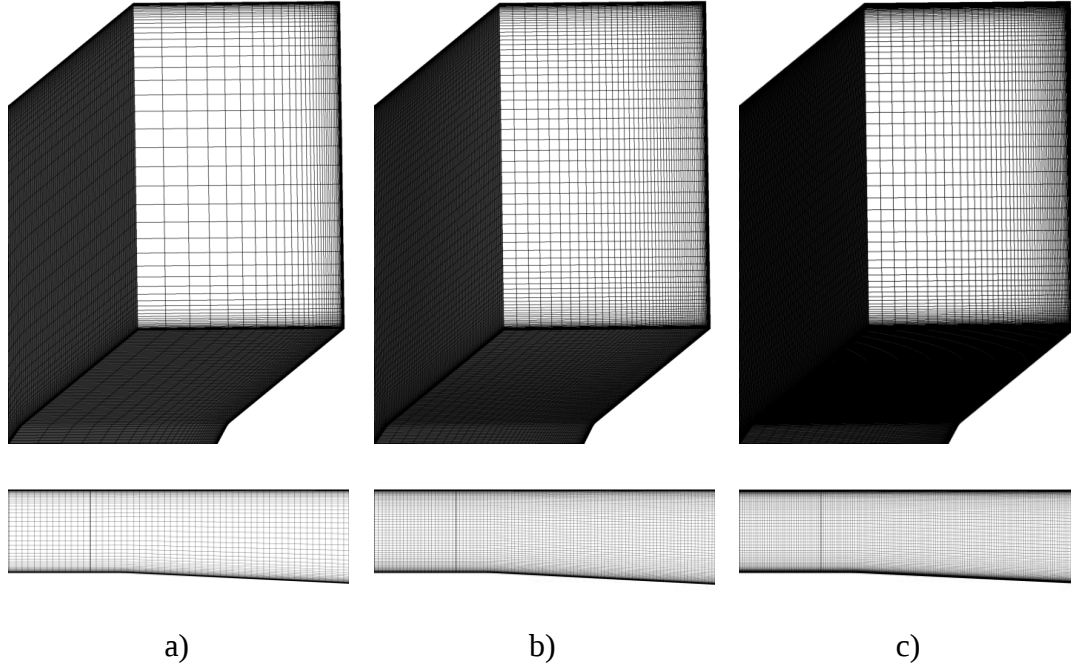
Çizelge 4.8 : Difüzör için çözüm ağı modeli genel bilgileri.

y^+	50	
Yan oran	60	
L_c (min)	30	(mm)
Δs (test kesitinde)	0.42	(mm)
Büyüme oranı (test kesitinde)	1.15	
Δs (dif. çıkışında)	1	(mm)
Büyüme oranı (dif. çıkışında)	1.1	

4.2.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması

Difüzöre ait çözüm ağı modelinin sonuçlar üzerindeki hassasiyetini ölçebilmek adına ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Özellikle ters basınç gradyanlarının etkili olmaya başladığı duvar cidarı kısmına ait Şekil 4.25'te gösterildiği üzere hücre yoğunluğu farklı hücrelerden oluşan üç farklı model üzerinde sonuçlar incelenmiştir.

Tanımlanmış olan çözüm ağlarına ait sonuçlar Çizelge 4.9’de detaylı olarak verilmiştir. Sonuçlar değerlendirildiğinde, özellikle $C_{f\min}$ değerlerindeki %0.8 bağıl hataya sahip B olarak adlandırılmış, yaklaşık 3.4 milyon hücreye sahip çözüm ağı modeli yapılan hesaplamalarda kullanmak için uygun olarak kabul edilmiştir.



Şekil 4.25 : Ağ modellerine ait yüzey ve hacim görselleri; a)kaba, b)normal, c)iyi.

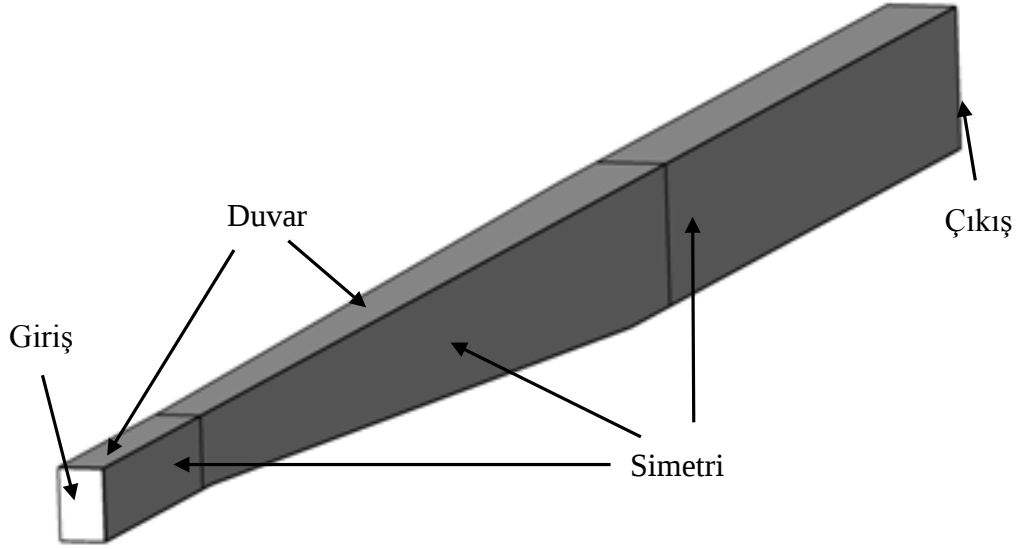
Çizelge 4.9 : Difüzör için ağdan bağımsızlık sonuçları.

Çözüm ağı	Hücre sayısı	Basınç kaybı (Pa)	Hata %	C_f (min)	Hata %
A	977,600	445.0	3.1	-0.829	5.9
B	3,391,200	428.6	0.7	-0.789	0.8
C	6,916,000	431.5	0	-0.783	0

4.2.3 Sınır koşulları

Difüzör için tanımlanmış olan iki ana parametrenin farklı değerleri için ve bu parametrelerin incelenmesi sonucu yapılan bazı modifikasyonlarda da Şekil 4.26’te belirtilmiş şekilde sınırlara uygun atamalar yapılmıştır.

Hız giriş koşulu tanımlanmış olan yüzeye, x yönünde ve her yerde eşit hıza sahip su girişi tanımlanmıştır. Bu sınır koşulu, test kesitinin girişine denk geldiği için daha önce Bölüm 4.1’de %1’ e yakın olarak hesaplanmış ve türbülans şiddeti tanımlanmıştır.



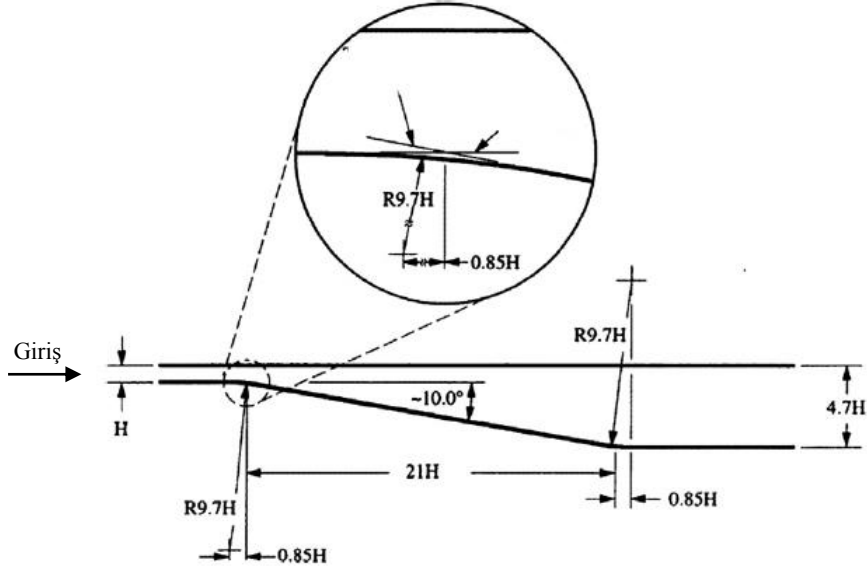
Şekil 4.26 : Difüzör akış hacmine ait sınır koşullar.

Difüzörün çıkışından sonra “ek” olarak adlandırılan hacim içerisinde bir inceleme yapılmayacağından dolayı ve de basınç kayıplarında etkisi olmaması için bu kısmın yüzeylerine simetri koşulu verilmiştir.

4.2.4 Geçerleme çalışması

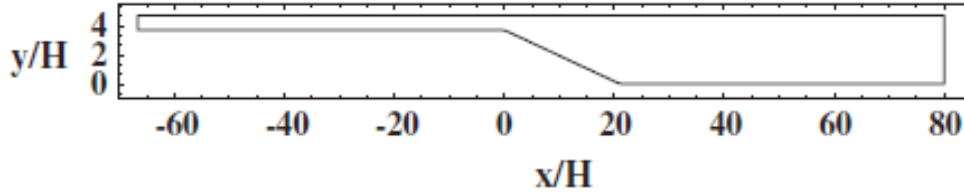
Geçerleme çalışması, literatürde deney ve farklı türbülans modelleri ile hesaplamalı sonuçları mevcut olan 2B asimetrik difüzör üzerinde gerçekleştirilmiştir. Geçerleme çalışmasında, akış hacmi içerisinde ters basınç gradyanları nedeniyle akım ayrılması bulunmaktadır (El-Behery ve Hamed, 2011). Bu kısımda elde edilecek doğru akım hatları ve basınç dağılımı, tez kapsamında tasarlanan difüzör modeli üzerinde doğru yargılarda bulunulmasına olanak sağlayacaktır.

Şekil 4.27’de verilen geçerleme çalışmasına ait geometri üç farklı ana akış hacminden oluşmaktadır. Akışın kanala giriş yaptığı kısım özellikle uzun tutulmuştur. Bunun nedeni difüzöre gelecek akımın tam gelişmiş türbülanslı akım olması istenmesidir. Bu kısımda Reynolds sayısı giriş hacminin yüksekliği H ve buna orantılı olarak akış hızı ile 18,000 olarak analiz gerçekleştirilmiştir (Buice ve Eaton, 2000), (Obi ve diğ., 1993).



Şekil 4.27 : Buice-Eaton difüzör taslağı (Buice ve Eaton, 2000).

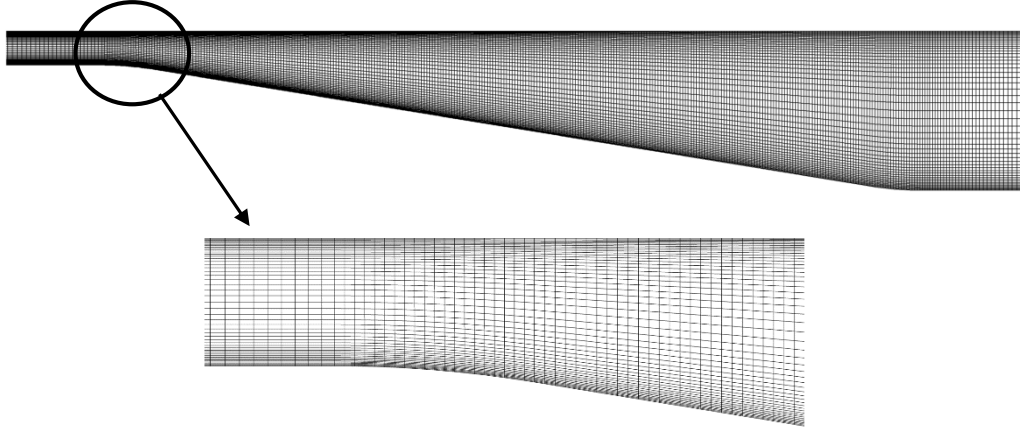
Akış hacmi Şekil 4.28’de verilmiştir. Sınır koşulları, girişte hız girişi, çıkışta dışa akış ve geri kalan yan yüzeylerde ise duvar koşulu olarak atanmıştır. Giriş kısmı $74H$ ve çıkış kısmı da $60H$ uzunluğa sahiptir.



Şekil 4.28 : Doğrulama çalışması için akış hacmi.

24,450 hücreden oluşan “H” tipi çözüm ağı modeli Şekil 4.29’de verilmiş ve sonlu hacimler yöntemi ile ele alınan model Bölüm 3.2’ye göre analiz gerçekleştirilmiştir.

Sonuçların incelenmesi C_p , C_f ve akım ayrılmasının başlangıç ve bitiş konumlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması ile yapılmıştır. Çözüm sonucunda taban ve tavanda y^+ değişim grafiği Şekil 4.30’de verilmiştir.

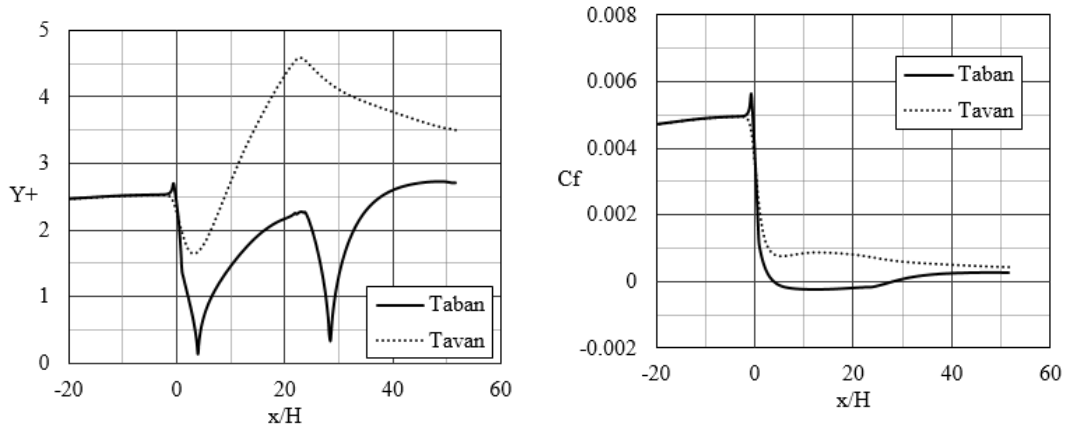


Şekil 4.29 : Doğrulama modeli çözüm ağı modeli.

Model üzerindeki akım ayrılmasının başlangıç ve bitiş konumlarını karşılaştırılması Çizelge 4.10’te, C_p garfğininin karşılaştırılması ise Şekil 4.32’te verilmiştir. Sonuçlar, mevcut literatürde yapılmış HAD analizlerinden daha iyi neticelenmiştir.

Çizelge 4.10 : Sonuçlarının karşılaştırılması (El-Behery ve Hamed, 2011).

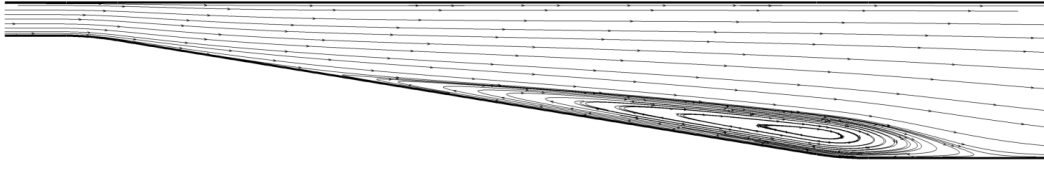
		Deney	Bu Çalışma	Literatür (SST)
Ayrılma	(x/H)	7.4	4.8	2.15
Birleşme	(x/H)	29.2	28.3	30.15



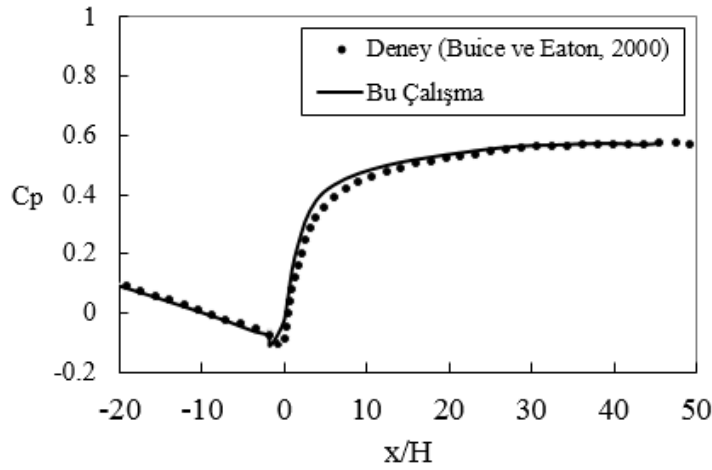
Şekil 4.30 : y^+ ve sürtünme katsayısına ait grafikler.

Ayrılmanın olduğu bölgeye ait akım hatları Şekil 4.31’deki gibidir. Geçerleme çalışmasıyla, olası bir akım ayrılmasının modellenebildiği net bir şekilde gösterilmiştir. İncelenen vakalarda ayrılma hadisesinin olmadığı geometri

tasarlanmaya çalışıldığı için, ayrılmanın başlangıcının yakalanması yeterlidir. Dolayısıyla ayrılmanın daha iyi modellenmesine yönelik bir çalışma yapılmamıştır.



Şekil 4.31 : Validasyon vakası akış hacmi içerisindeki akım hatları.



Şekil 4.32 : C_p grafiklerinin karşılaştırması.

Geçerleme çalışması sonucunda deneysel sonuçlar ile uyum içerisinde olduğu ve kullanılan türbülans modeli ile literatürden daha iyi sonuçların elde edildiğini göstermiştir. Difüzör çalışmalarında, validasyon vakasında elde edilen yaklaşımlar kullanılmıştır.

4.2.5 Analizler

Difüzör dizaynı için gerçekleştirilen bütün 3B analizlerde Bölüm 3.2’de bahsedilen yaklaşımlar ele alınmıştır. Analizlerin optimizasyon kısmı, tünelin servis hızı olarak belirlenen test kesitinde 10m/s akış hızı referans olarak yapılmıştır. Optimum olarak belirlenen model üzerinde; maksimum hız olan 15m/s ve düşük akış hızı olarak da 2m/s lik hızlarla çözümler yapılmıştır.

Hazırlanan bütün modeller ortalama analiz süreleri ve hesaplamaların gerçekleştiği platformlar hakkında detaylar Çizelge 4.11’teki gibidir.

Çizelge 4.11 : Difüzör analizlerinde kullanılan sistem detayları.

Platform	İşlemci	RAM (GB)	Süre (saat)
Dell İş İstasyonu	4 adet Intel Xeon E3-1270 3.5GHZ	16	18
Dell Sunucu	16 adet AMD Opteron 6174	128	12

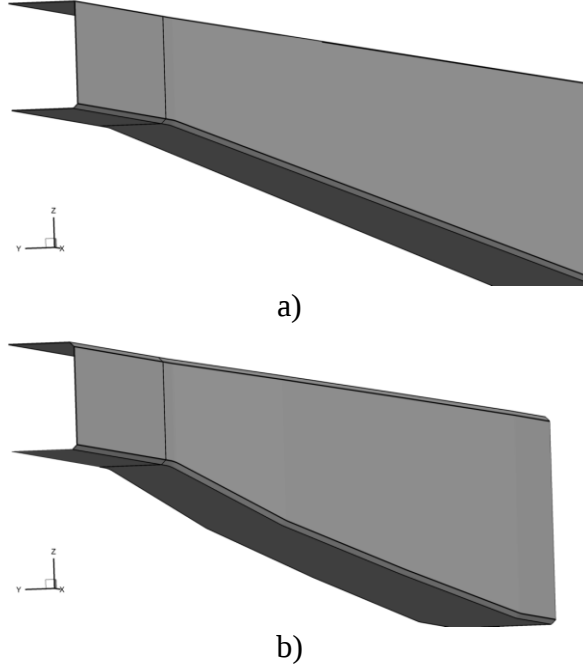
4.2.5.1 Genişleme açısı ve genişleme oranı

Bu kısımda incelenen iki parametre birbirlerini direkt olarak etkiledikleri için ilgili çalışmaların hepsi aynı başlık altında ele alınmıştır.

Bu kısımda yapılan çalışma, belli bir çözüm matrisini tarayarak gerçekleştirilen bir optimizasyon çalışması içermediğinden, her dizayn noktasından elde edilen tecrübeye göre bir sonraki dizayn noktası oluşturulmuştur.

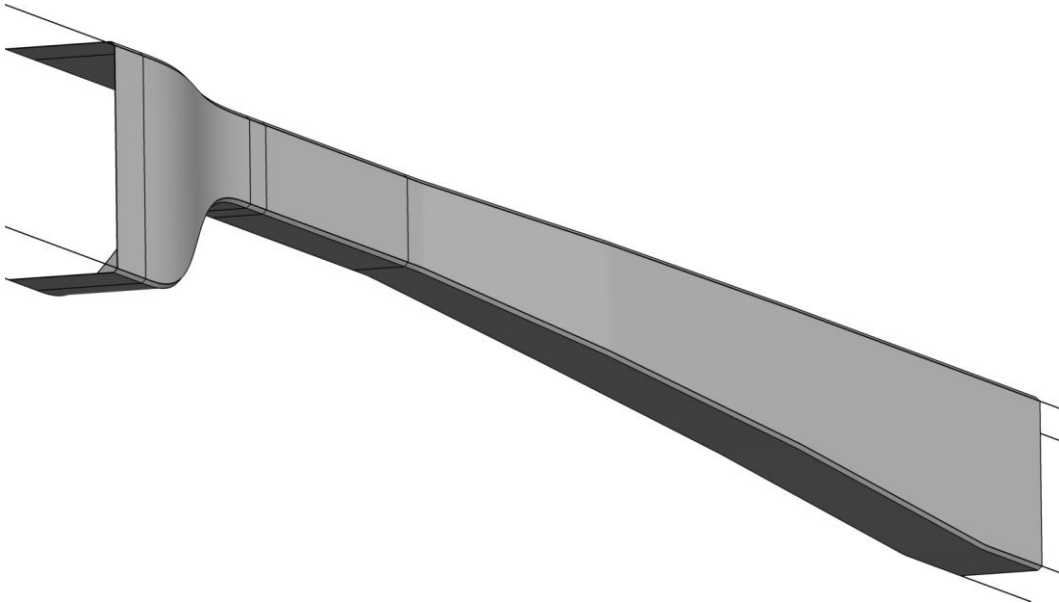
Bu mantıkla oluşturulan çözüm matrisini temel olarak üç ana kısımda değerlendirebiliriz;

- Birinci kısımda, sabit genişleme açısına sahip olan modeller incelenmiştir. Bu modeller Şekil 4.33'te gösterilen modellere benzer olarak akış hacmi oluşturulmuştur. Difüzörden hemen önce test odası ve difüzörden hemen sonra ise ek hacim ile ele alınmıştır.
- İkinci kısımda ise, istenen kriterlerde sonuçlara ulaşılamadığından, difüzör içerisinde duvarların kesiştiği bölgelerde oluşan akım ayrılmalarını giderebilmek için bu kısımlara akış hacmi boyunca pah verilmiştir (Şekil 4.33).
- Son olarak, her ne kadar pah verilmiş geometrilere ait sonuçlarda ciddi anlamda gelişme kaydedilmiş olsa da, difüzörün daha verimli hale getirilebilmesi için basamaklı yapıya sahip modeller üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.33 : Difüzör geometrisinde pah iyileştirmesi; a) taban, b) taban ve tavan.

Akış hacminin içerisinde eliptik yapıya sahip akış rejimi bulunduğundan, son aşamada kontrol hacmine ek olarak daralma da dahil edilmiştir. Şekil 4.34’te daralmanın dahil edildiği ve basamaklı yapıya sahip olan difüzör modelini görmek mümkündür.



Şekil 4.34 : Genişletilmiş akış hacmi.

Yapılan ilk hesaplamalarda genişleme oranı ve açısının etkisinin anlaşılması amaçlanmıştır. Böylece Çizelge 4.12’de belirtilen vakaların analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarında; akım ayrılmasının mevcut olduğu vakalar

için akım ayrılması boyunun “ L_s ”, difüzör boyu “ L_d ” ile boyutsuzlaştırılmış sonuçları ve denklem (4.10)’deki gibi hesaplanan difüzör boyunca oluşan basınç kaybı ΔP olmak üzere iki ana kriter üzerinden karşılaştırma yapılmıştır.

$$\Delta P = \left(\bar{P}_1 + \frac{1}{2} \rho \bar{U}_1^2 \right) - \left(\bar{P}_2 + \frac{1}{2} \rho \bar{U}_2^2 \right) \quad (4.10)$$

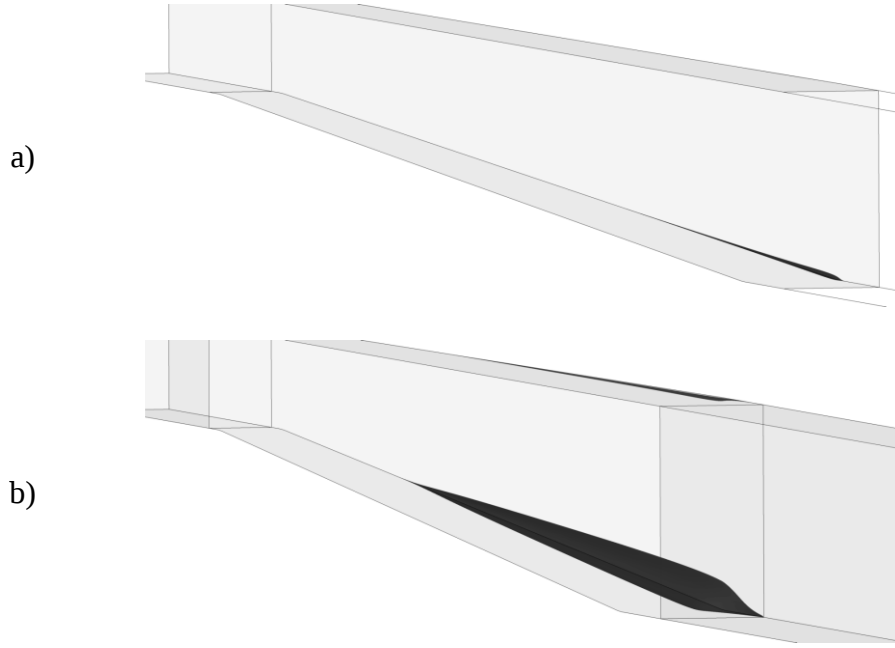
Burada, $\bar{P}_1$ ve $\bar{U}_1$ difüzör giriş kesitinde, sırasıyla ortalama basınç ve akış yönündeki ortalama hız değerlerini, benzer olarak $\bar{P}_2$ ve $\bar{U}_2$ ise difüzör çıkış kesitindeki ortalama değerleri temsil etmektedir.

Çizelge 4.12 : Farklı sabit aç ve d oranları için oluşturulan vakalar.

Vaka	d	L_d (m)	Taban açı	Yan açı	x_i (m)		τ_x (min) (Pa)		L_s/L_d	ΔP (Pa)
					Taban	Tavan	Taban	Tavan		
1	3.0	22	2.9	1.1	8.261	9.790	-0.527	-0.251	0.632	3531
2	3.0	24	2.7	1.0	10.728	12.120	-0.505	-0.195	0.557	4736
3	3.0	26	2.5	0.9	12.038	14.560	-0.302	-0.179	0.535	3622
4	3.5	20	3.7	1.4	4.140	5.301	-1.455	-0.416	0.878	4043
5	3.5	22	3.4	1.3	5.170	6.534	-0.995	-0.380	0.820	3828
6	3.5	24	3.1	1.2	6.384	7.944	-0.705	-0.320	0.791	3744

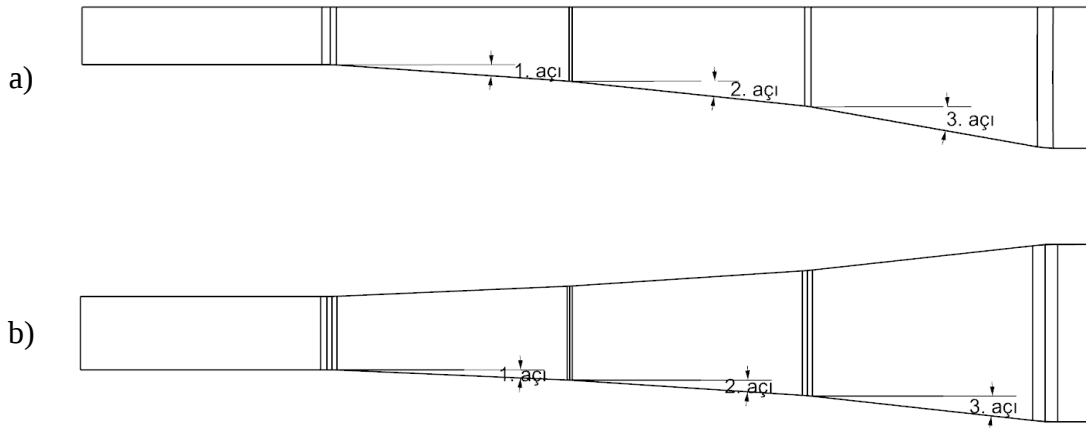
Sonuçları incelendiğinde vakaların hepsinde, difüzör içinde ayrılma hadisesine rastlanmıştır. Her bir vaka için ayrılmaların başladığı difüzör girişinden itibaren x_i mesafeleri çizelgelerde verilmiştir. Genişleme açısının artmasıyla ayrılma hadisesinin başlangıç noktasının test kesitine yaklaştığı açık bir şekilde görülmektedir. Bunun bir etkisi olarak ayrılma bölgesinin uzunluğu da Şekil 4.35’de görüldüğü üzere hızlı bir şekilde artmaktadır.

Vaka-3’te akım ayrılması çok küçük bir hacme sahip olmasına karşın, difüzör boyu fazlasıyla uzundur. Sonuçlar incelendiğinde, difüzör boyunca sabit bir genişleme açısı ile oluşturulan geometrilerden istenilen sonuçların alınamayacağı anlaşılmıştır.



Şekil 4.35 : Ayrılma hadisesi; Vaka a) 3, b) 4.

Difüzör uzunluğunu kısaltmak için, bundan sonra vakalar Şekil 4.36’te taslakta gösterildiği üzere, difüzör boyu doğrultusunda üç eş parçaya ayırarak her kısma farklı genişleme açılarının uygulandığı geometriler ile oluşturulmuştur.



Şekil 4.36 : Basamaklı yapıya sahip difüzör geometrisi; a) profilden, b) üstten.

Bu çizelgede verilen vakaların basamak açıları belirlenirken, her iki taban ve yan açıların aynı eğilimde olmasındansa, daha baskın olan taban açılarının giderek artan, yan duvarların ise giderek küçülen açılar ile ifade edilmesi uygun görülmüştür. Böylelikle basınç gradyanlarının direkt olarak etkileyecek olan, akış yönünde ilerledikçe artan kesit kesit alanların da ani değişimi önlenmiştir.

Her iki yönde uygulanan basamaklı açılmanın etkisi ile difüzörün tavan köşesinde de akım ayrılması oluşmaya başlamaktadır. Her ne kadar çoğu vakada bu bölgedeki akım ayrılmaları hacimsel olarak çok zayıf olsa da, ayrılmaların bertaraf edilmesi gerekmektedir.

Vaka-7 ve 8 karşılaştırıldığında, minimum kayma gerilmelerindeki farka rağmen basınç kayıplarının eşit olduğu gözlenmiştir. Vaka-7'deki akım ayrılmasının daha geç başladığı sonuçlardan görülmektedir. Özellikle üçüncü basamaktan itibaren ayrılmanın etkisi büyüyen açı ile birlikte artmaktadır. Buna karşın Vaka-8'de nispeten daha önce başlamış olan akım ayrılması yoğunluğunu koruyarak devam etmektedir.

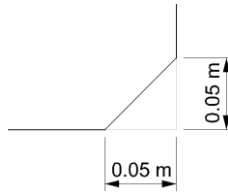
Çizelge 4.12'de, basınç kaybı açısından en düşük değere sahip olan Vaka-1 difüzör geometrisi basamaklı olan Vaka-7 ile karşılaştırıldığında beklenen ölçüde iyi sonuç alınamadığı anlaşılmaktadır. Çizelge 4.13'te verilen vakaların sonuçları Çizelge 4.14'te incelendiğinde, difüzörün köşelerinde oluşan akım ayrılmaları tam olarak bertaraf edilemediği görülmüştür. Bundan dolayı, Vaka-9'dan itibaren geometri boyunca tabandaki köşeye Şekil 4.33'teki gibi pah uygulaması yapılmıştır. Kullanılan pahın, sınır tabakanın dışına çıkmayacak ve akım ayrılmalarını boyuna yakın olacak şekilde, Şekil 4.37'da gösterildiği üzere, 5 cm olarak boyutlandırılmasının uygun olduğuna karar verilmiştir.

Çizelge 4.13 : Basamaklı yapıdaki difüzör geometrik özellikleri.

Vaka	d	L_d (m)	Taban açısı			Yan açısı		
			1	2	3	1	2	3
7	3.0	22	2.45	2.91	3.41	1.20	1.10	0.90
8	3.0	22	2.00	2.91	3.86	1.30	1.10	0.82
9	4.0	18	3.00	4.80	6.32	2.20	1.90	1.55
10	3.0	18	2.70	3.60	4.12	1.60	1.30	1.03
11	3.0	18	3.00	3.60	4.12	1.6	1.30	1.03
12	3.0	18	3.00	3.20	4.52	1.40	1.20	1.23
13	3.0	20	3.00	3.20	3.45	1.40	1.20	0.94

Çizelge 4.14 : Basamaklı yapıdaki difüzör sonuçları.

Vaka	$\tau_{x \min}$ (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d		ΔP (Pa)
	Taban	Tavan	Taban	Tavan	Taban	Tavan	
7	-0.651	-0.285	8.668	10.252	0.660	0.547	3644
8	-0.800	-0.310	9.130	10.516	0.651	0.562	3833
9	-9.200	-1.280	6.210	8.046	0.845	0.733	5196
10	-2.180	-0.572	12.006	9.360	0.379	0.504	3509
11	-1.571	-0.630	12.132	9.270	0.359	0.497	3359
12	-1.160	-0.650	11.898	10.620	0.366	0.426	3246
13	-0.565	-0.322	15.980	11.480	0.215	0.431	3365

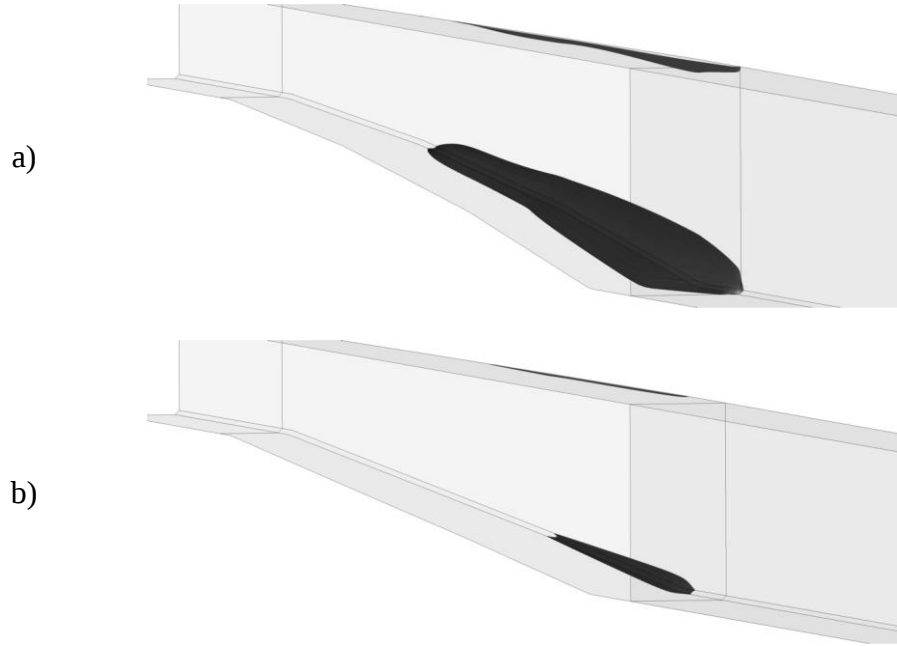


Şekil 4.37 : Pah ölçülendirmesi.

Taban köşesinde yapılan pah modifikasyonun sonuçları önemli ölçüde iyileştirileceği öngörüldüğünden dolayı, bu geometrik iyileştirme ilk olarak d=4 olan Vaka-9 modeli üzerinde incelenmiştir. Fakat sonuç olarak, basınç kaybından da anlaşıldığı üzere çok ciddi ölçülerde akım ayrılması hadisesi gerçekleşmiştir (Şekil 4.38).

Vaka-12 ve 13 karşılaştırıldığında, mevcut basınç kaybında akım ayrılmasının baskın olduğu söylenebilir. Vaka-13'te difüzör boyu daha uzun olmasına rağmen basınç kaybı üzerinde çok ciddi bir fark bulunmamaktadır.

Herhangi bir vakada akım ayrılması hadisesi giderilemediği ve genel olarak ayrılma başlangıcı ikinci basamağın başı civarında olduğu için, difüzör tabanında genişleme açısının büyükten azalarak ölçülendirilmesi incelenmiştir. Böylelikle ayrılma hadisesinin gerçekleşme ihtimalinin düşük olduğu birinci basamakta en geniş açı kullanılarak enerji kaybını bu bölgede yoğunlaştırılmış olur. Dolayısıyla bu adımdan itibaren ters basınç gradyanının etkisi azaltılacağı düşünülmektedir. Bu sırada tabandaki açı değişiminin etkisini iyi bir şekilde gözlemleyebilmek için, yan duvarlardaki açı davranışında bir değişiklik yapılmamıştır. Analizleri gerçekleştirilen vakaların geometrik özellikleri Çizelge 4.15'deki gibidir.



Şekil 4.38 : Akım ayrılması hadisesi; Vaka a) 9, b) 12.

Çizelge 4.15 : Taban açısı küçülerek değişen vakaların geometri özellikleri.

Vaka	d	L_d (m)	Taban açısı			Yan açısı		
			1	2	3	1	2	3
14	3.0	18	3.90	3.60	3.22	1.40	1.20	1.23
15	3.0	20	3.60	3.20	2.85	1.30	1.20	1.04
16	3.0	20	3.60	3.20	2.85	1.18	1.18	1.18
17	3.0	19	3.90	3.40	2.85	1.24	1.24	1.24
18	3.0	19	4.20	3.40	2.55	1.24	1.24	1.24
19	3.0	19	4.20	3.40	2.55	1.60	1.20	0.93
20	3.0	19	4.20	3.40	2.55	1.80	1.10	0.83
21	3.0	18	4.60	3.50	2.62	1.80	1.20	0.93
22	3.0	18	4.60	3.50	2.62	0.93	1.20	1.80

Çizelge 4.16’da akım ayrılmalarının boyutsuz uzunluklarına bakıldığında, bütün vakalarda Çizelge 4.14’teki sonuçlara göre belirgin kısalma gözlemlenmektedir. İlk olarak, açı değişiminin incelendiği bu vakaların arasında, Vaka-14 ve 15’te farklı difüzör uzunluklarının sonuçları karşılaştırılmıştır. Vaka-15’te akım ayrılmasının önemli ölçüde azalmasından dolayı basınç kaybında belirgin bir azalma mevcuttur. Geri kalan vakalar, difüzör boyunu kısaltmaya yönelik çalışmaları içermektedir.

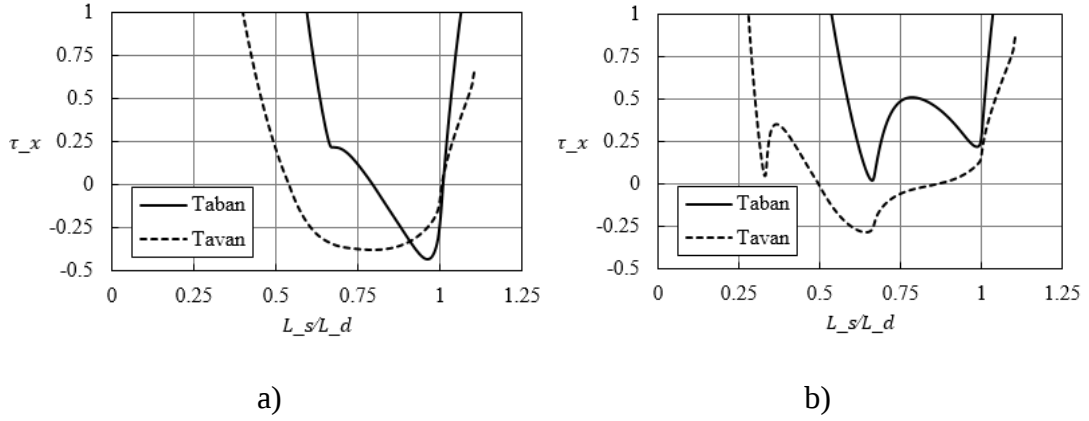
Çizelge 4.16 : Taban açısı küçülerek değişen vakaların sonuçları.

Vaka	$\tau_{x \min}$ (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d		ΔP (Pa)
	Taban	Tavan	Taban	Tavan	Taban	Tavan	
14	-0.770	-0.500	11.520	8.964	0.379	0.514	3143
15	-0.144	-0.245	18.360	11.340	0.084	0.429	3082
16	-0.330	-0.304	17.040	11.860	0.155	0.411	3170
17	-0.430	-0.378	15.124	10.260	0.214	0.466	3122
18	-0.147	-0.310	17.195	9.994	0.097	0.477	3029
19	-	-0.288	-	9.386	-	0.382	2814
20	-	-0.175	-	5.415	-	0.253	2807
21	-0.150	-1.005	11.070	4.860	0.058	0.537	2825
22	-1.000	-0.930	12.618	10.386	0.322	0.457	3218

Tabandaki açı değişiminin etkisini tam olarak inceleyebilmek için, Vaka-15'in basamaklı yapıya sahip yan duvarları, sabit 1.18 derecelik açı genişleyen geometriye sahip Vaka-16 ile analiz edilmiştir. Sonuç olarak akım ayrılmasının uzunluğu tavan ve tabandaki köşelerde artmış, buna bağlı olarak enerji kaybı da yükselmiştir.

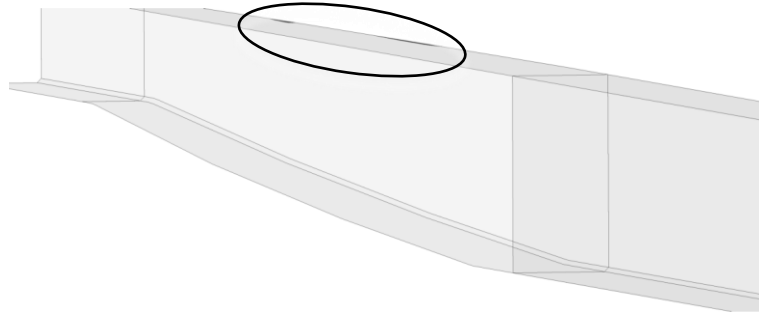
Önceki vakalarda, özellikle birinci basamak civarında akım ayrılması görülmediğinden, difüzör boyunun 1m kısaltıldığı Vaka-17'de, açıdaki artış ağırlıklı olarak birinci genişleme açısına yansıtılmış, ikinci genişleme açısında artma oranı biraz daha azaltılmış ve üçüncü açıda bir değişim yapılmamıştır. Bu vakanın yan duvarlarındaki açı ise d oranına bağlı olarak difüzör çıkışındaki kare kesite uygun olacak şekilde sabit 1.24 derecelik açı ile kontrol edilmiştir. Sonuç olarak akım ayrılmalarında bir miktar gelişme olsa da, boyun kısalmasına bağlı olarak sürtünmede kaybedilen enerji azaldığı için toplam basınç kaybında az da olsa düşüş elde edilmiştir.

Şekil 4.39_a'da sunulan, Vaka-17'ye ait x-yönündeki kayma gerilmeleri incelendiğinde, taban kısmı için, üçüncü basamakta ani bir düşüşle akım ayrılması başladığı görülmektedir. Bunu engellemek için Vaka-18'de birinci açı genişletilmiş ve üçüncü açı daraltılmıştır. Bu değişim, tabandaki akım ayrılmasının daha ileri bir noktada başlamasını ve küçülmesini sağlamıştır. Vaka-19'da ise taban açıları ile oynamak yerine yan duvarların açılarını birincisi en geniş açı olacak şekilde basamaklı yapıda geometri oluşturulmuştur. Böylelikle Şekil 4.39_(b)'de kayma gerilmelerinin birinci basamakta ani bir düşüş yaptığı ve ardından kendini topladığını ve ayrılmayı bertaraf edebildiği rahatlıkla gözükmemektedir. Aynı zamanda bu değişim tavandaki ayrılmayı da küçültmektedir.



Şekil 4.39 : Kayma gerilmesi dağılımı; Vaka a)17, b)19.

Vaka-19'un tavanında bulunan ve yaklaşık olarak üçüncü basamağın başlarında oluşan akım ayrılmasını yok etmek için Vaka-20'deki gibi yan duvarların açıları ile değişiklik yapılmıştır. Bu değişiklik, kayma gerilmesini yükseltmiş ve ayrılma bölgesini bir miktar daha küçültmüştür (Şekil 4.40).



Şekil 4.40 : Vaka-20 için akım ayrılması hadisesi.

Vaka-21'e ait difüzör geometrisinin tabanında birinci basamağın açısı daha da genişletilerek 4.6 dereceye çıkartılmış fakat olumlu sonuç alınamamıştır. Farklı bir basamak kombinasyonunu denemek için, Vaka-22'de yan duvarların açılım sırası tam tersine çevrilmiş (birinci basamaktan itibaren küçükten büyüye olacak şekilde), ancak beklendiği üzere yine olumlu bir sonuç alınamamıştır. Üçüncü basamağa doğru artma eğiliminde olan akım ayrılması daha da artarak basınç kayıplarını yükseltmiştir.

Basamaklı difüzör yapısı için farklı açı değerleri için geometriler taranmış fakat herhangi bir vakada sonuçlar daha fazla geliştirilememiştir. Bundan dolayı Şekil 4.33_(b)'de gösterilmiş olan, tavanda bulunan köşelere de aynı ölçüde pah verilmiştir. Yapılan bu geometrik iyileştirmenin yapıldığı vakaların özellikleri Çizelge 4.17'da sunulmuştur.

Çizelge 4.17 : Tavan ve tabanda pah olan modellerin geometrik özellikleri.

Vaka	d	L_d (m)	Taban açısı			Yan açısı		
			1	2	3	1	2	3
23	3.0	19	4.20	3.40	2.55	1.60	1.20	0.93
24	3.0	19	4.40	3.30	2.45	1.60	1.20	0.93
25	3.0	19	4.50	3.20	2.45	1.60	1.20	0.93
26	3.0	18	4.60	3.30	2.82	1.60	1.30	1.03
27	3.2	19	4.80	3.40	2.64	1.60	1.30	1.17

Çizelge 4.16’da, Vaka-19 ve 20 ye ait kayma gerilmelerine ait değişimin incelenmesi neticesinde, her iki köşeye de pah uygulaması yapılmış modelin incelenmesi için Vaka-19 daha uygun görülmüştür. Buradaki geometrik özellikler Vaka-23’te uygulanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Bu vakaya ait sonuçlar sonraki adımlar için referans niteliği taşımıştır. Bu kapsamda tasarlanan geometrilerin analiz sonuçları Çizelge 4.18’de verilmiştir.

Çizelge 4.18 : Tavan ve tabanda pah olan vakaların sonuçları.

Vaka	τ_x (min) (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d		ΔP (Pa)
	Taban	Tavan	Taban	Tavan	Taban	Tavan	
23	-0.130	-	11.856	-	0.052	-	3181
24	-0.030	-	12.198	-	0.027	-	2866
25	-	-	-	-	-	-	2758
26	-	-0.130	-	6.460	-	0.298	2780
27	-0.610	-	9.918	-	0.483	-	2937

Vaka-25’e ait sonuçlar ışığında, ilk basamağa ait açının genişlemesi sonucu Vaka-25’te test kesitinde 10m/s akış hızı için gerçekleştirilen analizde herhangi akım ayrılması hadisesine rastlanmamıştır. Dolayısıyla elde edilen minimum basınç kaybı bu vakada elde edilmiştir.

Difüzör boyu ve daralma oranı (d) bakımından elde edilen geometrinin en uygun geometri olduğunun kontrolünün yapılması elzemdir. Dolayısıyla Vaka-26’da 1m daha kısa bir difüzör ve Vaka-27’de 19m uzunlukta difüzör daha büyük daralma oranına sahip geometri tasarlanmış ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Vaka-26’da difüzör boyu kısaltılırken, yapılan karşılaştırmanın uygun olabilmesi için basamaklardaki açılara eşit derecede genişletme yapılmıştır. Vaka-27 için oluşturulan geometride, d oranını büyümesinden kaynaklanan büyük genişleme açısı gereksinimini, basamaklara dağıtılırken ayrılma hadisesinin gerçekleşme ihtimali en

düşük olduğu birinci basamağa genişleme açısı ağırlıklı olarak yansıtılmıştır. Fakat her iki vakada da ayrılma hadisesi gözlemlenmiş, daha olumlu sonuçlar alınamamıştır.

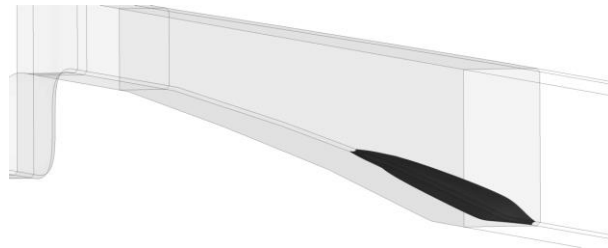
Vaka-25 için ilave olarak minimum ve maksimum hız değeri için analizler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca Vaka-25*'te, Vaka-25'ten farklı olarak Şekil 4.34'de belirtildiği üzere daralmayı da akış hacmine dâhil edilmiş analizi temsil etmektedir. Bu analizlerin sonuçları Çizelge 4.19'de verilmiştir.

Çizelge 4.19 : Vaka-25 için farklı sınır koşulları ile analizler.

Vaka	U (test) (m/s)	τ_x (min) (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d	ΔP (Pa)
		Taban	Tavan	Taban	Tavan		
25	2	-	-0.055	-	6.46	0.298	141
25	10	-	-	-	-	-	2758
25	15	-	-	-	-	-	5833
25*	10	-5.9	-	5.187	-	0.737	3641

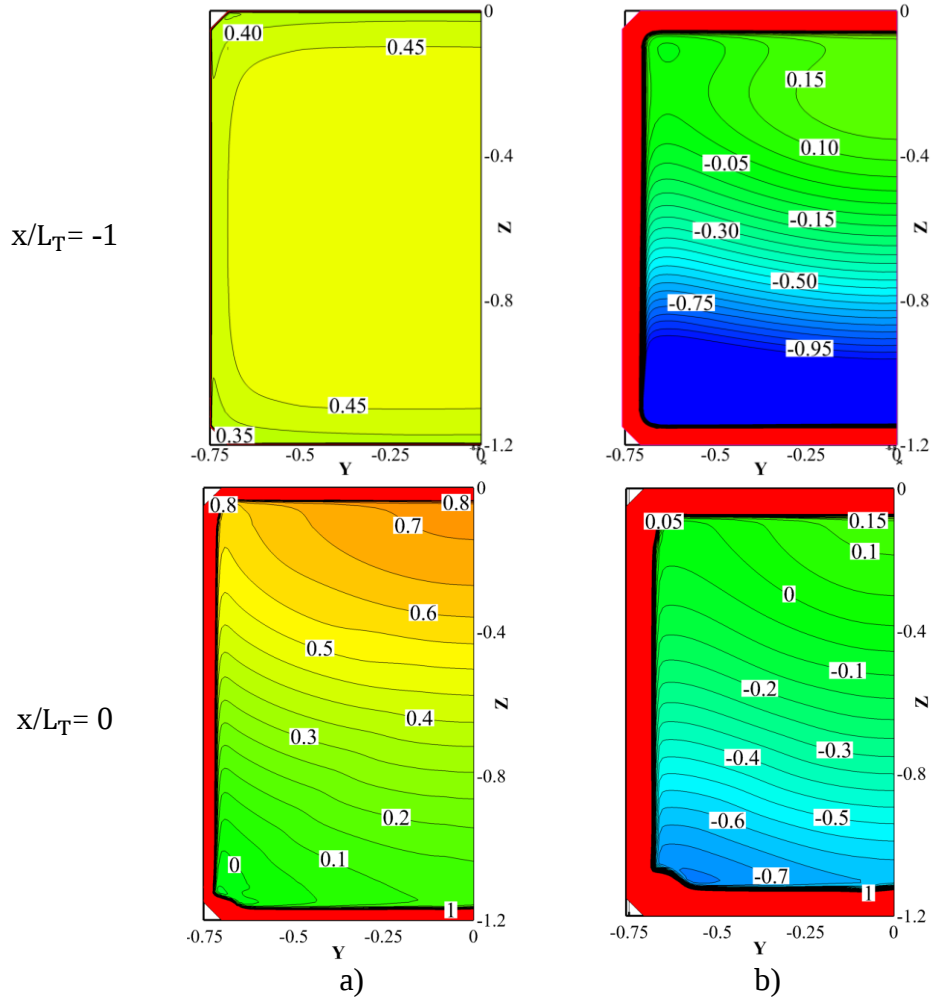
Vaka-25'in farklı hız değerleri için yapılan analizlere göre, sadece 2m/s'lik hızın giriş yaptığı vaka da akım ayrılması mevcuttur. Fakat bu durum sadece yüzeysel bir ayrılmadan ibarettir.

Vaka-25*'ın taban kısmında Şekil 4.41'teki gibi bir ayrılma mevcuttur. Normal akış hacminin (test kesiti ve difüzör içeren) giriş kısmına eşit dağılıma sahip hız profili tanımlanmışken, daralmayı da içinde dahil edildiği genişletilmiş geometri ile yapılan analizde, test kesitine giriş yapan akımın gelişmiş bir hız profili mevcuttur. Dolayısıyla, test kesitinin girişinde hali hazırda taban kısmında enerjisini kaybetmiş olan akışın test çıkışındaki hız profili, normal durumda test kesitinin çıkışındaki hız profilinden bir hayli farklıdır (Şekil 4.42). Enerjisini Vaka-25'e göre kaybetmiş, test çıkışında taban bölgesinde daha yavaş akışa sahip olan genişletilmiş model, difüzörde direkt tabanda büyük bir genişleme açısıyla karşılaşınca ayrılma hadisesi gözlemlenmiştir.



Şekil 4.41 : Vaka_25* için akım ayrılması hadisesi.

Şekil 4.42’de, Vaka-25’le 25*’ın test kesiti içerisinde alınan bazı kesitinin merkezindeki hız değeri U_T ’ye göre boyutsuzlaştırılmış hız dağılımı verilmiştir. Konturlar referans değer ± 1 ’lik akım düzgünlüğüne göre ayarlanmıştır. Testin giriş ve çıkış kesitinde karşılaştırmalar yapılmıştır. Test çıkışı $x=0$ olarak kabul edilmiştir. Anlaşıldığı üzere, test kesiti içerisindeki hız dağılımındaki farklılığın, difüzör içerisindeki akışa ve ayrılma hadisesi üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 4.42 : Test kesitinde akış düzgünlüğü; Vaka a) 25 , b) 25*.

Bu sonuç neticesinde, hazırlanması gereken vakalara daralmanın da eklenmesi gerektiğine karar verilmiştir. Dolayısıyla farklı genişleme açılarına sahip basamaklı yapıdaki difüzör modelleri Çizelge 4.20’deki şekilde incelenmiştir.

Çizelgede detayları verilmiş vakalar oluşturulurken, Vaka-25’e göre Vaka-27’de taban açılarının da benzer basamak senaryosu uygulanırken, yan basamaklar küçük açıdan büyük açığa gidecek şekilde Vaka-25’e göre tam tersi davranışla ölçülendirilmiştir. Vaka-28’de ise özellikle, Vaka-27’nin tabanda ikinci basamakla birlikte kayma

gerilmelerindeki düşüşü bertaraf edebilmek için, ikinci genişleme açısında küçültme ve üçüncü basamakta tekrar genişlemeye gidilmiştir.

Çizelge 4.20 : Genişletilmiş akış hacimli vakalara ait geometrik özellikler.

Vaka	d	L _d (m)	Taban açısı			Yan açısı		
			1	2	3	1	2	3
27	3.0	19	4.50	3.20	2.45	0.90	1.20	1.63
28	3.0	19	4.50	2.50	3.15	0.90	1.20	1.63
29	3.0	19	2.45	3.20	4.50	2.40	0.90	0.42
30	2.8	19	2.45	3.10	3.89	2.30	0.90	0.17
31	2.8	19	2.50	3.20	3.75	2.40	0.90	0.07
32	2.8	19	2.65	3.05	3.74	2.40	0.90	0.07
33	2.8	19.5	2.50	2.95	3.75	2.30	0.90	0.08

Vaka-29'un geometrisi oluşturulurken, test çıkışında taban kısmında enerjisi düşmüş olan akışı iyileştirebilmek için, difüzör tabanında dardan geniş doğru giden ve yanlarda genişten dara giden genişleme açıları ile kontrol edilmiştir. Yanlarda bu denli geniş açılarının kullanılmasının sebebi, Vaka-27 ve 28'de minimum kayma gerilmeleri incelendiğinde bu bölgedeki değerlerin negatif değerlerinde oldukça uzak olduğu görülmüştür. Dolayısıyla yan duvarlara daha birinci basamaktan itibaren verilen geniş açılar neticesinde Çizelge 4.21'deki sonuçlarda görüldüğü üzere, istenmeyen bir sonuç elde edilmemiştir. Ayrıca olası akım ayrılmasını bertaraf etmek için “d” değeri 3.0 dan 2.8'e düşürülmüştür.

Geri kalan vakalarda, Vaka-29'a ait akış performansını incelediğimiz kriterlerin performansını arttırmaya yönelik değişiklikler yapılmıştır. Yapılan denemeler sonucunda servis hızı için akım ayrılmasının olmadığı Vaka-32 ve 33 geometrileri elde edilmiştir.

Çizelge 4.21 : Genişletilmiş akış hacimli vakalara ait sonuçlar.

Vaka	τ_x (min) (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d		ΔP (Pa)
	Taban	Tavan	Taban	Tavan	Taban	Tavan	
27	-2.320	-	8.873	-	0.578	-	3874
28	-3.130	-	10.830	-	0.495	-	3970
29	-1.490	-	11.818	-	0.423	-	3711
30	-0.180	-	16.663	-	0.126	-	3342
31	-0.020	-	11.989	-	0.044	-	3292
32	-	-	-	-	-	-	3259
33	-	-	-	-	-	-	3549

Çizelge 4.22'te istenilen sonuçları veren Vaka-32 ve 33'ün farklı hızlarda, hızlara uygun olarak düzenlenmiş çözüm ağı modelleri ile gerçekleştirilen analiz sonuçları yer

almaktadır. 2m/s hızındaki vakalarda ayrılma oluşmasından dolayı, modellenen çözüm ağını ilk hücre boyutsuz yüksekliği $y^+=1$ olacak şekilde yeniden oluşturulmuştur.

Çizelge 4.23’de $y^+=1$ ’e göre oluşturulan çözüm ağına ait, Δs duvar cidarında ilk hücre yüksekliği, hücre yüzeyi minimum boyu L_h ve sınır tabaka içinde maksimum yan oranı gibi detaylar verilmiştir.

Çizelge 4.22 : Vaka-32 ve 33 için farklı sınır koşulları ile analizler.

Vaka	U (test) (m/s)	τ_x (min) (Pa)		x_i (m)		L_s/L_d	ΔP (Pa)
		Taban	Tavan	Taban	Tavan		
32*	2	-0.22	-	4.769	-	0.748	174
33*	2	-0.16	-	5.421	-	0.725	171
33**	15	-	-	-	-	-	6998

Çizelge 4.23 : $y^+=1$ ’e göre difüzöre ait ağ detayları.

Hücre yapısı	Hücre sayısı	L_h (mm)	Δs (mm)	Yan oran (maks)	Sınır tabaka katman sayısı
Düzenli H’tipi	6,978,096	50	0.15	170	25

En iyi sonucu veren Vaka-32*’deki ufak çaplı akım ayrılmasını gidermek üzere Vaka-33 geometrisi yarım metre uzatılmış hali ile incelenmiştir. Şekil 4.43’da görüldüğü üzere, ayrılma hadisesinde ufak da olsa bir küçülme olmuştur. Ayrıca Vaka-33’ün daha küçük bir “d” oranına sahip olması, bu kısımdan sonra pervaneye kadar gidecek olan geometrinin kesitinin de belirleyeceğinden dolayı, d değerinin 3.0 olması ile 2.8 olması basınç kaybında üzerinde ne kadarlık fark yaratacağını ampirik olarak hesaplanması önem arz etmektedir. Çizelge 4.24’da bu kısımlar için ampirik olarak hesaplanmış sonuçların da referans olacağı kabul edilirse, arada çok ufak bir farkın olduğu belirgindir. d’nin 3.0 olduğu ve en az basınç kaybıyla çalışan Vaka-29 ile Vaka-33 arasında 162 Pa fark varken, dirsekten sonra pompa pervanesine kadar olan kısımdaki fark ampirik olarak 31 Pa hesaplanmıştır. Dolayısıyla Vaka-33 hala 131 Pa daha az basınç kaybına sahiptir. Böylece Vaka-33 denklem (4.11’deki hesaba göre, servis hızında 2.358 kW daha az güç gerektirmektedir.

$$P = \Delta P \times Q \quad (4.11)$$

Güç hesabında P (W) gücü, ΔP (Pa) basınç kaybını ve Q ise (m^3/s) debiyi ifade etmektedir ifade etmektedir. Vaka-33'e ait parametrik değerler ile oluşturulan difüzör geometrisi en verimli difüzör geometrisi olarak kabul edilmiştir.

Burada basınç kaybı ampirik olarak denklem (4.12'deki gibi,

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D} \frac{\rho}{2} \omega^2 \quad (4.12)$$

hesaplanır. Burada λ sürtünme katsayısını temsil etmektedir. Türbülanslı akış için sürtünme faktörü

$$\frac{1}{\lambda} = -2 \log \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{D} 0.269 \right] \quad (4.13)$$

şeklinde hesaplanır. k metre cinsinden pürüzlülük yüksekliğini ifade etmektedir.



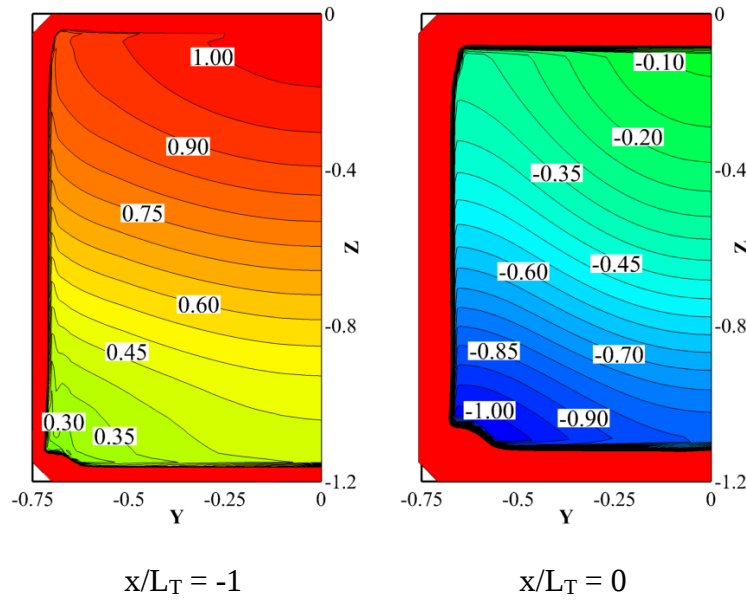
Şekil 4.43 : 2 m/s akış hızı için ayrılma hadisesi; Vaka a) 32*, b) 33*.

Çizelge 4.24 : Birinci dirsekten sonraki boru hattı basınç kaybı hesabı.

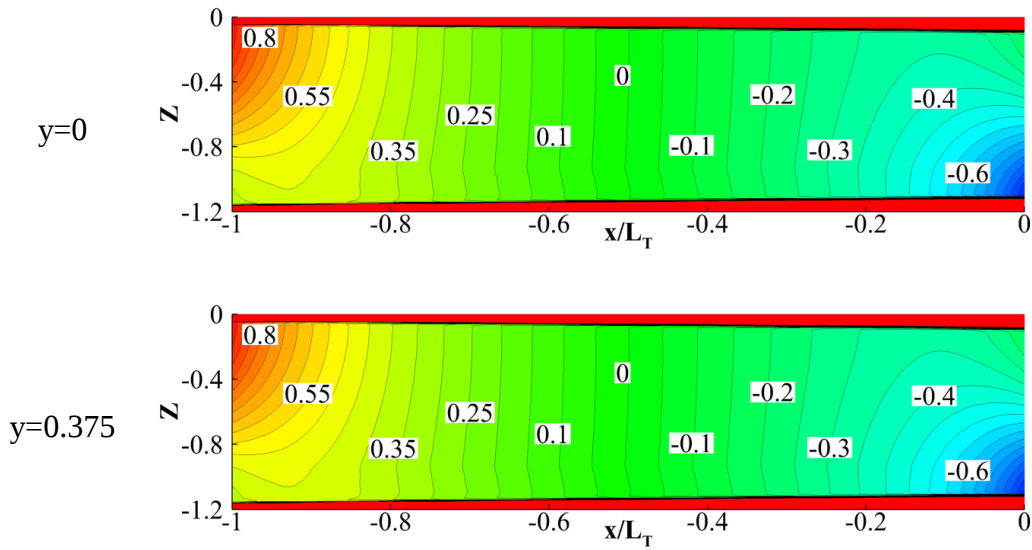
Vaka	d	$\bar{U}$ (m/s)	A (m^2)	ΔP (Pa)
32	3.0	3.33	5.40	171
33	2.8	3.57	5.04	202

Vaka-33' ün 3 farklı hız değeri için test kesitinin içerisindeki akışı bozmadığından emin olunması gerekmektedir. Bölüm 2.1.1 'deki kriterleri sağladığını göstermek için aşağıdaki incelemeler yapılmıştır.

Şekil 4.44'de test kesitine giriş ve çıkıştaki akım düzgünlüğü, test kesitinin merkezindeki ($x=-2.5$, $y=0$ ve $z=-0.6$) hıza göre boyutsuzlaştırılmış biçimde incelenmiştir. Y-ekseni boyunca çıkartılan kesitlerde akış düzgünlüğü ise Şekil 4.45 verilmiştir.



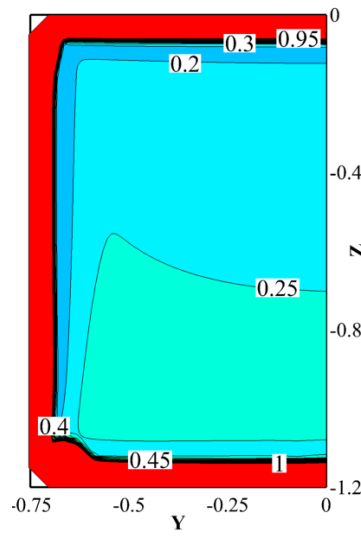
Şekil 4.44 : X-ekseni üzerinde farklı kesitlerde akım düzgünlüğü (2m/s).



Şekil 4.45 : X-ekseni boyunca alınan kesitler üzerinde akış düzgünlüğü (2 m/s).

Karar verilen difüzör modeli ile gerçekleştirilen farklı hızlardaki analizlerin sonucunda, test kesiti içerisinde sağlanmak istenen $\pm\%1$ düzeyinde akım düzgünlüğü her üç yönde de sağlanmıştır.

Deney çalışmalarının gerçekleştirileceği bölgedeki türbülans şiddeti Şekil 4.46'de sunulduğu üzere, istenilen düzeydedir. Buradan elde edilen sonuçlar ile Bölüm 4.1.4'deki sonuçlar karşılaştırıldığında, difüzör geometrisinin test kesiti içerisinde akış kalitesine ve özellikle türbülans yoğunluğuna olumlu yönde katkısını görmek mümkündür.



Şekil 4.46 : Test merkezi 2 m/s akışı hızı için türbülans yoğunluğu ($x/L_T = -0.5$).

4.3 Dirsekler

Bu kısımda, daha önce Bölüm 2.4'te belirtilen akım yönlendiricilerine sahip bir dirseğin belirtilen dört farklı parametresinin HAD ile incelenmesi ele alınmıştır. Bu parametreler sırasıyla; kullanılan profilin şekli, profil adedi, profilin boyu ve profilin dirsek eksenini ile yaptığı açıdır.

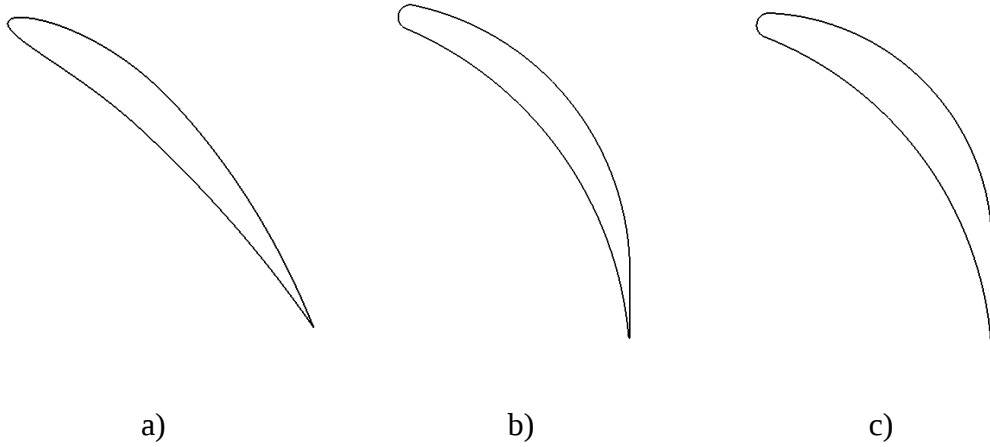
Dirseklerin temel amacı, akışın düzgünlüğünü kaybetmeden dirsek bölgesini terketmesini sağlamak ve bu bölgedeki enerji kaybını en az seviyede tutmaktır.

4.3.1 Dirsek geometrisi ve parametrik tasarım

Literatürde dirsek içerisinde kullanılan çok farklı tipte kanat profilleriyle karşılaşmak mümkündür. HYKAT'te 90°'lik dirseklerde NACA 4 haneli profil tercih edilirken (Roger, 1990), yine yapılan başka bir çalışmada NACA 5 haneli profil kullanıldığı

görülmektedir (Kyungtae ve Soochu, 2003). Literatürde aynı zamanda dirsekler için özel olarak tasarlanan, tünele özel prototip profillerin kullanıldığı da rastlanmaktadır (Ripken 1951).

Bu çalışmada öncelikle, HYKAT, LOCAT üzerine yapılan pek çok çalışmada karşılaşılan NACA dört haneli profilin kullanılması uygun görülmüştür. NACA profili olarak Şekil 4.47 (a)'da sunulan NACA9410 profili üzerine hesaplamalar yapılmıştır. Bunun sebebi, buradaki asıl amaç akımı yönlendirmek olduğu için profil eğriliği en fazla olan 9 serisi tercih edilmiştir. Ortalama kalınlığa sahip NACA9410 üzerine yapılan hesaplamalar ile elde edilen sonuçların tatmin edici olmamasından dolayı, bu kavitasyon tüneline özel profil yapısına sahip bir dirsek geometrisi tasarım yapılması gerektiği kararlaştırılmıştır. Buna bağlı olarak aynı şekilde sunulan ve bu sisteme özel olarak tasarlanan Prototip-1 ve Prototip-2 profilleri üzerine çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalarda kullanılan profiller Şekil 4.47'da görülebilir.



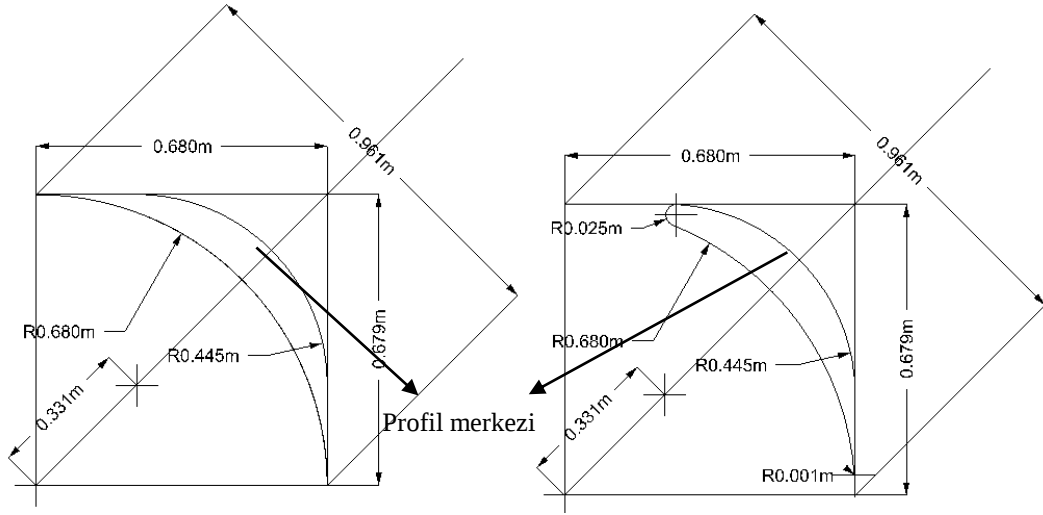
Şekil 4.47 : Farklı profillere ait kesit resimleri; a)NACA9410, b)P-1, c)P-2.

Bahsi geçen Prototip profillerin üzerindeki boyut kontrolleri ana hatlarıyla Şekil 4.48'de tanımlanan şekilde yapılmıştır. Bu taslak üzerindeki bazı boyutlar, her bir parametrenin farklı değerleri bağl olarak değişim göstermektedir.

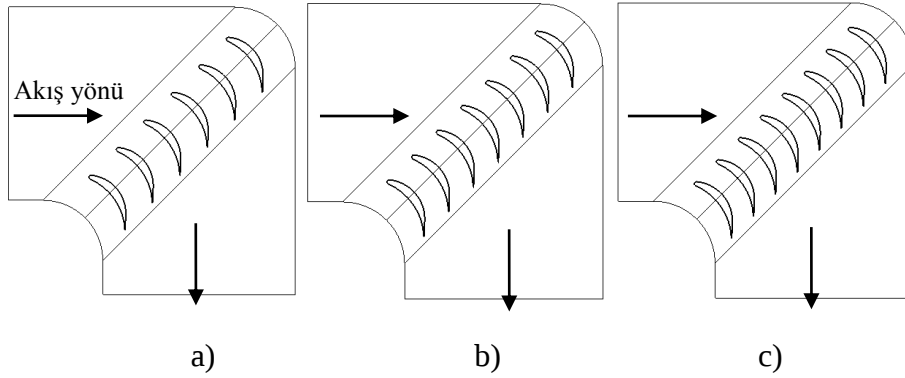
Şekil 4.48'de gösterildiği üzere farklı yarı çaptaki yayların diyagonal eksenle çakıştığı doğrunun orta noktası profil merkezi olarak adlandırılmıştır. Yapılan bütün çalışmalarda profiller bu noktadan dirseğin diyagonal eksenini üzerinde konumlandırılmıştır.

Dirsek ekseninde farklı sayıdaki profil dizilimleri Şekil 4.49'te gösterilmiştir. Daha önceki kısımlarda bahsedildiği üzere profil sayısının arttırılması, dirsekten sonraki

akım düzgünlüğünün artmasını olumlu yönde etkilerken, bu kısımda suyla temas eden ıslak yüzey alanı ve profiller arasındaki hızın artışından dolayı enerji kaybı da artmaktadır. Dirseklerdeki profil sayısının (n) incelenmesi, profil sayısının dirsek eksen uzunluğuna (L_E) oranı şeklinde ele alınmıştır.



Şekil 4.48 : Prototip ön tasarım aşaması.

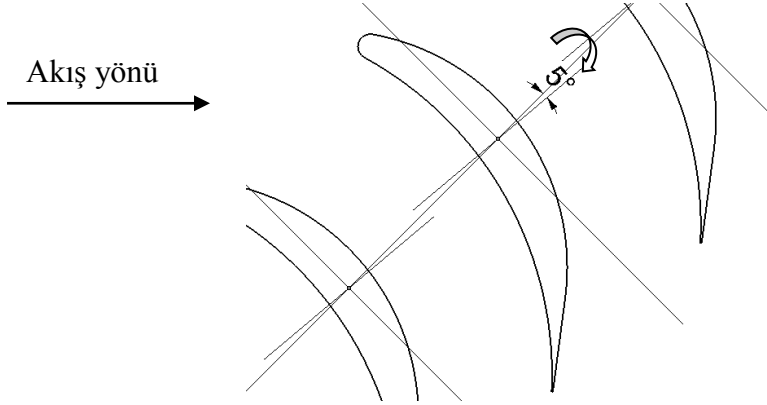


Şekil 4.49 : Dirseğin diyagonal ekseninde farklı sayılarda profiller; a)6, b)7, c)8.

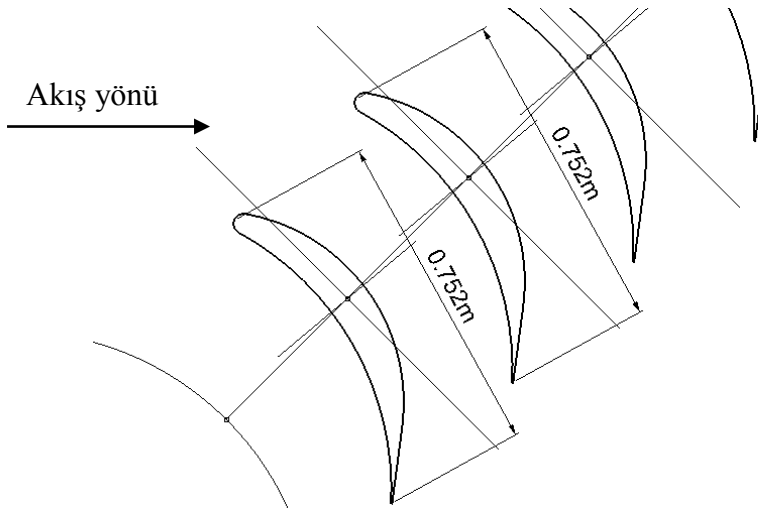
Dirseklerdeki diğer bir parametre ise profilin hücum açısıdır. Profillerin açısal hareketleri kendi merkezlerinden döndürülmesi ile tanımlanmıştır. Burada açılarının yönü, akışın geliş yönü (+) ve akışın gidiş yönü ise (-) olarak kabul edilmiştir. Açısal değişim Şekil 4.50'teki gibi yapılmıştır.

Profilin boyu, profilin önder kenarı ile izler kenarı arasındaki boy olarak kabul edilmektedir. Profilin kiriş boyunun artması yine akım düzgünlüğünü arttırırken ıslak yüzey alanının artışı sistemi basınç kayıpları bakımından olumsuz olarak

etkileyecektir. Dirsek bölgesinin incelenmesi sırasında, profil boyu da dördüncü parametre olarak ele alınmıştır.



Şekil 4.50 : Profilin 5° (+) yönde açısal hareketi.



Şekil 4.51 : Profillerin giriş boyutları.

Yukarıda bahsi geçen nedenlerden dolayı, öncelikle dirseklerin incelendiği vakalara ait akış hacmi içerisinde herhangi bir akım ayrılması istenmezken, ikinci dikkat edilecek konu ise akışta mümkün olduğunca az enerji kaybı elde edilebilmesidir. Akım ayrılmaları basınç kayıplarını dramatik olarak etkilediği için herhangi bir ayrılma hadisesi elimine edilmelidir.

Yapılan çalışma, seçilen parametrelere bağlı bir optimizasyon çalışması yapılmış olsa da, tam anlamıyla parametrelerin sınır değerlerinin belirlenmesi ile oluşturulan çözüm matrisinin bütün dizayn noktalarının analizleri gerçekleştirilmemiştir. Bunun sebebi çeşitli parametrelerin incelenmesinin çok fazla sayıda hesaplamalı çözüm gerektirmesidir. Daha ziyade yapılan tasarım çalışmasında, örnek tünellerden yapılan

bir korelasyon çalışması ile elde edilen referans değerlerin üzerinden yola çıkarak, her parametrenin akışa etkisinin incelenmesi ve bir sonraki geometrik dizaynı edinilen tecrübe ile ele alınmasına karar verilmiştir. Dolayısıyla her bir parametre için incelenen sonuçlar, geometri üzerinde o parametre için belirlenen minimum, maksimum ve en az 1 tane ara değer için elde edilecek farklı dizaynlar üzerinde yapılmıştır.

Bu mantık çerçevesinde, dirsek dizaynı sırasında taranmış olan değerler ve ilgili parametreler Çizelge 4.25'te verilmiştir.

Çizelge 4.25 : İncelenen parametreler ve değerleri.

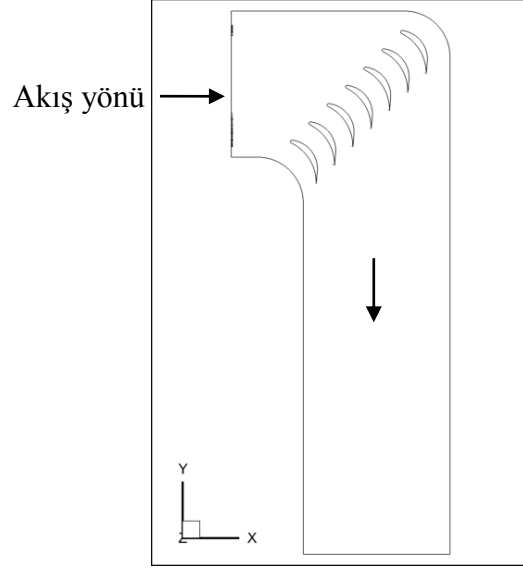
Parametreler					
Profil geometrisi	NACA9410	P-1	P-2		
Profil sayısı oranı (n/L_E)	1.9	2.2	2.5		
Profil boyu	1	0.75	0.5		
Profil hücum açısı	2.5	0	-2.5	-5	-7.5

4.3.2 Çözüm ağı modeli ve akış hacmi

Sonlu hacimler metodunun uygulandığı akış hacminin, hesaplama kabiliyetlerimizin sınırlı olmasından ve 3B modellerden çok uzun sürelerde sonuçlar alınabilmesinden dolayı analizlerin 2B dirsek geometriler üzerinde yapılmasının uygun ve yeterli olduğuna karar verilmiştir. Üzerinde çalışılan 2B akış hacmi Şekil 4.52'te sunulduğu şekilde oluşturulmuştur.

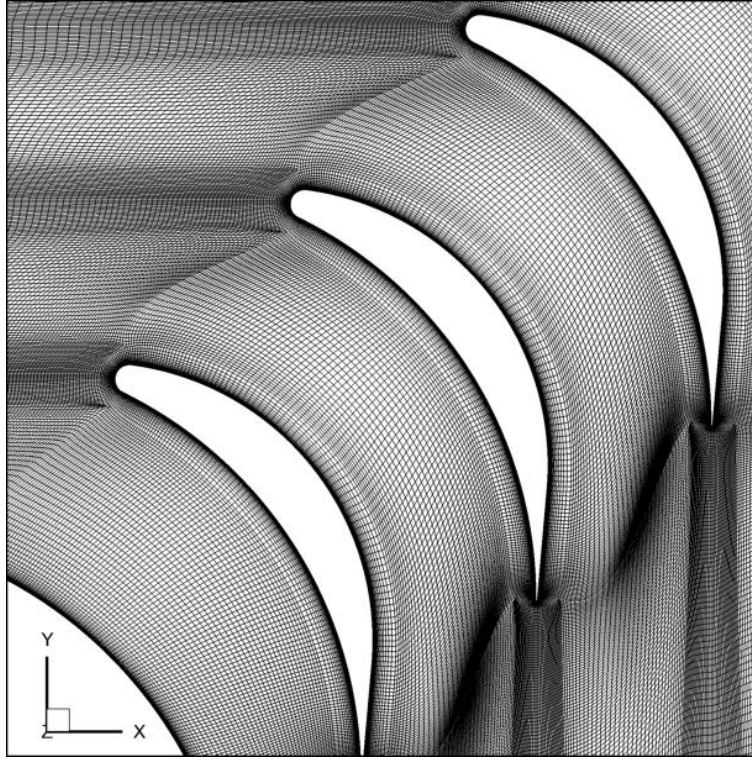
Burada akışın giriş kısmının yüksekliği, difüzörün çıkış kısmındaki yükseklik olan 2.245 m olarak boyutlandırılmıştır. Giriş kısmındaki kesit boyu değiştirilmeden 90° dönüşten sonra devam ettirilmiştir.

Duvar koşulu uygulanacak olan profiller ve tünel duvarlarının yüzeylerine, bu bölgelerde gelişecek olan sınır tabakayı modelleyebilmek için ilk hücre boyu boyutsuz olarak $y^+=1$ alınmış ve ilk ağ hüccresinin yüksekliği $\Delta s=0.2\text{mm}$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.52 : Dirseğe ait örnek akış hacmi.

Akış hacminin içerisinde, düzgün yapıda hücrelerden oluşan H tipi çözüm ağı modeli kullanılmıştır (Şekil 4.53).

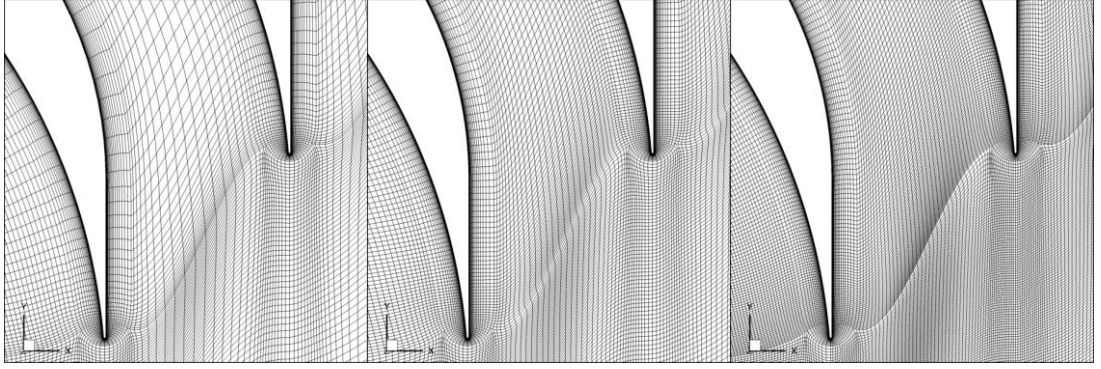


Şekil 4.53 : Profil etrafında oluşturulan çözüm ağına ait görüntü.

4.3.2.1 Ağdan bağımsızlık çalışması

Hazırlanan çözüm ağının çözünürlüğünün sonuçlar üzerindeki hassasiyetini ölçebilmek için daha önceki çalışmalarda yapıldığı üzere bu kısımda da ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır.

Burada Şekil 4.54’de verildiği üzere, özellikle profillerin üzerinde ve iz bölgesinde farklı hücre yoğunluklarında üç farklı çözüm ağı oluşturularak sonuçlar incelenmiştir. Bu çalışma P-2 profili, 0 hücum açısında, 7 profilden oluşan ve profil kiriş boyu 1.061 m olan model üzerinde yapılmıştır.



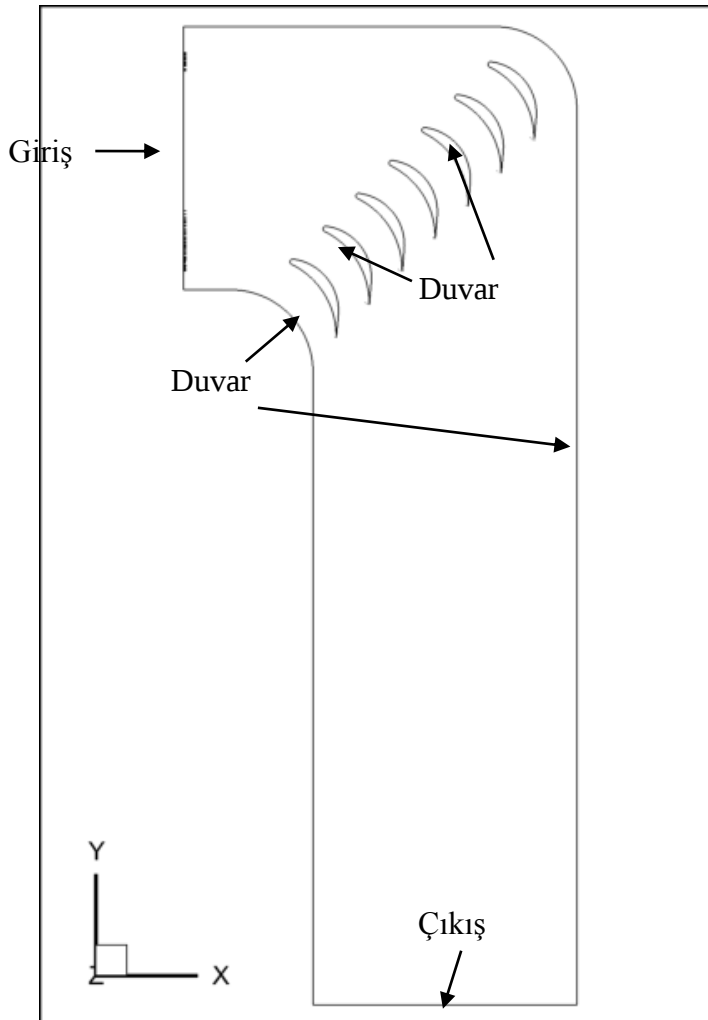
Şekil 4.54 : Profil etrafında oluşturulan çözüm ağı detayı, sırasıyla kaba, normal, iyi. Sonuçlar özellikle basınç kayıpları ve iz bölgesindeki dağılımları açısından incelenmiştir. Çizelge 4.26’da görüldüğü üzere, yapılan ağdan bağımsızlık çalışmasında C ve B olarak adlandırılan durumların basınç kayıpları kıyaslandığında C’ye göre hesaplanmış bağıl hata B durumu için 0.7% iken, A olarak adlandırılan durumda bu hata 3.1%’dir. Dolayısıyla hücre sayısı bakımından daha ekonomik olan B durumundaki çözüm ağı bundan sonraki yapılacak dirsek çalışmalarına referans olmuştur.

Çizelge 4.26 : Çözüm ağına ait genel özellikler.

Durum	Hücre sayısı	Basınç kaybı (pa)	Bağıl hata %
A	103,140	445.0	3.1
B	215,772	428.6	0.7
C	338,100	431.5	0

4.3.3 Sınır koşulları

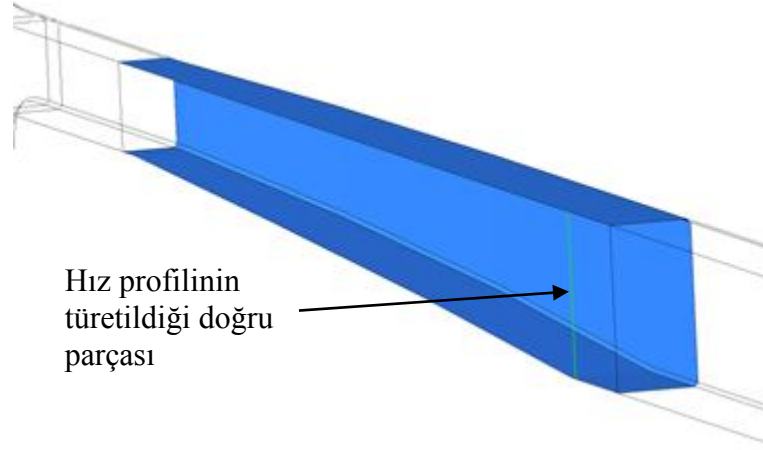
Dirsekler için seçilen parametrelerin farklı değerleri arasında yapılan 2B analizleri için hazırlanan bütün vakalarda akış hacmine ait sınır koşulların adlandırılmaları Şekil 4.55’taki gibidir. Analizler servis hızı olarak belirlenen 10 m/s’lik hıza göre



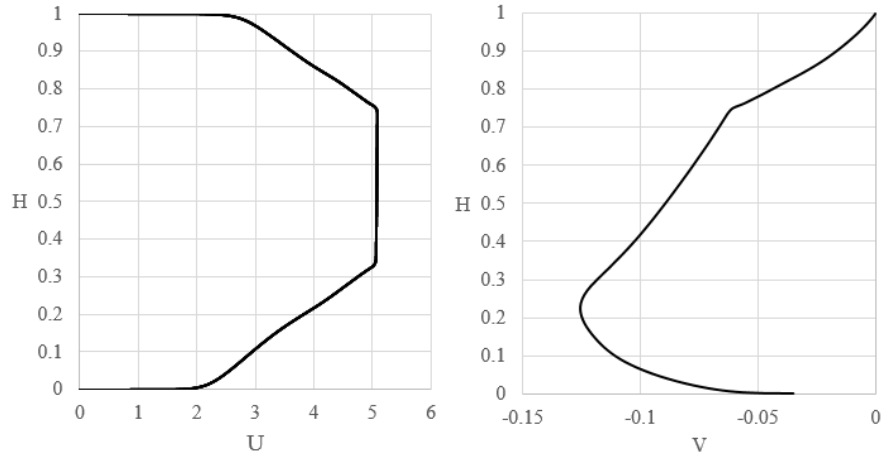
Şekil 4.55 : Sınırların adlandırılmaları.

Giriş kısmında düzgün dağılıma sahip bir hız vermektense, daha önce belirlenen difüzör geometrisinin, difüzörün bitiş kesitinde orta kesitte ölçülen hız değeri Şekil 4.56'deki gibi profil şeklinde tanımlanmıştır.

Buradan elde edilen hız dağılımı, Y-ekseninde difüzörün çıkışındaki yüksekliğe göre boyutsuzlaştırılmış ve X-ekseninde hız değerleri verilmiş olan Şekil 4.57’deki şekilde uygulanmıştır.



Şekil 4.56 : Difüzör simetri düzleminde hız profillerinin türetildiği bölge.



Şekil 4.57 : Dirseklerin giriş kısmındaki hız profilleri .

4.3.4 Analizler

Bu kısımda, 2B dirsek analizleri Bölüm 3.2’de belirtilen çözüm yöntemleri ile ele alınan ve oluşturulan çözüm ağı modelleri Bölüm 1. ’de yapılan çalışmalar referans alınarak oluşturulmuştur.

Dirsekler için herhangi bir doğrulama çalışması yapılmamıştır. Dolayısıyla önceki çalışmalardan kazanılan tecrübe ve her vaka için Bölüm 4’girişinde belirtilen yakınsama kriterleri göz önünde bulundurularak analizler gerçekleştirilmiştir.

Bu kısımda gerçekleştirilen tüm analizler ortalama analiz bilgileri Çizelge 4.27’teki gibidir.

Çizelge 4.27 : Dirsek analizlerinde kullanılan sistem detayları.

Platform	Çekirdek Sayısı	İterasyon	Süre (dak)
Dell İş İstasyonu	4 adet Intel Xeon E3-1270 3.5GHZ	2000	45

4.3.4.1 Profil şekli

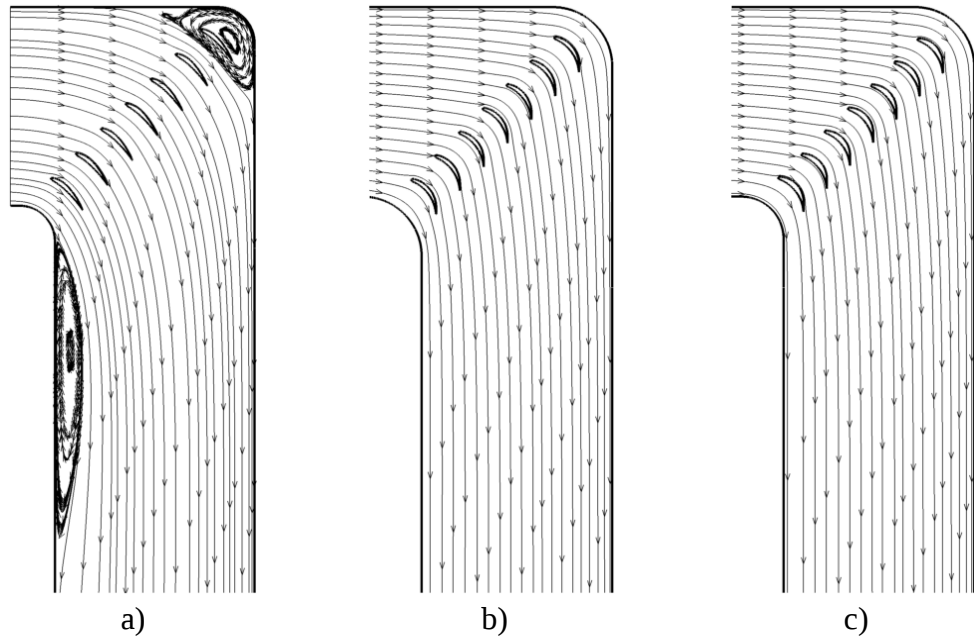
Profil geometrisi öncelikli olarak ele alınan parametre olarak belirlenmiştir. Bu konu üzerine yapılan literatür araştırmasında, Roger (1990)'da bahsedildiği ve kendi çalışmalarında NACA 4 rakamlı profil tercih ettiği için, bu çalışmada akımı düzgün yönlendireceği düşünüldüğü için eğriliği fazla olan NACA9410 ve ayrıca Ripken (1951) çalışması referans alınarak tamamen kendi tünelimize özel dizayn edilen P-1 ve P-2 modelleri üzerine analizler gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.47).

Profil geometrisi ile ilgili hazırlanan ilk üç vaka için Çizelge 4.28'te profillerle ilgili detaylar ve analiz sonunda hesaplanan basınç kayıpları verilmiştir.

Çizelge 4.28 : Profil şekline bağlı çözüm matrisi.

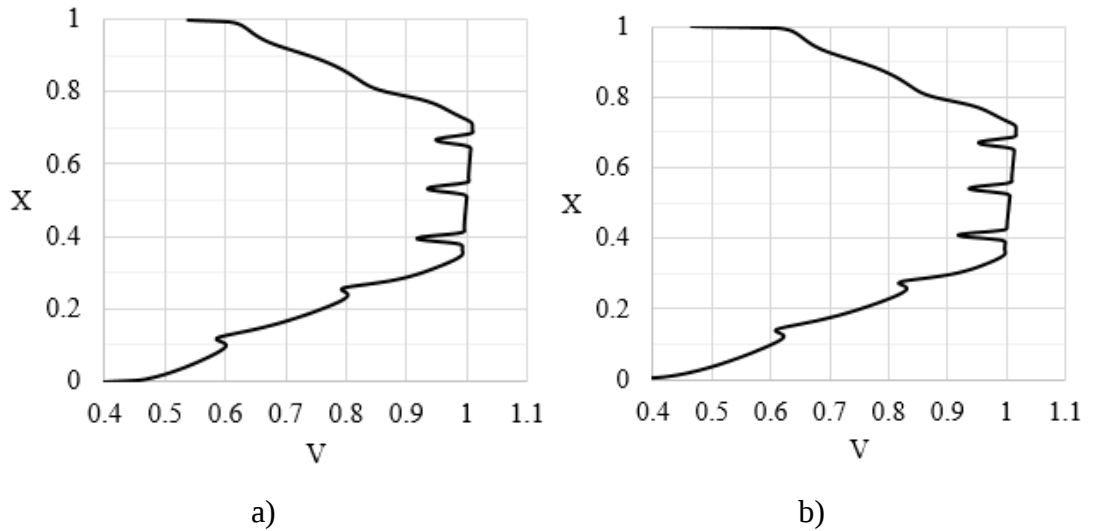
Vaka	Profil	Açı	Profil Sayısı	L_p	Basınç Kaybı (Pa)
1	NACA9410	0	7	0.5	5423.0
2	Protatip_1	0	7	0.5	569.7
3	Protatip_2	0	7	0.5	513.7

Tablodan anlaşıldığı üzere, NACA9410'da P-1 ve P-2 ye göre yaklaşık on kat kadar fazla bir basınç kaybı mevcuttur. Bunun sebebi, Şekil 4.58'deki akım hatlarından da sunulduğu üzere; NACA9410 kullanılan Vaka-1'de içten dışa doğru 7. Profilin etrafında ve hemen dirsekten sonra iç duvar üzerinde yaklaşık dört metre uzunluğunda akım ayrılmalığının olduğu bölgeler mevcuttur. Bu bölgelerdeki aşırı enerji kayıpları ve ayrılmalı bölgenin dışında kalan akışın ortalama hızının artmasından dolayı Vaka-1 için basınç kaybı kabul edilemez mertebelerdedir.



Şekil 4.58 : Farklı profiller üzerinde akım hatları; Durum a)1, b)2 & c)3.

Vaka-2 ve 3 için tünel tavanından 3 m düşey yönde kesit alınarak, dirsek girişinin orta kesitteki X-yönünde (V) referans hız değerlerine göre boyutsuzlaştırılmış hız profillerine bakıldığında aralarında çok küçük farkların olduğu gözlemlenmektedir (Şekil 4.59).



Şekil 4.59 : Dirsekten hemen sonra boyutsuz hız profilleri; Vaka a)2, b)3.

Bu durumda, basınç kaybı en düşük olan Vaka-3'te kullanılmış olan P-2 ile geri kalan parametrelerin incelenmesine devam edilmiştir.

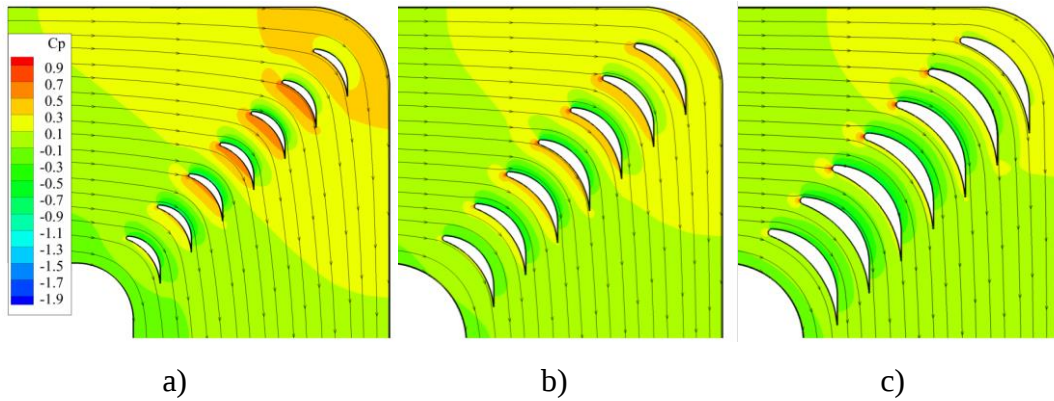
4.3.4.2 Profil kiriş boyu

Dirseklerle ilgili yapılan çalışmada ikinci olarak incelenen parametre profil kirişinin boyu üzerine yapılmıştır (L_p). Bu kısımda incelenen durumlar Çizelge 4.29’te verilmiştir.

Çizelge 4.29 : Profil kiriş boyuna bağlı çözüm matrisi.

Vaka	Profil	Açı	Profil Sayısı	L_p	Basınç Kaybı (Pa)
3	P-2	0	7	0.5	513.7
4	P-2	0	7	0.75	406.1
5	P-2	0	7	1.016	428.6

Yapılan analizlerin sonucunda hesaplanan basınç kayıplarının birbirlerine çok yakın oluşu görülmüştür. Şekil 4.60 te gösterildiği üzere hiçbir durumda akım ayrılmasına rastlanmamıştır. Lakin kiriş boyunun kısalmasıyla basınç gradyanlarının değişim hızı artmaktadır. Bu da kavitasyon riskini arttırmaktadır.



Şekil 4.60 : Profillerin etrafında C_p dağılımı ve akım hatları; Durum a)3, b)4 & c)5.

Sonuçlar incelendiğinde, $L_p = 0.75$ m sahip olan Vaka-4’ün en iyi sonucu verdiği anlaşılmaktadır. Fakat farklı parametrelerin incelendiği vakalarda, yine farklı kiriş boylarının etkisi incelenip, burada elde edilen sonuçlara benzer eğilimde olduğu gözlemlenmektedir.

4.3.4.3 Profil hücum açısı

Bu bölümde, iki farklı çözüm matrisi ile dirseğin diyagonal eksenini boyunca dik olarak yerleştirilmiş profillerin bu eksenle aralarındaki açının dolayısıyla profilin hücum açısının basınç kayıpları üzerinde etkisi incelenmiştir. Daha önce bahsedildiği üzere,

profilin akış yönüne doğru dönmesi (-), ters yöne doğru dönmesi ise (+) olarak işaretlenmiştir.

Birinci çözüm matrisinde, Çizelge 4.30’te verilmiş olan 7 adet $L_p = 0.75$ m kiriş uzunluğuna sahip P-2 profilinin farklı hücum açılarındaki davranışı incelenmiştir.

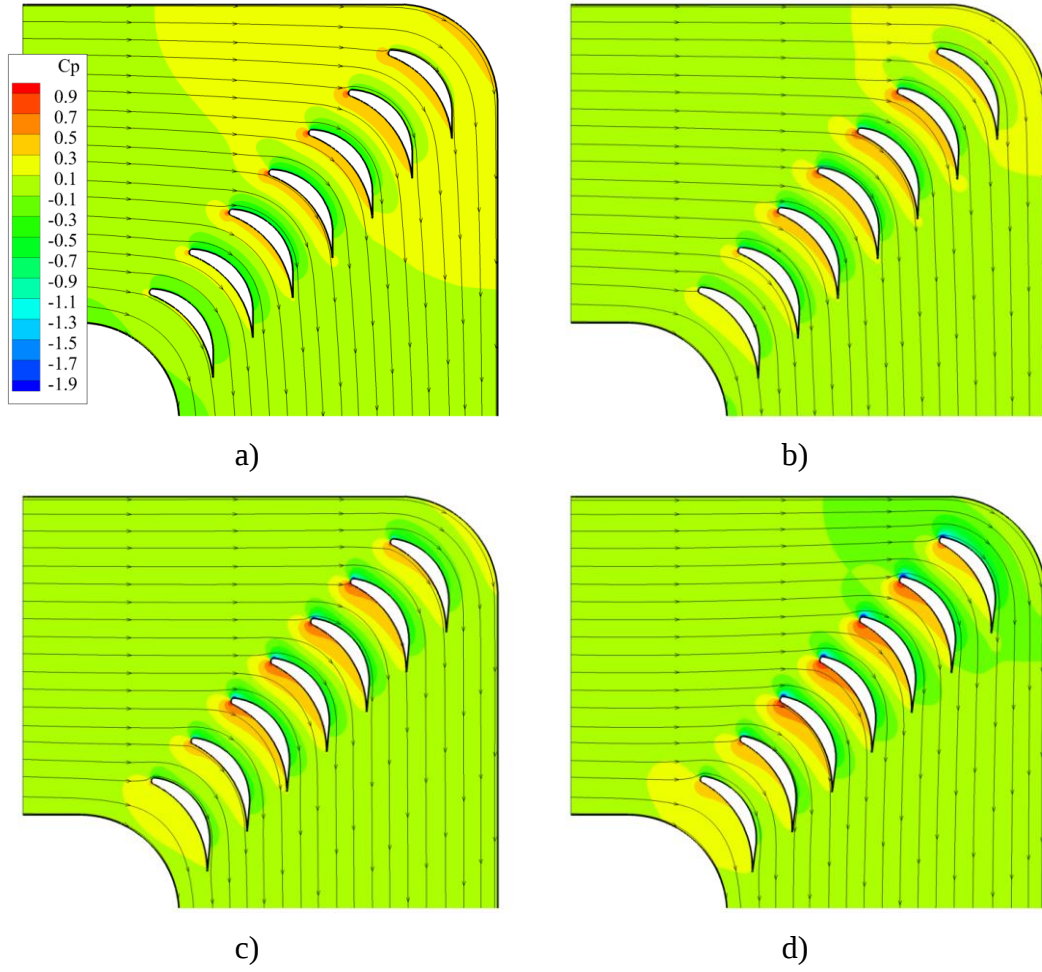
Çizelge 4.30 : Farklı hücum açıları kullanılan vakalar.

Vaka	Profil	Açı	Profil Sayısı	L_p	Basınç Kaybı (Pa)
4	P-2	0	7	0.75	406.1
6	P-2	2.5	7	0.75	290.5
7	P-2	5	7	0.75	252.8
8	P-2	7.5	7	0.75	298.1

Çizelgeden anlaşıldığı üzere profili “+” yönde döndürmek basınç kayıplarını azaltmaktadır. Burada ilk olarak negatif yöndeki hücum açıları için vakalar incelenmiştir. Pozitif yönde 5^0 ‘de incelenen Vaka-7’de 252.2 Pa ile minimum basınç farkı elde edildiği için ve hücum açısının negatif yönde artışına bağlı basınç farklı düşme eğiliminde olduğundan ayrıca pozitif yönde bir çalışma yapılmasına gerek duyulmamıştır (Şekil 4.61).

İkinci çözüm matrisinde ise, birinci çözüm matrisinde edinilen sonuçlara göre, negatif yöndeki hücum açısı basınç kayıplarını azaltmıştır. Dolayısıyla Kiriş boyu kısa ve uzun olan farklı örnekler ile verimli olan kiriş boyunun 0.75 m olduğunun sağlaması yapılmıştır. Farklı kiriş boylarına sahip profillerin incelendiği çözüm matrisi Çizelge 4.31’de verilmiştir.

Çizelge 4.31’de sağlama matrisi incelendiğinde, Vaka-10,11ve12 de daha büyük kiriş boyu olan durumlarda da, profilin hücum açısının basınç kayıpları üzerine etkisinin aynı eğilimde olduğu görülebilir. Pozitif yönde yapılan hücum açıları Vaka-10 ve 11, hücum açısı 0 derece olan Vaka-5’e göre daha iyi sonuç vermesine karşın, Vaka-12’de basınç kayıpları çok kritik bir şekilde artmaktadır.

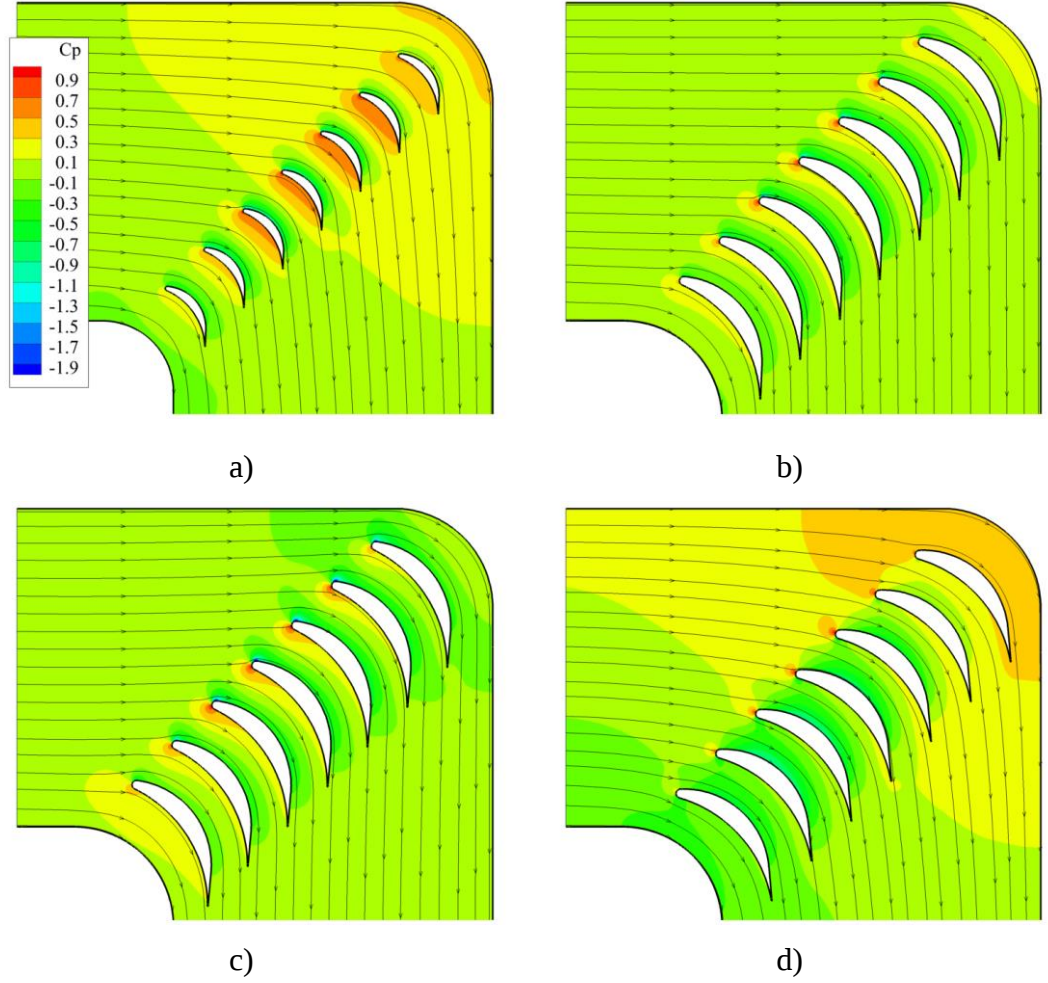


Şekil 4.61 : Farklı hücum açıları için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları;
Vaka a)4, b)6, c)7, d)8.

Çizelge 4.31 : Profil hücum açısına bağlı ikinci parametre matrisi.

Vaka	Profil	Açı	Profil Sayısı	L_c	Basınç Kaybı (Pa)
9	P-2	2.5	7	0.5	400.4
10	P-2	2.5	7	1.016	328.1
11	P-2	5	7	1.016	336.8
12	P-2	-5	7	1.016	1047.3

konturlar incelendiğinde, basınç gradyanlarının dağılımının en homojen olduğu Vaka-10 da yine 328.1 Pa ile en düşük basınç kaybını vermektedir. Beklendiği üzere bu değer optimum olduğu düşünülen Vaka-7'den daha iyi sonuç vermemektedir. Çalışmanın geri kalan kısmı Vaka-7 temel alınarak sürdürülmüştür.



Şekil 4.62 : Farklı hücum açıları için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları;
Vaka a)9, b)10, c)11, d)12.

Beklendiği üzere Şekil 4.62’de verilen basınç katsayılarının dağılımını gösteren konturlar incelendiğinde, basınç gradyanlarının dağılımının en homojen olduğu Vaka-10 da yine 328.1 Pa ile en düşük basınç kaybını vermektedir. Beklendiği üzere bu değer optimum olduğu düşünülen Vaka-7’den daha iyi sonuç vermemektedir. Çalışmanın geri kalan kısmı Vaka-7 temel alınarak sürdürülmüştür.

4.3.4.4 Profil sayısı oranı

Dirsekler için yapılan çalışmada temel amaç, akış bu bölgeden geçerken minimum basınç kaybını sağlamaktır. Bu durumda, profil boyunu ya da profil sayısı oranını değiştirmek, direkt olarak ıslak yüzeyin değişimi dolayısıyla sürtünme kuvvetleri etkilemektedir. Fakat bu değişimler aynı zamanda viskoz kuvvetleri de

etkileyebileceği için Çizelge 4.32’de farklı profil sayılarına dirsek eksenin boyunun (L_E) profil sayısı ile oranı ele alınarak (n/ L_E)incelenmiştir.

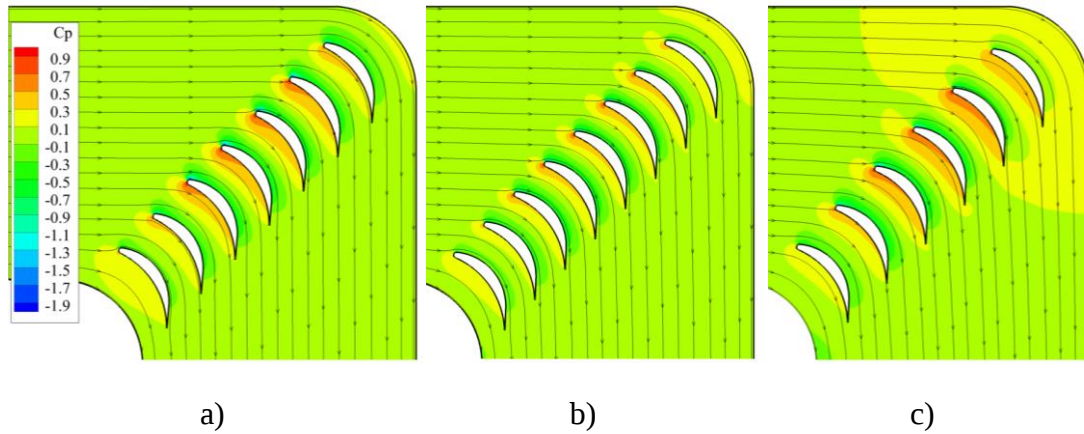
Bu değerlere göre, profil sayısının azalması basınç kaybında çok az da olsa azaltmaktadır. Fakat şu yorumu yapmak mümkün, giriş boyu değişmeden azalan profil sayısı dolayısıyla akışın temas ettiği ıslak yüzey alanın azalmasını yenecek kadar baskın bir basınç kuvvetinin varlığından söz edilemez. Bunu daha iyi anlayabilmek için Çizelge 4.33’de belirtilen durumlar incelenmiştir.

Çizelge 4.32 : Profil sayısına bağlı birinci parametrik matrisi.

Durum	Profil	Açı	n/L_E	L_p	Basınç Kaybı (Pa)
7	P-2	5	0.22	0.75	252.8
13	P-2	2.5	0.25	0.75	305.4
14	P-2	2.5	0.19	0.75	300.7

Şekil 4.63’da basınç dağılımları incelendiğinde, profil sayısını düşmesi basınç gradyanlarında etkisi bağl olarak dikkate alınabilir boyutlarda olmasına rağmen, profil sayısının arttırılması gradyanların değişimini azaltmıştır.

Bu noktada, basınç kaybı dikkate alındığında Vaka-7’deki profil sayısının 7 olması optimum model olarak kabul edilebilir.



Şekil 4.63 : Farklı profil sayısı için basınç katsayısı (C_p) dağılımı ve akım hatları;
Vaka a)7, b)13, c)14.

Kabul edilen durumun doğrulamasını bu kısımda da yapmak için aşağıdaki çizelgede olduğu gibi, farklı profil sayılarını farklı giriş boyu üzerinde de etkisi incelenmiştir. Çıksan sonuçlara göre aynı eğilimin farklı giriş boyları için geçerli olduğunu söylemek mümkündür.

Çizelge 4.33 : Profil sayısına bağlı 2. çözüm matrisi.

Durum	Profil	Açı	n/L_E	L_p	Basınç Kaybı (Pa)
15	P-2	0	1.9	1.016	405.4
16	P-2	0	2.5	1.016	498.6
17	P-2	0	2.5	0.5	447.1

Kiriş boyu 1.016m olan 7 profile sahip Vaka-5, 6 profile sahip Vaka-15 ve 8 profil sayısına sahip Vaka-16 da basın kayıpları sırasıyla; 428.6 Pa, 405.4 Pa ve 498.6 Pa olarak hesaplanmıştır. Ayrıca Vaka- 16 ve 17 arasındaki ilişki Çizelge 4.29'daki Vaka-3 ile 5 arasındaki gibidir. Bu durumda Vaka-7 hala en verimli dirsek modeli olarak kabul edilebilir.

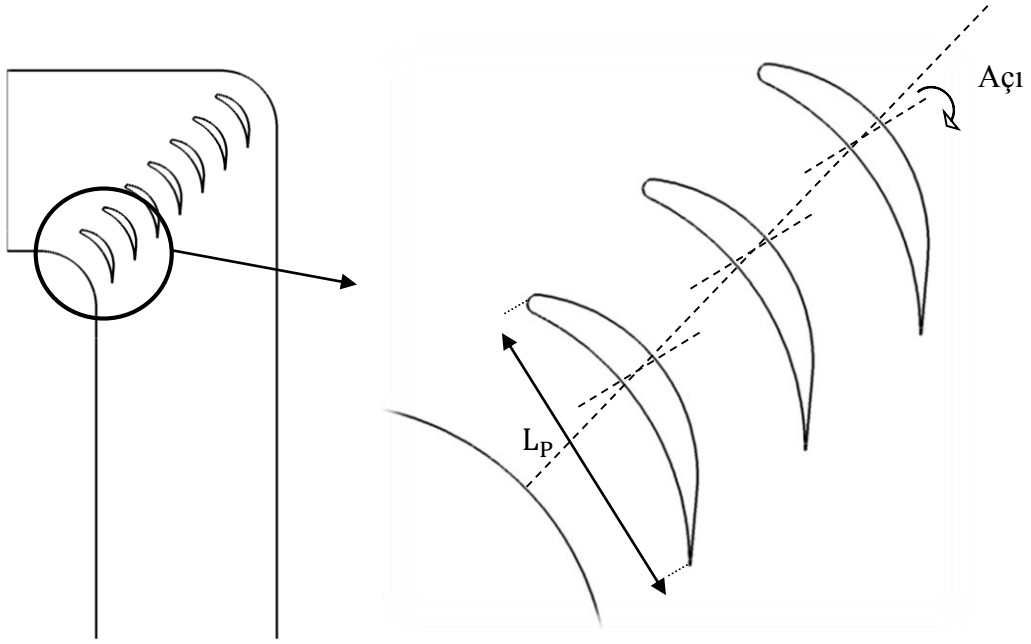
4.3.4.5 Sonuç

Dirsek dizaynında, belirtilen parametrelerin incelenmesi sonucunda seçilen Vaka-7'nin geometrisini oluşturan Çizelge 4.34'te özelliklere sahip model Şekil 4.64'de verilmiştir.

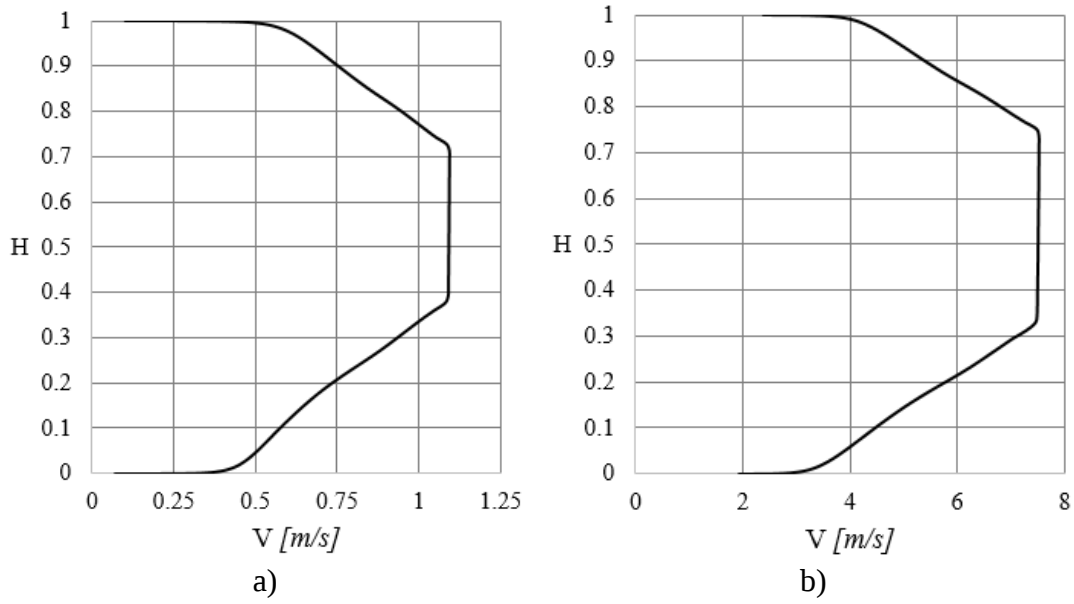
Çizelge 4.34 : Vaka-7 ye ait geometrik özellikler.

Parametreler	Seçim
Profil şekli	P-2
L_p	0.75 m
Profil adedi oranı	2.2
Profil hücum açısı	5^0

Bu model için farklı hız değerlerinde analizler yapılmıştır. Difüzör çıkışından merkez eksenenden, 2 ve 15m/s için gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarından elde edilen hız dağılımları kullanılarak, Şekil 4.65'deki hız profillerini dirsek girişinde tanımlanmış analizlerin sonuçları ve güç gereksinimleri Çizelge 4.35'de verilmiştir.



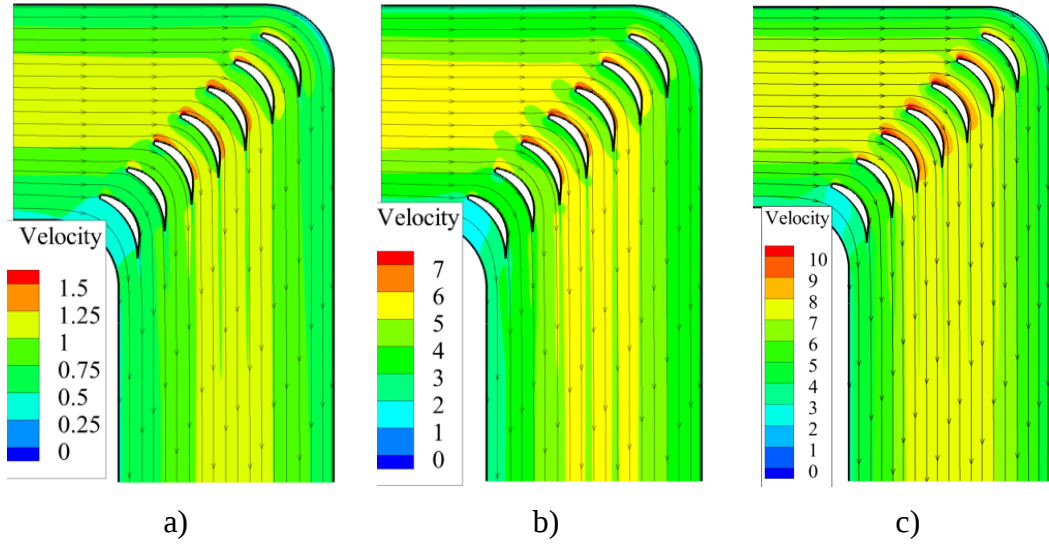
Şekil 4.64 : Vaka-7 ye ait geometri.



Şekil 4.65 : Farklı giriş koşulunda tanımlanan hız profilleri; hız a)2, b)15 m/s.

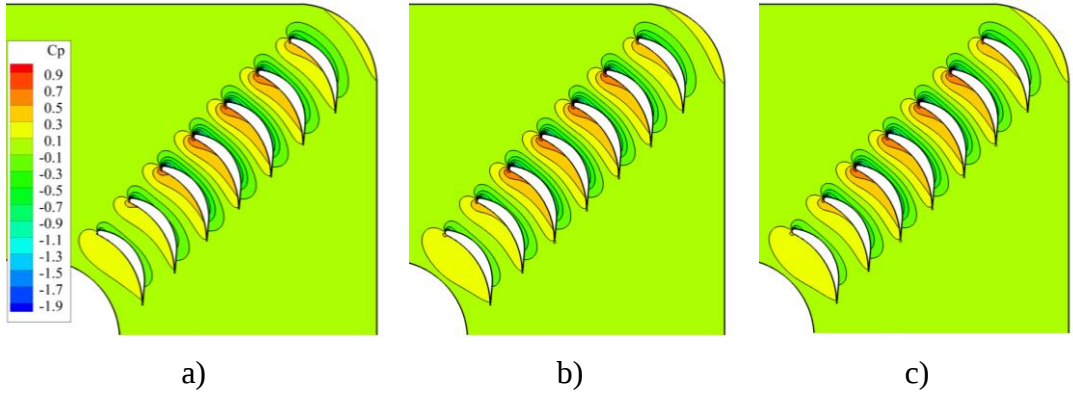
Çizelge 4.35 : Optimum dirsek geometrisinin farklı hız durumları.

Servis hızı (m/s)	Basınç kaybı (Pa)	Güç ihtiyacı (kW)
2	18.7	0.337
10	252.8	4.550
15	568.6	15.351



Şekil 4.66 : Dirsek etrafında hız dağılımları; Servis hızı a)2, b)10, c)15 m/s.

Basınç katsayılarının (C_p) değişimi beklendiği üzere her hız değeri için neredeyse aynı olduğu gözlenebilir (Şekil 4.67).



Şekil 4.67 : Farklı hız durumlarında dirsek etrafında C_p dağılımı; a)2, b)10, c)15 m/s.

4.4 Sonuç

Elde edilen sonuçlara göre, kavitasyon tünelinin Bölüm 1. 'de tek tek incelenerek hidrodinamik tasarımı yapılmış ve geometrik özellikleri Çizelge 4.36'da verilen daralma girişindeki ve difüzör çıkışındaki sırasıyla ikinci ve birinci dirsekler Şekil 4.68'de sunulduğu gibi tek bir kontrol hacminde ele alınmıştır. Optimum geometri içi üç ana hız değeri için oluşturulmuş vakaların analizleri gerçekleştirilmiştir. Böylelikle test kesitine gelen akışın özellikleri dirseklerin etkisiyle daha doğru bir şekilde hesaplanabilmektedir.

Çizelge 4.36 : Tünelin daralma, difüzör ve dirseklerin geometrik özellikleri.

Daralma	$r=5$	$L_p/h=4.75$	$x_c^i/L_c=0.5$			$d_2=0$		
Difüzör	$d=2.8$	$L_d=19.5$	Taban açısı			Yan duvar açısı		
			1	2	3	1	2	3
			2.50	2.95	3.75	2.30	0.90	0.08
Dirsek-1	P-2	$L_p=0.75$	$n=7$			5		
Dirsek-4	P-2	$L_p=0.75$	$n=9$			5		

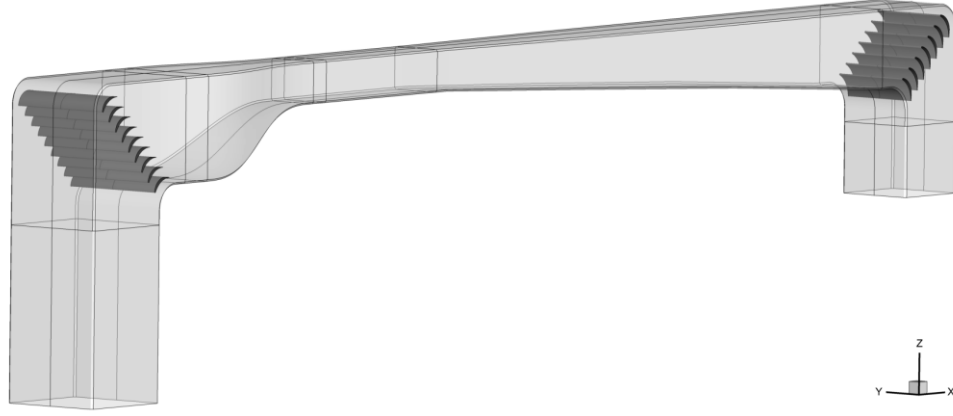
Kavitasyon tüneli için belirlenen servis, düşük ve yüksek hızlarda gerçekleştirilmiş analizlerin sonuçları hesaplanmıştır. Çizelge 4.37’de test kesiti içinde elde edilen σ_{min} değerleri ve bunun bağlı olduğu $C_{P\ min}$ sonuçları verilmiştir. Hiçbir vakada akım ayrılması hadisesi gözlemlenmemiştir. Özellikle difüzör incelemesinde, belirlenen tasarımın düşük hızlı vaka sonucunda oluşan akım ayrılması, Vaka-1’de gözlemlenmemiştir. Bunun sebebi, Şekil 4.69’de görüldüğü üzere bütün vakalarda test kesiti boyunca tabanda ve tavanda ilerleyen bir girdabın mevcut olmasındandır. Yan duvarlara yakın bölgede akışın tabana doğru hareket ettiği görülmektedir. Böylelikle bu hareket akışın difüzöre girişi esnasında, akım ayrılmasının olduğu difüzör tabanına enerji kazandırmaktadır.

Çizelge 4.37 : Bütün bölgeleri içeren analiz sonuçları.

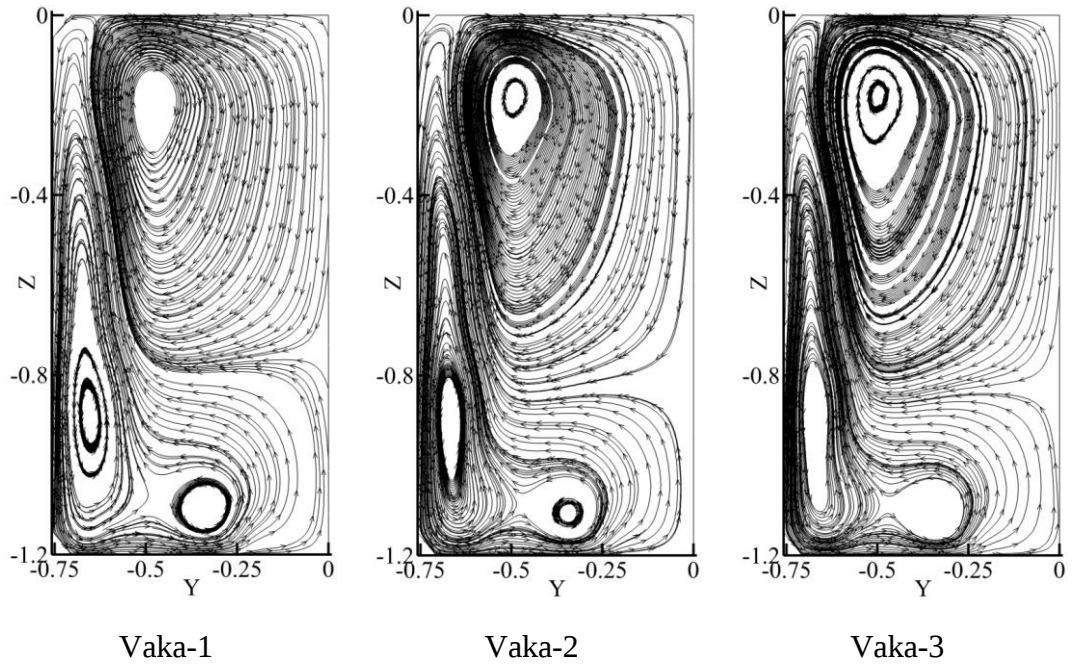
Vaka	U_x (m/s)	$C_{P\ min}$ (Taban)	$C_{P\ min}$ (Tavan)	σ_{min} (Taban)	σ_{min} (Tavan)
1	2	-0.136	-0.020	-2.707	2.863
2	10	-0.143	-0.012	0.028	0.126
3	15	-0.144	-0.010	0.093	0.061

Test kesitinin içindeki sınır tabaka gelişimi hakkında fikir veren ve X-ekseni yönündeki akım düzgünlüğü Şekil 4.70’de sunulmuştur. Bu görseller, referans nokta olarak test kesitinin merkezi alınmıştır. Görseller $x=-5$ test kesitinin giriş, $x=-2.5$ test merkezi, $x=0$ test çıkışı ve $y=0$ tünel orta eksenden alınmış kesitler üzerinde oluşturulmuş ve %1’lik değer arasında sınırlıdır. Akış özellikleri EK A’da detaylı olarak verilmiştir. Ek A’da sunulmuş olan türbülans şiddeti ve her yöndeki akım düzgünlüklerine ait maksimum değerler Çizelge 4.38’de belirtilmiştir. Türbülans şiddeti, Y ve Z-yönündeki akım düzgünlükleri istenen değerlerin üstünde kaldığı görülmektedir.

Yapılan analizlerin hiçbirinde, akış kalitesini arttırmak için bal peteği modeli dahil edilmemiştir. Fakat, Myceka ve diğ., (2014)'de bahsedildiği üzere bal peteği türbülans şiddetinde ve akım düzensizliğinde yaklaşık beş kat kadar azalma sağlamaktadır. Dizayn edilen bu kesitlerin istenen kriterleri, bal peteği ile sağlayacağı girilmektedir.



Şekil 4.68 : Tam modele ait kontrol hacmi.

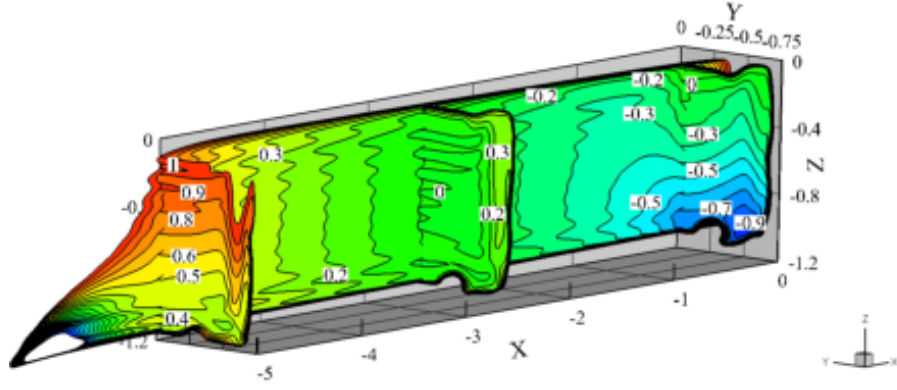


Şekil 4.69 : Test kesiti merkezinde $x=-2.5$ enkesitler üzerindeki akım hatları.

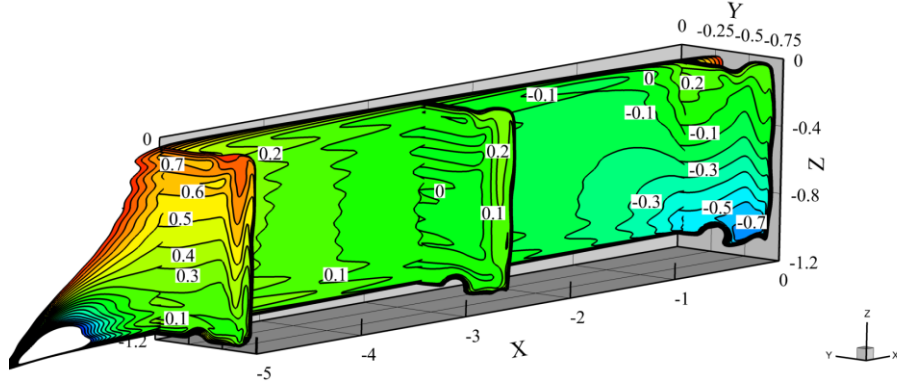
Çizelge 4.38 : Test kesiti içerisinde elde edilen uç değerler.

Vaka	U_x (m/s)	TI%	$U_x\%$	$U_y\%$	$U_z\%$
1	2	3.2	0.95	1.4	3.1
2	10	3.1	0.40	1.2	2.9
3	15	2.9	0.30	1.3	2.8

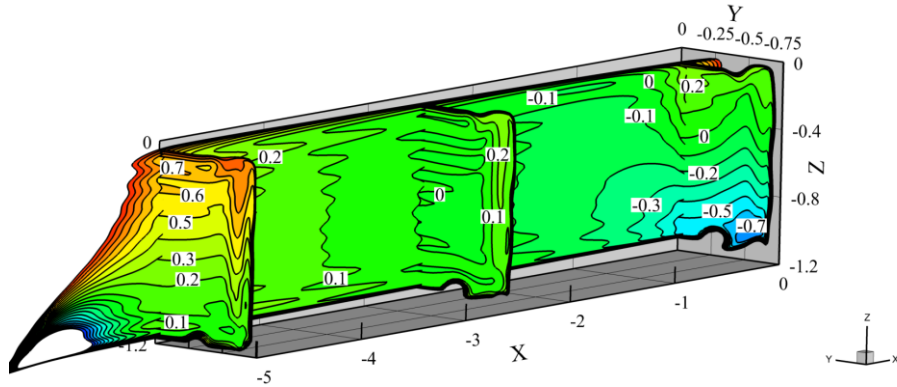
Vaka-1



Vaka-2



Vaka-3



Şekil 4.70 : Farklı akış hızları için X-yönündeki akım düzgünlüğü.

Akış, dirsek gibi bir bölgenin içinden geçerken viskoz etkilerden dolayı enerjisini kaybetmektedir. Belirli bir parçanın basınç kaybı karakterini belirlemek için minimum kayıp katsayısı olan “K” değeri referans alınır.

$$K = \frac{\Delta h}{(V^2/2g)} = \frac{\Delta P}{(\rho V^2/2)} \quad (4.1)$$

Denklem (4.1’de Δh (m) su sütunu cinsinden basınç kaybı ve g yerçekimini ifade etmektedir. K’yı basınç farkının dinamik basınca oranı şeklinde ifade etmek mümkündür. Özellikleri Çizelge 4.36’de verilen dirseklerin daha önce gerçekleştirilmemiş olan 3B analizleri ilk defa bütün kesitlerle birlikte Vaka-1, 2 ve 3’te gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla burada hesaplanacak K değeri doğru kabul

edilebilir. K değeri normal bir dirsekte 1.1 iken akım yönlendiricilerine sahip bir dirsekte 0.2 civarında olması beklenmektedir. Dirsek-1 ve 4'te K değeri Çizelge 4.39'de verildiği üzere, servis hızı için sırasıyla 0.030 ve 0.066 olarak hesaplanmıştır (Crowe ve diğ., 2009). Bu karşılaştırmadan, tasarımları yapılan dirseklerin verimli bir şekilde çalıştığı görülmektedir.

Çizelge 4.39 : Minimum kayıp katsayısı “K” değerleri.

Vaka	U_x (m/s)	Dirsek-1	Dirsek-4
1	2	0.014	0.090
2	10	0.030	0.066
3	15	0.032	0.062

Kavitasyon tüneli için pompa seçiminde tünelin toplam güç hesabı gerekmektedir. Vaka-1, 2 ve 3 için tünelin üst gövdesine ait yapıların güç hesapları Çizelge 4.40'te verilmiştir.

Çizelge 4.40 : Farklı akış hızları için bölgelere göre güç hesabı.

Vaka	U_x (m/s)	Daralma (kW)	Test kesiti (kW)	Difüzör (kW)	Dirsek-1 (kW)	Dirsek-4 (kW)	Toplam (kW)
1	2	1.59	2.36	4.57	0.10	0.19	8.81
2	10	30.21	46.40	90.02	5.23	3.55	175.41
3	15	64.01	98.90	192.54	12.51	7.56	375.52

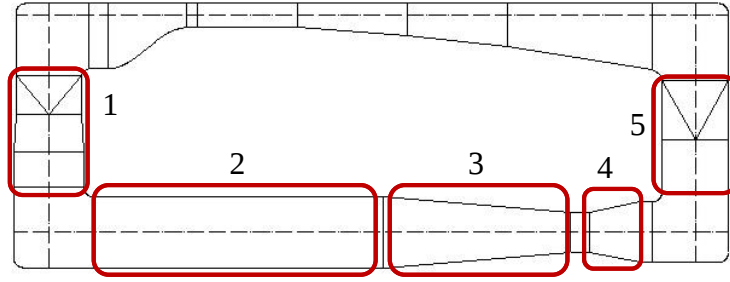
J. F. Ripken (1951)'in yöntemi ile yapılan ampirik hesap ve HAD yöntemiyle elde edilen sonuçlara Çizelge 4.41'te verildiği üzere, test kesitinde maksimum hız olan 15m/s erişebilmek için toplamda 562.11kW pompa gücüne ihtiyaç vardır.

Çizelge 4.41 : Toplam güç hesabı.

U_x (m/s)	A (test) (m ²)	HAD Toplam (kW)	Bal peteği (kW)	Ampirik (Ripken) (kW)	Toplam (kW)
2	1.8	8.81	0.74	6.32	15.86
10	1.8	175.41	5.88	57.62	238.91
15	1.8	375.52	19.85	166.74	562.11

Bu tez çalışmada daralma oranı $r=5$ ve genişleme oranı $d=2.8$ olarak dizayn gerçekleştirilmiştir. Bu oranların tünelin boyutlarını direkt olarak etkilediği belirtilmiştir. Dolayısıyla bahsi geçen bu iki parametrenin farklı değerleri için de güç gereksinimleri, Şekil 4.71'de işaretlenmiş kesitlerde daralma ve genişleme oranları sırasıyla $r=6$ ve $d=4.0$ 'a göre ampirik olarak hesaplanmış ve karşılaştırmaları Çizelge 4.42 ve

Çizelge 4.43’de sunulmuştur.



Şekil 4.71 : Ampirik hesapların yapıldığı kesitler.

Çizelge 4.42 : Daralma oranlarına bağlı karşılaştırma.

Kesit	P (kW)	
	r=5	r=6
1	3.405	2.191
2	16.182	10.248
3	108.957	134.511
Toplam	128.514	146.95

Çizelge 4.43 : Genişleme oranlarına bağlı karşılaştırma.

Kesit	P (kW)	
	d=2.8	d=4.0
4	16.182	29.734
5	19.115	8.057
Toplam	35.297	37.791

Ampirik hesaplamalar sonucunda, oranların daha küçük olması sebebiyle incelenen bölgelerdeki ortalama hızlar artmıştır. Fakat tünelin alt kısmında yer alan daralma ve difüzör geometrilerinden dolayı, bu tez kapsamında seçilmiş olan daralma ve genişleme oranlarının r=5 ve d=2.8 daha düşük sonuçlar verdiği görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kavitasyon tünelinin daralma, difüzör ve dirsek geometrilerinin hidrodinamik dizaynı hesaplamalı olarak yapılmıştır. Çalışmada dizayn kriterleri olarak test kesiti içerisindeki erişilebilecek minimum kavitasyon sayısı, türbülans şiddeti ve her yöndeki akım düzgünlüğü ele alınmıştır. Bu kriterleri sağlayan geometrilerin tasarımı için pek çok analiz gerçekleştirilmiştir.

Çalışmadaki amaç, KATMANSİS projesi bünyesinde fakültemize inşa edilecek kavitasyon tüneline referans bilgi kaynağı olması amaçlanmıştır. Sonuç olarak istenen kriterlerin sağlandığı ve minimum basınç kaybına sahip daralma, difüzör ve dirsek geometrilerinin dizaynı yapılmıştır.

5.1 Sonuç

Literatürden faydalanılarak kavitasyon tünelinin üzerine yapılan çalışmalarda öncelikle, test kesitinin üzerine en çok etkiye sahip daralma geometrisinin dizaynı yapılmıştır. Daralmanın temel amacı, tünel içerisindeki akışın ortalama hızını azaltması ve dolaylı olarak tünel içindeki akış kalitesinin artırmasıdır. Bunun yanı sıra daralma test kesitindeki akış kalitesine direkt olarak arttırmaktadır. Daralma dizaynı, daralma için seçilen daralma oranı, daralma uzunluğu ve daralma duvarı profili parametreleri üzerinden gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak ele alınan parametre olan daralma oranının artması ile test kesiti içerisinde türbülans şiddetinin azaldığı, akım düzgünlüğünün ise arttığı belirtilmiştir. İncelenen iki farklı daralma oranı olan 5 ve 6 için şu sonuca varılmıştır; her ne kadar daralma oranının artması akış kalitesini arttırsa da, daralma oranı 6 için daralma girişinde istenmeyen akım ayrılmaları oluşmaktadır. Dolayısıyla daralma oranı olarak 5 seçilmiştir. Aynı şekilde daralma uzunluğu oranının $L_c/h=4.6$ olduğu vakalarda, daralma girişindeki ani basınç değişimlerinin sebep olduğu akım ayrılması elde edilmiştir. Bu nedenden dolayı daha uzun olan $L_c/h=4.75$ geometrisi incelenmiş ve ayrılmanın olmadığı gösterilmiştir. Daha uzun bir daralma geometrisi incelenmesine,

test kesiti içerisindeki sınır tabakanın haddinden fazla gelişmesine sebep vermemesi için lüzum görülmemiştir.

Diğer bir parametre olan daralma profili iki farklı parametrenin kontrol edildiği altıncı dereceden dört terimli polinom ile incelenmiştir. Bu parametrelerin birincisi büküm noktasıdır. Büküm noktasının daralma üzerindeki konumu, daralma çıkışında erişilebilecek minimum kavitasyon sayısı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Büküm noktası daralma çıkışına yaklaştıkça minimum kavitasyon sayısı artmış, daralma girişine yaklaştıkça daralma girişinde akım ayrılmalarına sebep olmuştur. Dolayısıyla büküm noktasının konumu erişilen minimum kavitasyon sayısı olan 0.1'i sağlayan ve akım ayrılmasına sebep vermeyen $x_c^1/L_c=0.5$ olarak belirlenmiştir. İkinci parametre olan daralma girişi ikinci türevi ise, girişteki basınç dalgalanmasında etkili olurken daralma çıkışında herhangi bir etkisi görülmemiştir. Bu sebepten ötürü, herhangi bir ayrılma hadisesinin oluşmadığı tek değer olan $d_2=0$ seçilmiştir.

Difüzör dizaynı için kontrol edilen genişleme oranı ve difüzör açısı direkt olarak difüzörün boyunu etkilemektedir. Bu aşamada temel amaç test kesitindeki akışın kalitesini bozmadan suyun tahliye edilmesi olduğu için, minimum basınç kaybı ve boy uzunluğuna sahip ayrıca içinde herhangi bir ayrılma bölgesi oluşmayan difüzör geometrisinin tasarlanması hedeflenmiştir. Elde edilen ilk sonuçlarda, maksimum difüzör boyu için belirlenen 21m'yi geçmeyecek şekilde oluşturulan ve birçok farklı genişleme oranı ile gerçekleştirilen analizlerde sabit difüzör açısı için arzu edilen sonuçlar alınmamıştır. İlerleyen çalışmalarda, difüzör köşelerinde oluşan ayrılmaların bertaraf edilmesi için tünel boyunca köşelere 0.05m'lik pahlar verilmiştir. Sonuçlar her ne kadar iyileşmiş olsa da, istenen kriterler ancak basamaklı yapıya sahip difüzör geometrisinin kullanılmasıyla sağlanmıştır. Yan duvarlara ve taban duvara sırasıyla 2.30° , 0.90° , 0.08° ve 2.50° , 2.95° , 3.75° basamaklı olarak açılar verilmiştir.

Dirsek geometrisinin incelenmesine, difüzörden hemen sonra yer alan birinci dirsekten başlanmıştır. Daha sonra buradan elde edilen tecrübe daralmadan önce yer alan dördüncü dirsekte uygulanmıştır. Dirsek bölgesinde akımı düzgün bir şekilde yönlendirebilmesi için NACA dört haneli profillerden, en iyi yönlendirmeyi sağlayacağı düşünüldüğü NACA9410'un incelendiği vakada, dirsek çıkışında ayrılma hadisesi oluşmuştur. Bu nedenle bu tünele özgü profil prototip dizaynı yapılmıştır. Farklı kalınlıklarda tasarlanmış olan P-1 ve P-2 geometrilerinden, daha kalın olan P-2 profilin daha olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Ayrıca profil boyu ve profil sayısı

oranı değişimi, bu bölgedeki ıslak yüzey alanını etkilediği için bu iki parametre minimum basınç kaybını sağlayan dirsek geometrisi dizaynı için incelenmiştir. Sonuç olarak difüzör sayısı oranı için $n/L_E=2.2$ ve profil boyu için $L_P=0.75$ en iyi değerleri vermiştir. Hücum açısı olarak ise $\alpha=-5$ basınç dağılımı üzerinde en hafif geçişleri sağlamıştır.

Sonuç olarak her kesitin dizaynı gerçekleştirilmiş ve bütün hepsinin tek bir akış hacminde incelemesi yapılmıştır. Bu inceleme 2, 10 ve 15m/s'lik akış hızları için gerçekleştirilmiştir. Bütün bileşenlerin tek bir hacimde toplandığı ve test kesiti içerisindeki akış için aranan temel kriterlere olan etkisi son olarak bu vakalar üzerinde incelenmiştir. Sonuç olarak, test kesiti içerisindeki akış için belirlenen hidrodinamik kriterlerden türbülans şiddetinin, Y ve Z-yönündeki akım düzensizliklerinin sınır tabaka civarında %2 oranda aşıldığı görülmüştür. Fakat daha önce de bahsedildiği üzere, daralmadan hemen önce yerleştirilecek olan bir bal peteği geometrisi sonuçları beş kat kadar azaltacağı bilinmektedir. Böylelikle deneylerin gerçekleştirileceği düşünüldüğü bölgede istenen kriterlerin sağlanacağı belirlenmiştir.

5.2 neriler

Bu alışma kapsamında sadece tünelin üst geometrisinin bileşenleri olan daralma, difüzör ve dirseklerin dizaynı gerçekleştirilmiştir. Bunun sonucunda elde edilen geometrileri tek bir akış hacminde toplayarak gerçekleştirilen analize, tünelin alt kısımlarında yer alan dirsekler, borular, pompa ve pompa etrafındaki genişleme ve difüzör kesitleri dahil edilmemiştir. İş yükü ve zaman kısıtından dolayı bahsedilen kısımların dahil edildiği genişletilmiş bir akış hacmi ele alınmamıştır.

Bu çalışmaya ek olarak, genişletilmiş akış hacmi üzerinde analizlerin gerçekleştirilmesi, test kesitindeki ve tünel içerisindeki akışın daha doğru bir şekilde modellenmesini sağlayacaktır. Bu çalışmanın yapılması durumunda y^+1 'e göre oluşturulacak çözüm ağı modeli ile her türlü olası akım ayrılmasını modellemek mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

- Anderson, J. D.** 1996. *Computational Fluid Dynamics: An Introduction*, .. Berlin, Germany.: Springer.
- Barlow, J. B., W. R. Rae, ve A. Pope.** 1999. *Low-Speed Wind Tunnel Testing*. New York: Wiley-Interscience.
- Batchelor, G. K.** 1970. *The Theory of Homogeneous Turbulence*. Cambridge University Press.
- Blazek, J.** 2001. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Oxford, UK: Elsevier.
- Bradshaw, P.** 1971. *A Introduction to Turbulence and Measurement*. Braunschweig, Germany.: Pergamon Press.
- Brandner, P. A., J. L. Roberts, ve G. J. Walker.** 2008. «The Influence of Viscous Effects and Physical Scale on Cavitation Tunnel Contraction Performance.» *Journal of Fluids Engineering*.
- Buice, C. U., ve J. K. Eaton.** 2000. «Experimental investigation of flow through an asymmetric plane diffuser.» *J Fluids Eng* 122:433–5.
- Crowe, Clayton T., Donald F. Elger, Barbara C. Williams, ve John A. Roberson.** 2009. *Engineering Fluid Mechanics*. Jefferson City, United States of America: Donnelley.
- Davidson, L.** 2005. *Numerical Methods for Turbulent Flow, MTF071 Lecture Notes*. Göteborg, Sweden: Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology.
- El-Behery, S. M., ve M. H. Hamed.** 2011. «A comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser.» *Computers & Fluids* 248–257.
- Ferziger, J. H., ve M. Peric.** 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. New York, USA.: Springer.
- Fluent Inc.** 2014. *Fluent User's Guide*. Canonsburg, PA.
- Gleed, D. B., ve G. Saiva.** 1967. *A Selective Survey Of Literature on Water Tunnels To Provide A Basis*. Lucas Heights: Australian Atomic Energy Commission.
- Hinze, J. O.** 1975. *Turbulence*. New York, USA.: McGraw-Hill.
- Hoffmann, K. A., ve S. T. Chiang.** 2000. *Computational Fluid Dynamics for Engineers Volume 1-2-3*. Kansas, USA: Engineering Education System Publication.
- Issa, R. I.** 1986. «Solution of the Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting.» *Journal of Computational Physics* 62(1), 40-65.

- Johnson, R. W.** 1998. *The Handbook of Fluid Dynamics*. Boca Raton: CRC Press.
- Keith, W., J. Bennett, ve J. Barclay.** 1991. *Hydroacoustic Research at the Quiet Water Tunnel Facility of the Naval Underwater Systems Division*. Atlanta: Hydro-Acoustic Facilities, Instrumentation and Experimental Facilities.
- Kyungtae, Boo, ve Shin Soochu.** 2003. «First Elbow Design for the Improvement of Tunnel Performance.» *The Society of Naval Architects of Korea* Vol. 41, No. 4, pp. 9-16.
- Lecoffre, Y, P. Chantrel, ve J. Teiller.** 1987. «Le Grand Tunnel Hydrodynamique (GTH): France's New Large Cavitation Tunnel for Hydrodynamics Research.» *International Symposium on Cavitation Research Facilities and Techniques*. Boston: ASME FED. 1-10.
- Lee, G. G., W. D.E. Allan, ve K. G. Boulama.** 2013. «Flow and performance characteristics of an Allison 250 gas turbine S-shaped diffuser: Effects of geometry variations.» *International Journal of Heat and Fluid Flow* 151;163.
- Madison, R. D., ve J. R. Parker.** 1936. «Pressure Losses in Rectangular Elbows.» *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 58: 167-176.
- Mehta, R. D., ve P. Bradshaw.** 1979. «Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels.» *Aeronautical Journal* 443-449.
- Menter, F. R.** 1992a. «Influence of Freestream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Predictions.» *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal: Technical Notes* 30(6), 1657-1659.
- Menter, F. R.** 1992b. «Performance of Popular Turbulence Models for Attached and Separated Adverse Pressure Gradient Flows.» *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 30(8), 2066-2072.
- Menter, F. R.** 1994. «Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications.» *AIAA Journal* 32(8), 1598-1605.
- Menter, F. R.** 1993. *Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows*. Orlando, Florida, USA.: American Institute of Aeronautics and Astronautics Report.
- Mikhail, M. N.** 1979. «Optimum Design of Wind Tunnel Contractions.» *AIAA Journal* 471-477.
- Morel, T.** 1975. «Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions.» *Journal of Fluids Engineering* 97(2), pp. 225-233.
- Morel, T.** 1975. «Optimum Design of Wind Tunnel Contractions.» *Journal of Fluids Engineering* 225-233.
- Myceka, Paul, Benoit Gaurierb, ve Grégory Germainb.** 2014. «Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. Part I: One single turbine.» *Renewable Energy* 729-746.
- Obi, S., K. Aoki, ve S. Masuda.** 1993. «Experimental and computational study of turbulent separating flow in asymmetric plane diffuser.» Kyoto, Japan: 9. Symposium on Turbulent Shear Flow. 305.

- Patankar, S. V., ve D B Spalding.** 1972. «A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 1787-1806.
- Patterson, G. N.** 1936. *Note on the Design of Corners in Duct Systems*. British: Aeronautical Research Committee Reports and Memoranda.
- Ripken, J. F.** 1951. *Design Studies For A Closed-Jet Water Tunnel*. Minneapolis, Minnesota, USA: University of Minnesota, St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory.
- Ripken, John F.** 1951. *Design Studies for a Closed-Jet Water Tunnel*. Minnesota: University Of Minnesota St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory.
- Roger, E. A.** 1990. *Hydrodynamic Considerations in the Design of the Hydrodynamics and Cavitation Tunnel (HYKAT) of HSVA*. Hamburg : Schiffstechnik Bd. 37.
- Samy, M. El-Behery, ve H. Hamed Mofreh.** 2011. «A comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planer asymmetric diffuser.» *Computers & Fluids* 248-257.
- Tennekes, H., ve J. L. Lumley.** 1972. *A First Course in Turbulence*. Cambridge, UK: MIT Press.
- Ünal, Uğur Oral.** 2007. *Girdap YarATICILARIN Dairesel Silindir Etrafındaki Akışa Etkilerinin DeneySEL ve Hesaplamalı Olarak İncelenmesi*. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Den Bilimleri Enstitüsü.
- Van Doormall, J. P., ve G. D. Raithby.** 1984. «Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows.» *Numerical Heat Transfer* 7, 147-163.
- Versteeg, H. K., ve W. Malalasekera.** 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Harlow, England: Longman Group Ltd.
- Weitendorf, E. A.** 2001. «On The History of Propeller Cavitation and Cavitation tunnels.» *Fourth International Symposium on Cavitation* . Pasadena, CA, USA: California Institute of Technology.
- Wesseling, P.** 1992. *An Intrduction to Multigrid Methods*. New York, USA.: John Wiley, Chichester.
- Wetzel, J. M., ve R. E. A. Arndt.** 1994. «Hydrodynamic Design Considerations for Hydroacoustic Facilities: Part I—Flow Quality.» *Journal of Fluids Engineering* 116 / 331.
- Wilcox, D. C.** 1988. «Reassessment of The Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models.» *AIAA Journal* 26 (11) pp. 1299–1310.
- Wilcox, D. C.** 1991. *A Half Century Historical Review of the $k-\omega$ Model*. Reno, Nevada, USA.: American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper.
- Wilcox, D. C.** 1988a. «Multiscale Model for Turbulent Flows.» *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 26(11), 1311-1320.

Wilcox, D. C. 1988b. «Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models.» *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal* 26(11), 1299-1310.

Wilcox, D. C. 1998. *Turbulence Modeling for CFD*. California: DCW Industries.

Wosnik, Martin, ve Roger Arndt. 2006. *Testing of a 1:6 Scale Physical Model of the Large, Low-Noise Cavitation Tunnel* . Project Report, Minneapolis, Minnesota: St. Anthony Falls Laboratory.

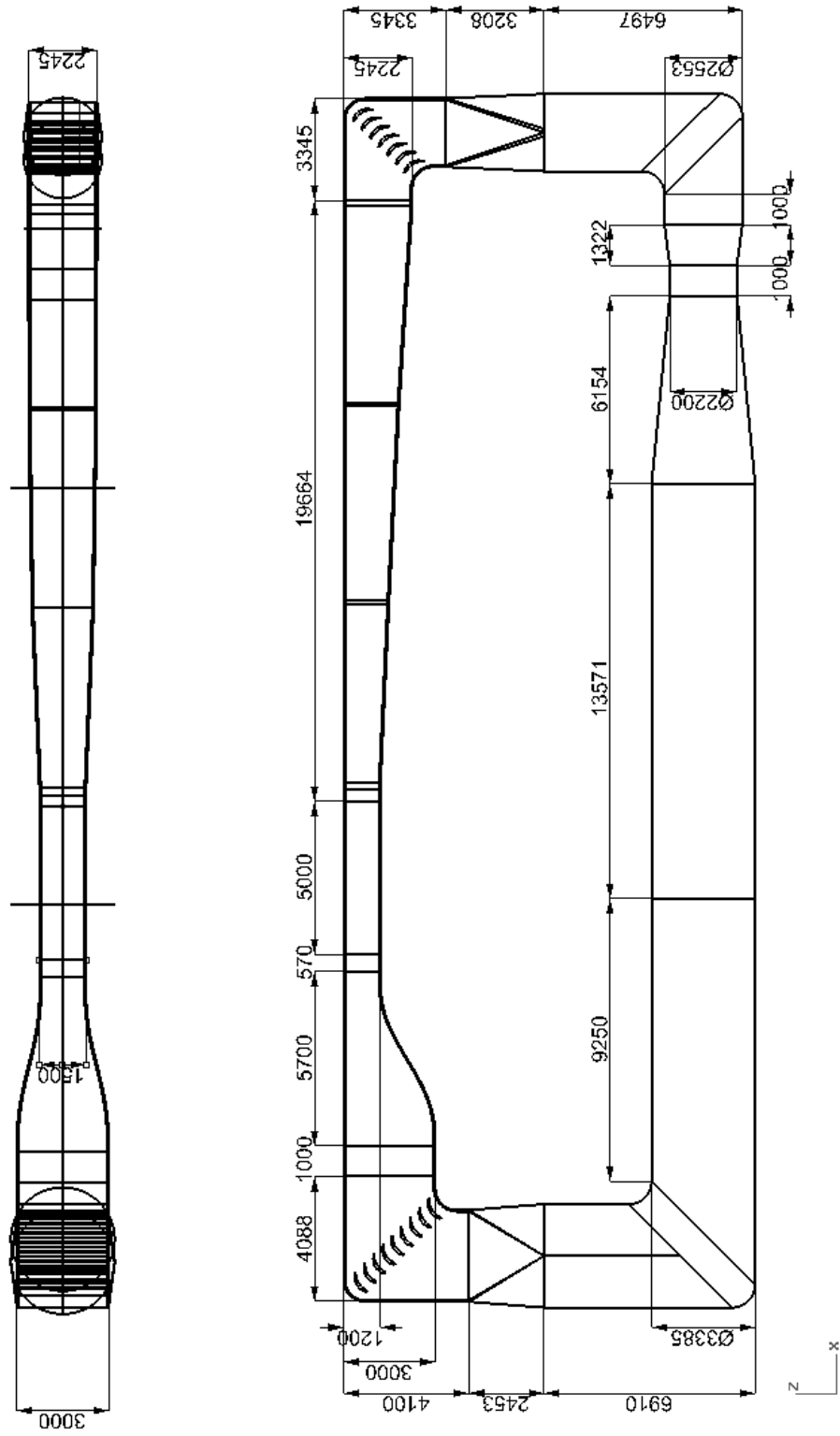
Url-1 <<https://en.wikipedia.org/wiki/Propeller>>, erişim tarihi 20/11/2015

Url-2 <<http://www.heliciel.com/en/aerodynamique-hydrodynamique/cavitation-%20helices-hydrofoils.htm>>, erişim tarihi 20/11/2015

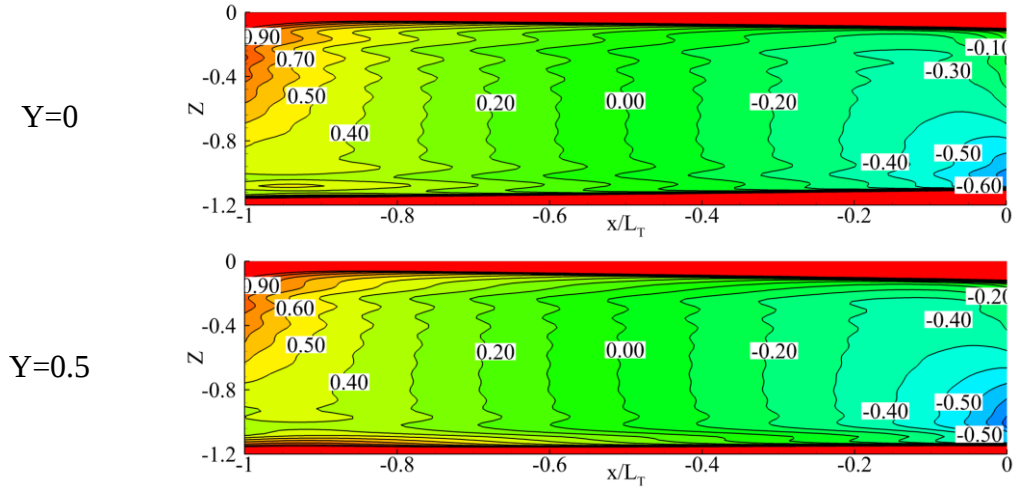
EKLER

EK A: Tez kapsamında dizayn edilen kavitasyon tünelinin tek akış hacmi ile gerçekleştirilen analizlerin sonuçları

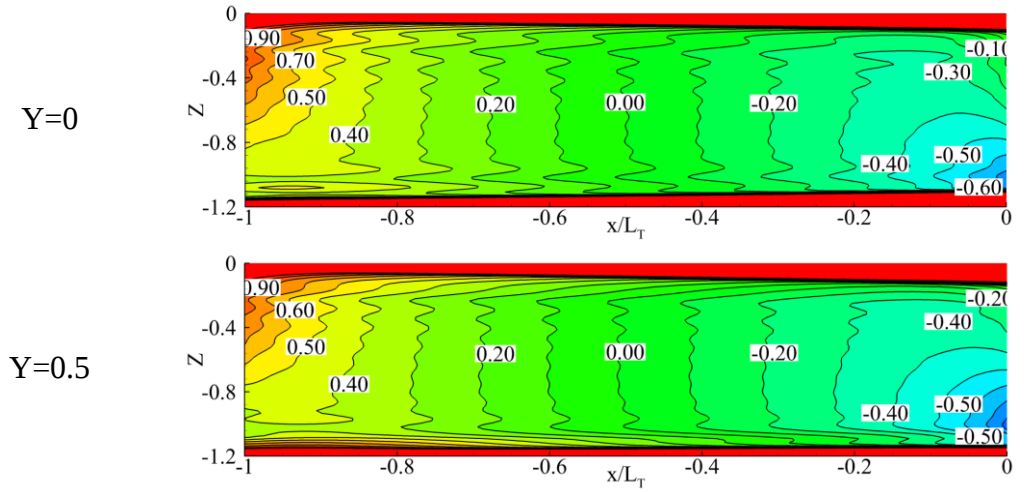
Şekil A.1 : Kavitasyon tüneli taslağı.	112
Şekil A.2 : Tes kesitinde 2m/s akış hızı için U_x akım düzgünlüğü.	113
Şekil A.3 : Tes kesitinde 10m/s akış hızı için U_x akım düzgünlüğü.	113
Şekil A.4 : Tes kesitinde 15m/s akış hızı için U_x akım düzgünlüğü.	113
Şekil A.5 : Test kesiti içerisinde $U_x=2\text{m/s}$ için sonuçlar.	114
Şekil A.6 : Test kesiti içerisinde $U_x=10\text{m/s}$ için sonuçlar.	115
Şekil A.7 : Test kesiti içerisinde $U_x=15\text{m/s}$ için sonuçlar.	116



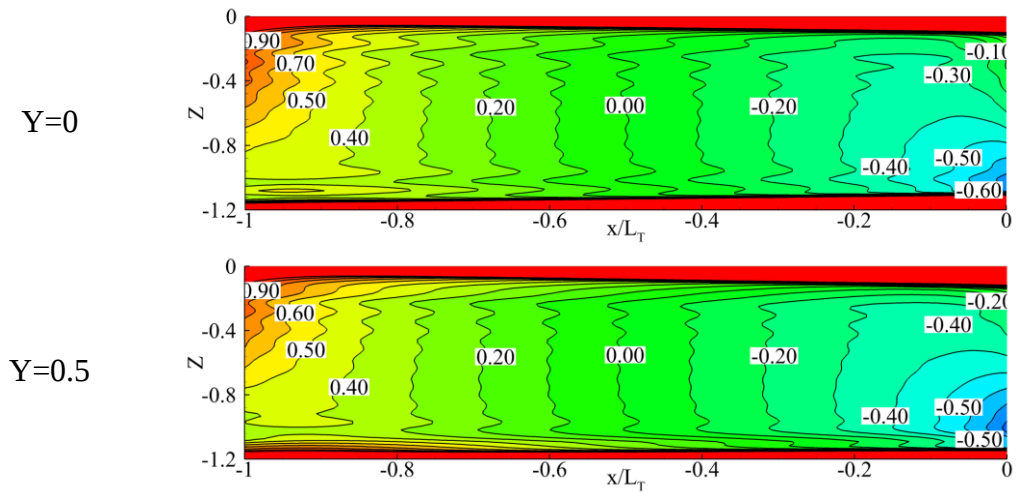
Şekil A.1 : Kaviteasyon tüneli taslağı.



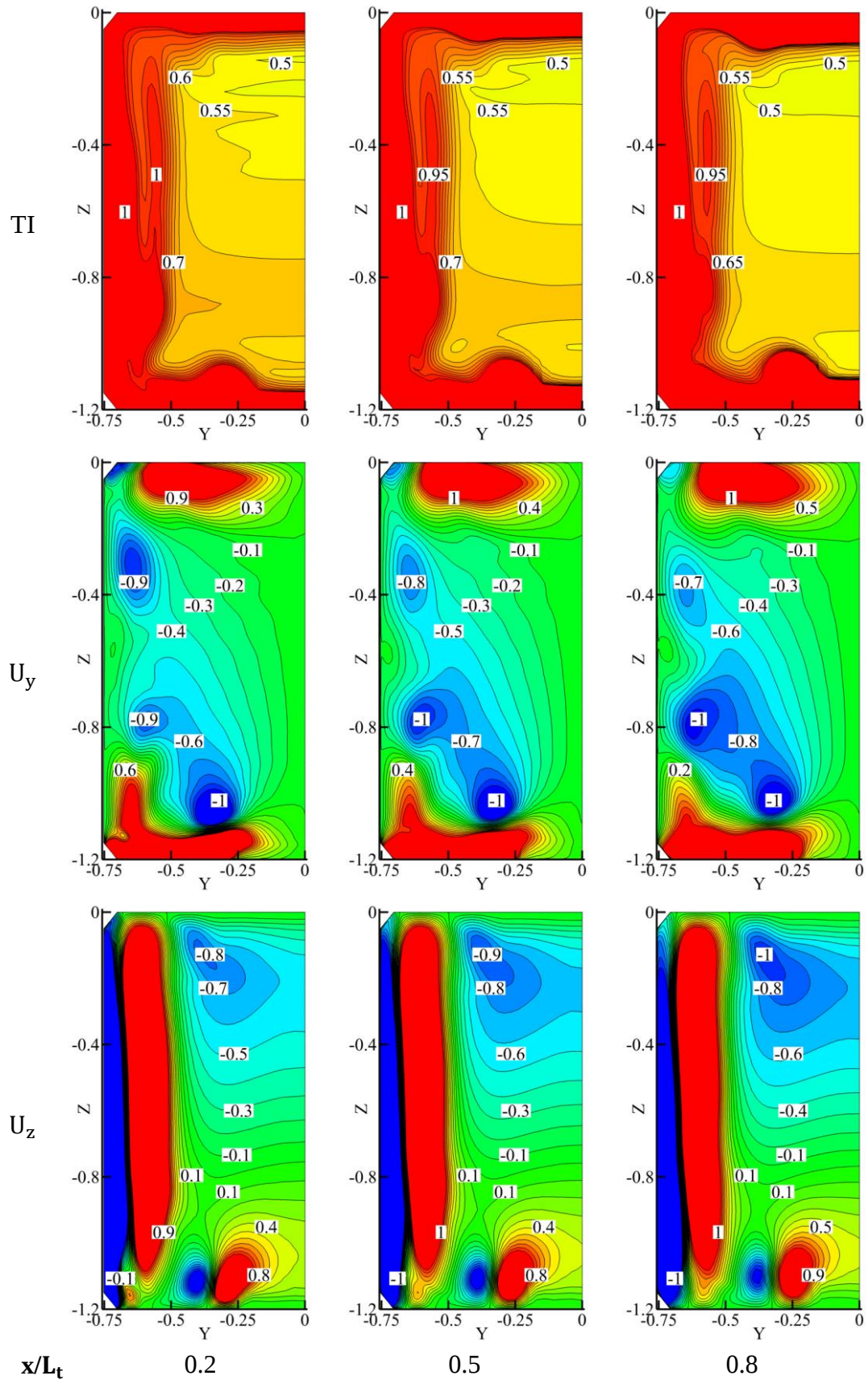
Şekil A.2 : Tes kesitinde 2m/s akış hızı için Ux akım düzgünlüğü.



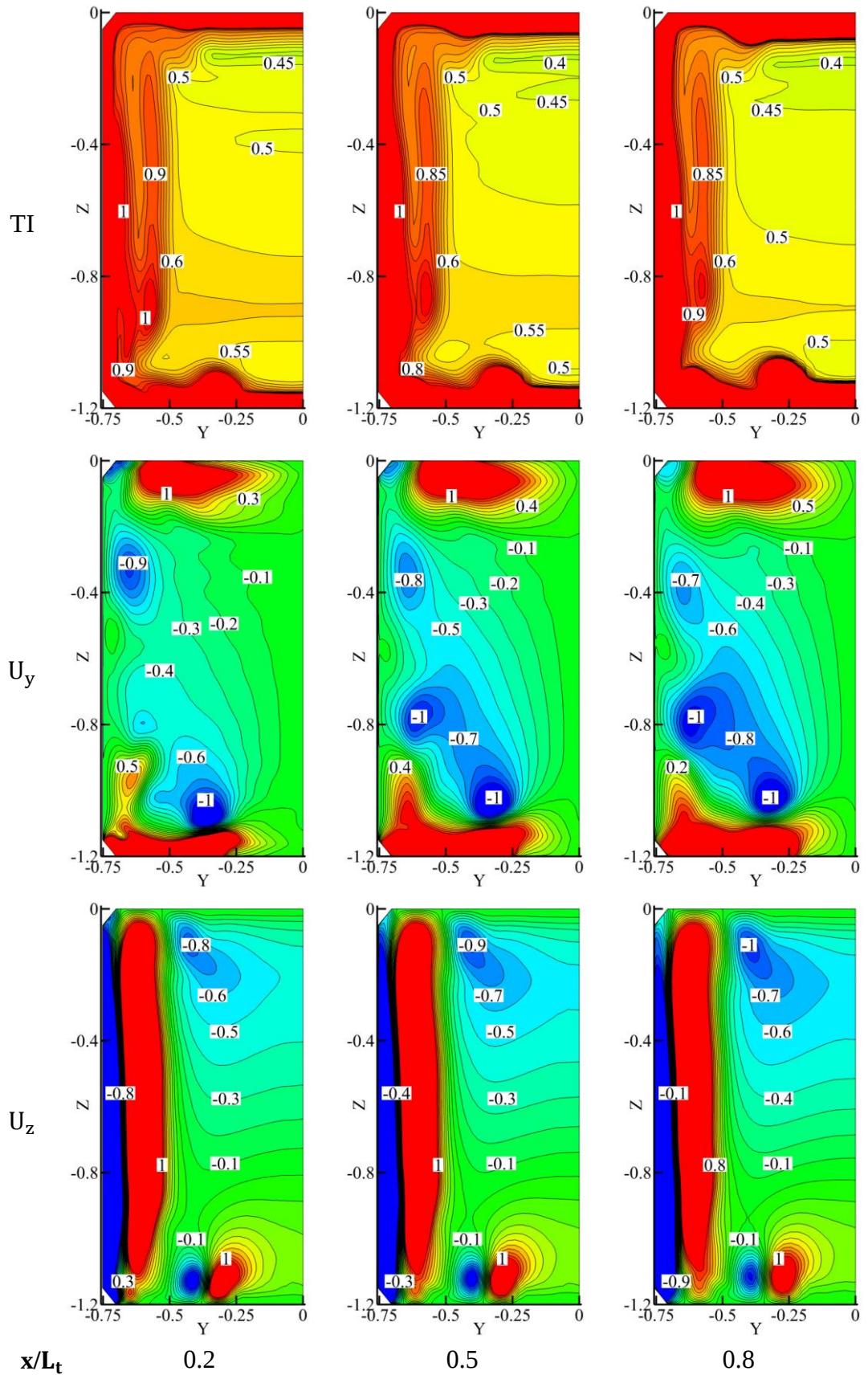
Şekil A.3 : Tes kesitinde 10m/s akış hızı için Ux akım düzgünlüğü.



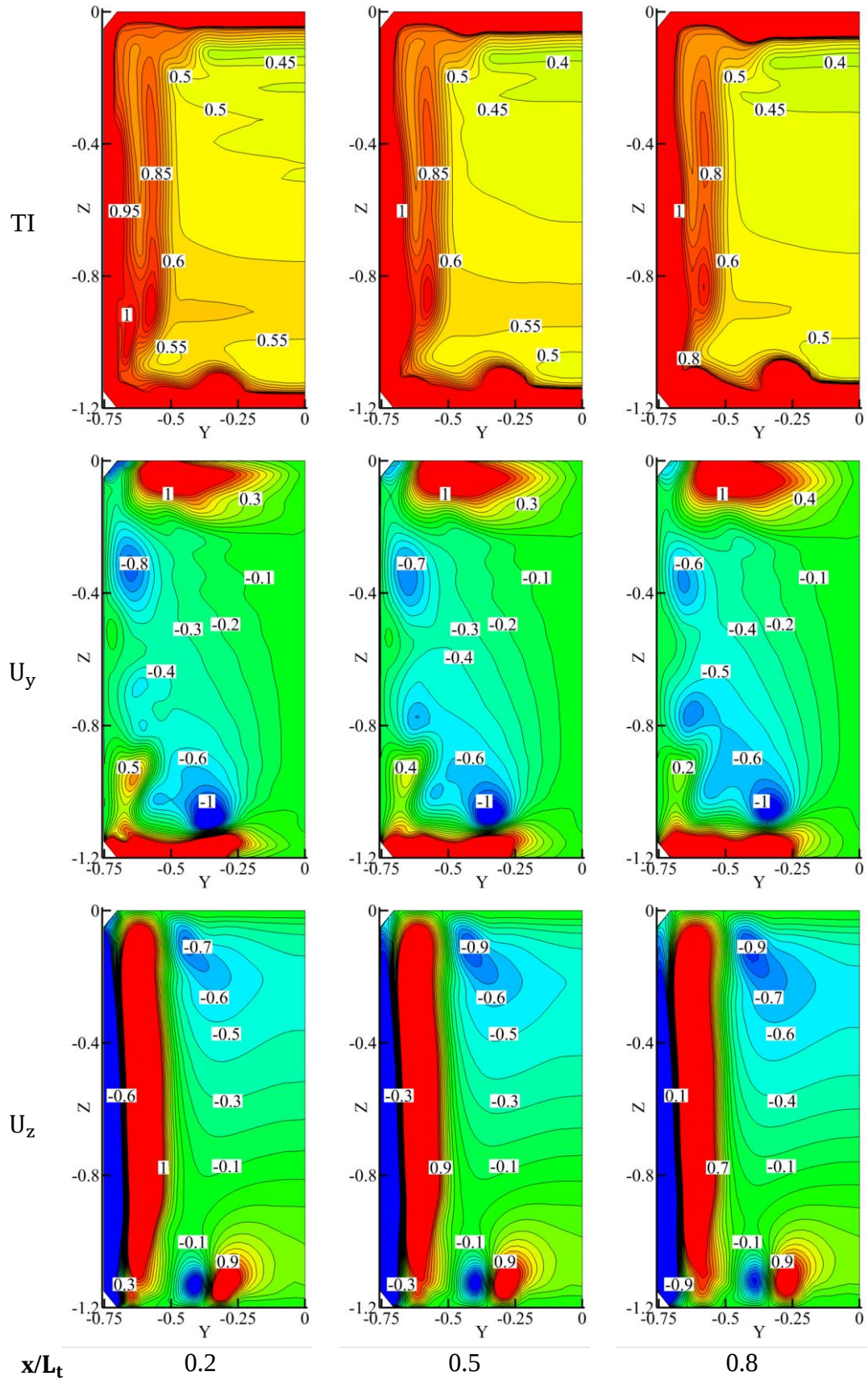
Şekil A.4 : Tes kesitinde 15m/s akış hızı için Ux akım düzgünlüğü.



Şekil A.5 : Test kesiti içerisinde $U_x=2\text{m/s}$ için sonuçlar.



Şekil A.6 : Test kesiti içerisinde $U_x=10\text{m/s}$ için sonuçlar.



Şekil A.7 : Test kesiti içerisinde $U_x=15\text{m/s}$ için sonuçlar.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ahmet Yusuf Gürkan
Doğum Tarihi ve Yeri : 02/08/1987 İstanbul
E-posta : gurkanah@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Aralık 2014'ten beri FİGES A.Ş.'de CFD mühendisi olarak çalışılmakta.
- 2015'te 5. Ulusal Gemi ve Yat Tasarım Yarışması Juri özel ödülü kazandı.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Gürkan A.Y., Bilici G., Ünal U. O., 2015. Viscous Flow Computations for a Large Water Tunnel. *International Conference on Ships and Shipping Research*, June 24-26, 2015 Lecco, Italy.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Özden M. C., Gürkan A.Y., Özden Y. A., Canyurt T. G., Korkut E., 2014. Underwater Radiated Noise Prediction for a Submarine Propeller in Different Flow Conditions. *International Meeting – Propeller Noise & Vibration*, November 6-7, 2014 Istanbul, Turkey.