

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL AERO-AKUSTİĞİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ahmet Can SABUNCU

Anabilim Dalı : Mühendislikte İleri Teknolojiler

Programı : Uçak ve Uzay Mühendisliği

HAZİRAN 2007

OTOMOBİL AERO-AKUSTİĞİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ahmet Can SABUNCU
521051103

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 10 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Haziran 2007

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Alim Rüstem ASLAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. İ. Bedii ÖZDEMİR (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Can Fuat DELALE (İ.T.Ü.)

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Gerek yüksek lisans öğrenimim boyunca ve gerekse bu tez çalışması sırasında çok değerli fikirleriyle beni yönlendiren, bana olan desteklerini ve güvenlerini esirgemeyen saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Alim Rüstem Aslan'a en içten teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Otomobil yan aynalarını sayısallaştırılması ve sonrasındaki işlemlerde bana yardımlarını sunan Fevzi Topçu ve Berk Zaloğlu'na teşekkürlerimi burada belirtmekten onur duyarım.

Zorlu, yorucu, zaman zaman da sıkıcı yüksek lisans çalışmalarım boyunca hayatı daha anlamlı, zevkli ve çekilir kılan çok değerli ve vazgeçilmez dostlarıma ve arkadaşlarıma birlikte yaşadığımız her dakika için teşekkür ediyorum. İyi ki varsınız.

Son olarak öğrenim hayatım boyunca bana her zaman ve her şart altında sınırsız destek veren, her zaman yanımda olan sevgili aileme benim için yaptıkları her şey için minnetlerimi sunarım.

Mayıs 2007

Ahmet Can SABUNCU

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÖZET	viii
AUTOMOBİLE AERO-ACOUSTICS	ix
SUMMARY	ix
1 GİRİŞ	10
1.1 OTOMOBİL AERO-AKUSTİĞİ	11
1.1.1 Dış Ses	13
1.1.2 İç Ses	13
2 MATEMATİKSEL VE SAYISAL FORMÜLASYON	15
2.1 TEMEL DENKLEMLER	15
2.2 SAYISAL ÇÖZÜM VE SINIR KOŞULLARI	16
2.2.1 Ortalama Türbülans Çözümü	16
2.2.2 Akustik Çözümü	20
2.3 ÇÖZÜM AĞI OLUŞTURULMASI	23
2.3.1 Geometrinin Sayısallaştırılması	23
2.3.2 RANS Çözüm Ağı	24
2.3.3 Akustik Çözüm Ağı	27
3 SONUÇLAR	29
3.1 VOLVO S40 YAN AYNASI	29
3.1.1 RANS Sonuçları	29
3.1.2 NLAS Çözümü	34
3.2 BROADWAY YAN AYNASI	37
3.2.1 RANS Sonuçları	37
3.2.2 NLAS Sonuçları	39
4 GENEL DEĞERLENDİRME	42
EK A- SES DALGALARI	44
TEMEL ÖZELLİKLER	44
DALGA MEKANIĞI	46
BASİT HARMONİK HAREKET	47
SESİN YAYILIM HIZI	48

SES KAYNAKLARI	51
HESAPLAMALI AERO-AKUSTİK YÖNTEMLERİ	51
Denklemler Sistemi ile Çözüm	51
Hibrid Yöntemler ile Çözüm	53
ÖZGEÇMİŞ	55

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Tablo 2.1: Lineer olmayan ve Lineer Türbülans Sabitleri [15].....	20
Tablo 2.2: Hesaplama Noktaları Koordinatları	28
Tablo 3.1: Volvo S40 Aynası Sürüklenme Kuvveti.....	34

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Şekil 1.1: Otomobil gürültüsünün senelere göre değişimi – [17].....	12
Şekil 2.1: Ayna Yerleşimi.....	18
Şekil 2.2: Sınır Koşulları	18
Şekil 2.3: Duvar Çözüm Ağı Gereksinimleri – [16].....	22
Şekil 2.4: Volvo S40 Yan Aynası ve Atos II.....	23
Şekil 2.5: Aynalar ve Sayısallaştırılmış Şekilleri	24
Şekil 2.6: Ayna Üzerindeki Prizma Katman.....	25
Şekil 2.7: Volvo S40 ve Broadway RANS Çözüm Ağı	26
Şekil 2.8: Aynaların Plakaya göre Konumu	27
Şekil 2.9: Akustik Çözüm Ağı.....	27
Şekil 2.10: Hesaplama Noktaları	28
Şekil 3.1: Volvo S40 aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı.....	30
Şekil 3.2: Volvo S40 aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı.....	31
Şekil 3.3: Volvo S40 aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı.....	32
Şekil 3.4: Volvo S40 RANS çözümü yakınsama geçmişi, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı.....	33
Şekil 3.5: Volvo S40 20 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b) Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4	35

Şekil 3.6: Volvo S40 40 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b) Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4	36
Şekil 3.7: Volvo S40 aynası 2. hesaplama noktası, iki farklı serbest akım hızı akustik karşılaştırılmaları	37
Şekil 3.8: Broadway aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) ayna genel görünüm, b) ayna ayrılmış akım, c) sınır tabaka kopması	38
Şekil 3.9: Broadway RANS çözümü yakınsama geçmişi.....	39
Şekil 3.10: Broadway 40 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b)Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4.....	40
Şekil 3.11: Broadway ve Volvo S40 aynaları 40 m/s serbest akım hızı akustik karşılaştırılmaları	41

ÖZET

Günümüz otomobillerinde aerodinamik ses, taşıtların 120 km/sa hızın üzerinde seyir etmeleri durumunda baskın hale gelmiştir. Bu durum son yılların otomobillerinin aerodinamik kaynaklı olmayan gürültü kaynaklarının ses seviyelerinin önemli ölçüde düşürülmüş olmasından kaynaklanır. Otomobil aerodinamik gürültüsünün temel kaynakları ön cam çubuğu, araç altı, yan aynalar ve havalandırma kanallarıdır. Bu tezde, iki farklı yan ayna, Volvo S40 ve Renault 9 – Broadway yan aynaları, etrafındaki daimi olmayan akım ve bu akımın oluşturduğu gürültü incelenmiştir. Aynaların geometri bilgileri üç boyutlu tarayıcı tarafından oluşturulmuştur. Aynaların neden olduğu gürültüyü hesaplamak için CFD++ ticari yazılımının NLAS çözücüsü kullanılmıştır. Akustik çözümü için ayna üzerinden akışın ortalama türbülans değerleri gerekmektedir. Bu ortalama türbülans değerleri yine aynı yazılım (CFD++) kullanılarak elde edilmiştir. Ortalama türbülans değerleri hesaplanırken lineer olmayan bir türbülans modeli seçilerek türbülans denklemlerinin kapanması sağlanmıştır. Akustik çözüm için ayrı bir çözüm ağı kullanılmıştır. Akustik çözüm ağı oluşturulurken ortalama türbülans değerlerini bulmak için kullanılan çözüm ağı aynaya ve aynanın iz bölgesine doğru kırılmıştır. Bu kırılmış sınırlarda ses dalgalarının yansımaları engellemek amacı ile emici sınır şartları kullanılmıştır. Çözüm hacmi içerisinde farklı noktalarda akustik basınç ölçümü yapılmıştır. Bulunan zamana bağlı ses basınç değerlerinin hızlı fourier dönüşümü alınarak sonuçlar incelenmiştir. Sonuç olarak Renault 9 - Broadway yan aynasına göre daha yeni olan Volvo S40 yan aynası daha düşük ses basınç seviyesi vermiştir.

AUTOMOBILE AERO-ACOUSTICS

SUMMARY

The dominating noise of a ground vehicle traveling at speeds above 120 km/h is generated by the aerodynamic mechanisms. This situation is due to the low noise levels of the non-aerodynamic noise sources of recent ground vehicles. The main noise sources of such a ground vehicle are front pillar, under body, side mirror and ventilation channels. In this thesis, the unsteady flow field around two different side mirrors, namely those of Renault 9-Broadway and Volvo S 40, and their contribution to the noise propagation are investigated. The CAD data of the side mirrors is generated using a three-dimensional digitizer. A Commercial software package's Non Linear Acoustics Solver is used to predict the radiated sound from the side mirrors. In order to predict the sound propagation, first average turbulence properties of the flow around side mirror are needed. This average turbulence properties are determined using RANS computations. For the RANS calculations a non-linear eddy viscosity model is employed. Then, for the acoustic analysis initial RANS mesh is cropped closer to mirror to construct the acoustic mesh. At the cropped boundaries the far-field absorbing boundary conditions are used to prevent acoustic wave reflections. Sound pressure levels are determined in four locations. The unsteady pressure fluctuations at these locations transformed into frequency domain from time domain by using fast fourier transform. Overall, the Volvo S40 side mirror, which is newer than Renault 9 - Broadway side mirror gave lower sound pressure levels.

1 GİRİŞ

Otomobil elemanlarının tasarımı yalnızca parçanın gerçekleştirilmesi gereken başlıca görev göz önüne alınarak yapılmaz. Tasarım birçok etmenin dikkate alınmasını gerektirir. Bunların başlıcaları maliyet, ağırlık, verim, biçim, kolay üretilirlik, titreşim karakteristikleri ve gürültü karakteristikleridir. Başarılı bir tasarım ana görevi yerine getirirken tüm bu etmenleri de göz önüne alandır. Otomobil dışına bağlanan elemanlardan bir tanesi yan aynadır. Otomobil yan aynasının başlıca görevi sürücünün ilerisindeki yola konsantre olmasını sağlamak için görüş alanını arttırmaktır. Dikkat edilmesi gereken tasarım parametrelerinden önemli bir tanesi de rüzgâr gürültüsünün azaltılmasıdır. Yan aynalar üzerine yapılan aerodinamik şekil optimizasyonu çalışmaları rüzgâr kaynaklı gürültünün oldukça azalmasına yol açmıştır. Ancak, hala daha fazla gürültü azaltılmasına gereksinim vardır.

Rüzgâr gürültüsünün ana nedeni yan ayna etrafındaki akımın zamana bağlı olarak değişmesidir. Zamana bağlı ayrılmalı akışların analizi hala zaman alıcı zor bir çalışma alanıdır.

Otomobillerde aero-akustik incelemeler, otomobillerin diğer gürültü kaynaklarının önemli ölçüde azalması nedeni ile günümüzdeki çalışmalarda yer almaya başlamıştır. Hava akışına maruz kalan yan aynalar, tekerlekler, araç altı, pencere çerçevesi(A pillar) gibi yapılar gürültüye neden olacak tipte akış yaratırlar. Bu çalışmada iki ayrı serbest akım hızında, düz bir plaka üzerine monte edilmiş Volvo S40 ve tek serbest akım hızında Renault 9 Broadway yan aynalarının üzerinden akış, ses oluşumu ve yayılımı dikkate alınarak incelenmiştir. Bu çalışmada rüzgârın ve trafiğin etkisi hesaba katılmamıştır, dolayısıyla ayna sıfır sapma açısında incelenmiştir. Akışın RANS çözümü için CFD++ paket programı ve akustik çözümü için bu programın CAA++ eklentisi kullanılmıştır.

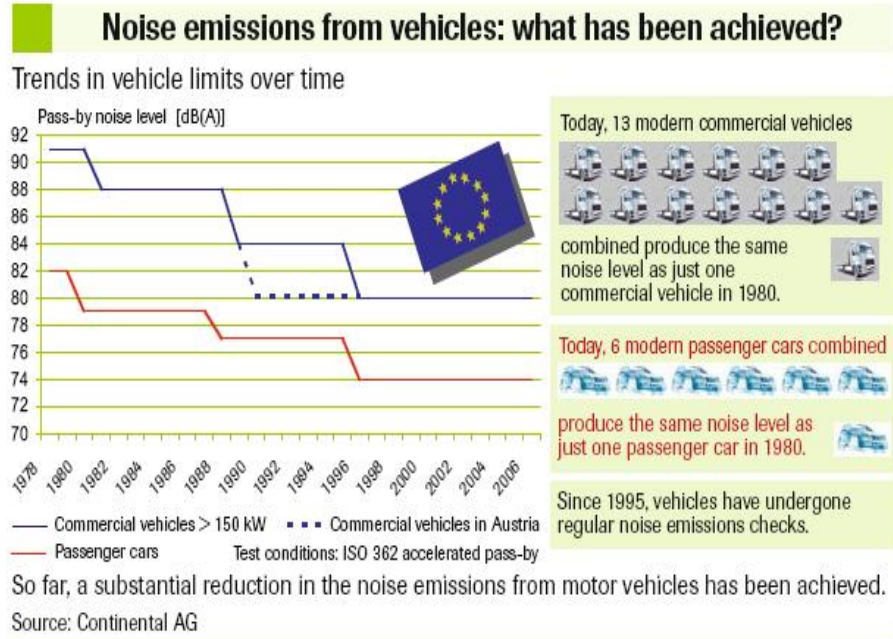
Son yıllarda bu konuda çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Ye Li et al. [1] yayınladıkları makalelerinde, bir araçtan yayılan gürültüyü sayısal ve deneysel yöntemlerle incelemiş ve akışı bozan bileşenlerin gürültüye ne ölçüde etki ettiklerini incelemişlerdir. Kenji Ono et al. [2] yayınladıkları makalede yan ayna ve pencere

çerçevesinin (A pillar) oluşturdıkları gürültüyü sayısal ve deneysel olarak incelemiş ve tasarım önerileri vermişlerdir. Watkins ve Oswald [3] ise pencere çubuğu ve yan ayna üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlar ve değişik sapma açılarında akışı incelemişlerdir. Parchen [4] yayınladığı makalesinde uçaklardan ve kara taşıtlarından yayılan gürültüyü incelemiştir. Bu sayılan çalışmaların hepsi gerçek araçlar üzerinde yapılmıştır. Ask ve Davidson [5] temsili bir yan ayna üzerindeki akışı ve buna bağlı gürültü oluşumunu çözmek için LES ve DES sayısal yöntemlerini kullanmışlardır. Batten et al. [6] makalelerinde, bu çalışmada da kullanılan CFD++ programının NLAS çözücüsünü tanıtmışlar ve bu yöntem ile temsili yan aynanın oluşturduğu gürültüyü hesaplamışlardır. Buldukları sonuçlar deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar vermektedir. Bu çalışmaya bu yöntemin (CFD++ - NLAS) uygunluğu bu makale ile doğrulanmıştır. Larsson [7] Licentiate için verdiği tezde, hem düşük Mach sayılı akışlar için aero-akustik yöntemlerini özetlemiş hem de girinti (cavity) üzerinden akışın gürültüsünü Curle denklemi ile hesaplamıştır. Bunların yanında genel aero-akustik bilgisi için Hirschberg [8], Norton [9] ve Goldstein[10]'ın kitaplarından, Wang et al.[11] makalesinden yararlanılmıştır. Akustik ve dalga fiziği ile ilgili temel kavramlar Everest[12] ve French[13]'in kitabından alınmıştır. NLAS çözücüsünün temeli olan lineer olmayan salınım denklemleri (Non Linear Disturbance Equations) için Morris et al. [14]'in makalesinden yararlanılmıştır. Ayrıca tüm hesaplamalar sırasında CFD++ programının yardım dosyalarından [16] faydalanılmıştır.

1.1 Otomobil Aero-akustiği

Otomobil aerodinamiği, kara taşıtlarının yakıt verimliliği, en yüksek hızı, ivmelenme başarımı, motor soğutması, iklimlendirilmesi, hava gürültüsü, görüş yeterliliği, kararlılığı, yan rüzgâr hassasiyeti gibi özellikleri etkiler. Otomobil aerodinamiğinde bir amaç taşıt üzerine etkiyen sürüklenme kuvvetinin düşürülmesidir. Tüm bu sayılan özellikler sürüklenme kuvvetinin düşürülmesi ile olumlu yönde etkilenirler. Geleneksel kara taşıtlarında sürüklenme kuvvetinin büyük bir bileşeni aracın arkasında oluşur. Bu yüzden aracın arkasında oluşan iz bölgesinin yapısının çözülmesi çalışmalarda önemli yer tutar. Bu amaçla araştırmalarda kullanılan şeklin adı Ahmed Body'dir. Son yıllarda otomobillerde aerodinamik kaynaklı olmayan gürültülerin önemli ölçüde azaltılması ile birlikte, otomobil aero-akustiği günümüzde

önemli bir yer edinmiştir. Son yıllardaki otomobil gürültüsündeki değişim Şekil 1.1’de de görülmektedir [17].



Şekil 1.1: Otomobil gürültüsünün senelere göre değişimi – [17]

Otomobillerde sadece araçtan dışarı yayılan gürültüye değil aynı zamanda aracın içerisinden hissedilen gürültü inceleme konusudur. Otomobilin temel gürültü kaynakları çekici sistem (motor, vites sistemi, vb.), lastikler (lastik yol etkileşimi) ve araç çevresinden akıştır. İç sese bu kaynakların yanında ısıtma, havalandırmadan ve sızıntılardan oluşan gürültü de etki eder. Uzun süredir çekici sistemin ve lastiklerin gürültüsü baskın ses durumundaydı. Son yıllarda, motor gürültüsünün azaltılmasıyla birlikte ve daha az gürültü yayan asfaltların kullanılmasıyla birlikte, bu kaynaklar eski önemlerini yitirmişlerdir [4]. Aerodinamik sesin azaltılması, bu şekilde otomobil endüstrisinde önemli bir konu haline gelmiştir. Aerodinamik gürültünün insana verdiği rahatsızlığı önlemek için, yalıtım malzemeleri kullanılabilir veya başka çözümler uygulanabilir; örneğin, camları çift kat üretmek gibi, fakat bu çözümlerin hepsi hem daha pahalı hem de daha ağır ürünlere neden olmaktadır. Bunların yanında otoyollardan çevreye yayılan gürültüde daha sağlıklı bir yaşam için tutulabilecek en düşük düzeyde tutulmalıdır.

Otomobil aerodinamiğinin, otomobil şeklini belirlemede önemli bir girdi olmasının yanında, çeşitli işlevsel, yasal ve estetik kısıtlamalar, uçaklardan farklı olarak otomobillerin verimli bir aerodinamik yapıya sahip olmalarını engeller. Bu yüzden

sıfır sapma açılı seyir halinde bile birçok ayrıık akış bölgesi bulunmaktadır. Bu bölgelere örnek olarak şunlar verilebilir: Cam çubukları (A-pillar), yan camlar, yan aynalar, tekerlekler ve aracın altı.

Aerodinamik sesin hızın 6. kuvvetiyle artmasından ve mekanik kaynaklı gürültülerin de hızın 3. kuvvetiyle artmasından dolayı, artan hızlarla birlikte aerodinamik yapı önem kazanır. Genel olarak aerodinamik ses 80 km/sa'i aşan hızlarda diğer seslere baskın gelir[2]. Aerodinamik gürültü kaynaklı iç ses seviyesi ise 120 km/sa hızda 70 dB civarına gelir [1].

1.1.1 Dış Ses

Araç üzerinden akışta akışın zamana bağlı olduğu bölgeler ses dalgaları oluştururlar, dış ses için bu dalgalar herhangi değişikliğe uğramadan dinleyiciye ulaşırlar. 140 km/sa hızda ve yüksek frekanslarda [1]'de de belirtildiği gibi aerodinamik gürültüye cam çubuğun (A-Pillar) ve yan aynanın yaptığı katkı diğer aerodinamik bileşenlere göre daha fazladır. Aynı hızda ve daha düşük frekanslarda araç altından yayılan gürültü büyük bileşen haline gelmektedir.

Bunların yanında aerodinamik kaynaklı sayılabilecek başka bir bileşen de lastik yer etkileşiminden kaynaklanan gürültüdür [4]. Trafikte yüksek seviyede gürültüye yol açtığından dolayı, yol lastik etkileşim gürültüsü son yıllarda araştırılmıştır. Bu gürültü tek kutuplu (monopole) bir ses kaynağıdır. Temel olarak lastikteki ve asfalttaki boşluklara dolan havanın yayılmasıyla oluşur. Bu gürültüye lastik yapısı, malzemesi, boyutları ve yolun yüzey yapısı, geçirgenliği, emilim katsayısı etki eder.

1.1.2 İç Ses

Günümüz arabalarında 120km/sa'i geçen hızlarda A-pillar, yan ayna ve sileceğin çıkardığı ses rahatsız edici olarak tanımlanabilir. A-pillar'dan ayrılmış olarak gelen hava akımı, yan aynayla etkileşerek ve kaporta üstünden gelen akımın silecekler üstünde ayrılarak 10 kHz oktav bandına kadar gürültü yaratır. Daha alçak frekanslarda, 2500 Hz'in altında, motor ve aktarım organlarından gelen gürültü aerodinamik sese baskın gelir [4]. Bunun yanında ani rüzgârlarda ve sileceklerin çalışma durumunda, aerodinamik ses değişken bir yapı gösterir. İç ses göz önüne alındığında, 150 km/sa hızda sileceğin oluşturduğu gürültü toplam ses seviyesini 5 dB(A) arttırır [4].

Dış akıştan kaynaklanan iç ses, temel olarak iki yoldan yayılır. Birinci yol, akışa maruz kalan silecek gibi yapıların çift kutuplu (dipole) ses kaynağı gibi davranarak ses dalgaları yaymalarıdır. İkincisi ise bu gibi nesnelerin türbülanslı iz bölgelerindeki hidrodinamik basınç dalgalanmalarının yan cam üzerinde titreşim oluşturmalarıdır. Bu şekilde basınç dalgalanmalarının enerjisinin bir kısmı, cam üzerinden akustik basınç dalgaları oluşturarak harcanır. Hidrodinamik basınç dalgalanmalarının genliği akustik basınç dalgalarına göre daha büyük olmasına rağmen, iç ses bulunurken her iki kaynak da dikkate alınmalıdır [4].

2 MATEMATİKSEL VE SAYISAL FORMÜLASYON

2.1 Temel Denklemler

Ayna etrafındaki 4 ayrı noktadaki ses basınç seviyelerinin hesaplanması için melez (hybrid) bir yöntem izlenmiştir. Öncelikle akışın ortalama türbülans değerleri bulunmuştur, bu ortalama değerler lineer olmayan salınım denklemlerinde kullanılarak zamana bağlı çözüme ulaşılmıştır. Ortalama türbülans değerleri hesaplanırken kütle korunum denklemi, momentumun korunum denklemi ve ideal gaz denklemi çözülmüştür. Bunların yanında, zamana bağlı çözümde kullanılan lineer olmayan salınım denklemlerinin temeli de kütle korunum, momentumun korunum denklemleridir. İncelenen akışın düşük mach sayılı akış olmasından ve çözümde ısı geçişi bulunmadığından dolayı ortalama türbülans değerlerinin bulunmasında ve zamana bağlı çözümde enerji denklemi çözülmemiştir. Sıkıştırılabilir türbülans denklemlerinin kapanabilmesi için kütle ve momentum korunum denklemlerinin yanı sıra ideal gaz bağıntısı da kullanılmıştır. Türbülans denklemlerinin sıkıştırılabilir seçilmesinin nedeni CFD++ ticari kodunun düşük mach sayılı akışlarda tavsiye ettiği önkoşullama (Preconditioning) işleminin ancak sıkıştırılabilir türbülans denklemleri ile kullanılabilmesidir. Çözüm denklemlerinde sıcaklığı etkileyen herhangi bir etken olmadığından tüm çözümlerde sıcaklık sabittir. Akışı yöneten temel denklemler aşağıda gösterilmiştir.

Kütle korunumu,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Burada ρ yoğunluk, u_i ise hız vektörü bileşenleridir. Momentumun korunumu denklemi,

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Bu denklemdeki τ_{ij} gerilme tensorünü göstermektedir. Gerilme tensörü için kullanılan bünye denklemi,

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2.3)$$

Bu denklemde δ_{ij} kronecker deltasıdır. Türbülans çözümleri için ayrıca ideal gaz bağıntısı,

$$P = \rho RT \quad (2.4)$$

akış alanını bulmak için çözülmüştür.

2.2 Sayısal Çözüm ve Sınır Koşulları

Kullanılan melez (hybrid) yöntemde ilk olarak ortalama türbülans değerleri, ardından da bu ortalama değerler kullanılarak zamana bağlı sonuçlar elde edilmiştir. İlk olarak ortalama türbülans çözümü ardından da akustik çözüm için kullanılan lineer olmayan salınım denklemleri anlatılmıştır.

2.2.1 Ortalama Türbülans Çözümü

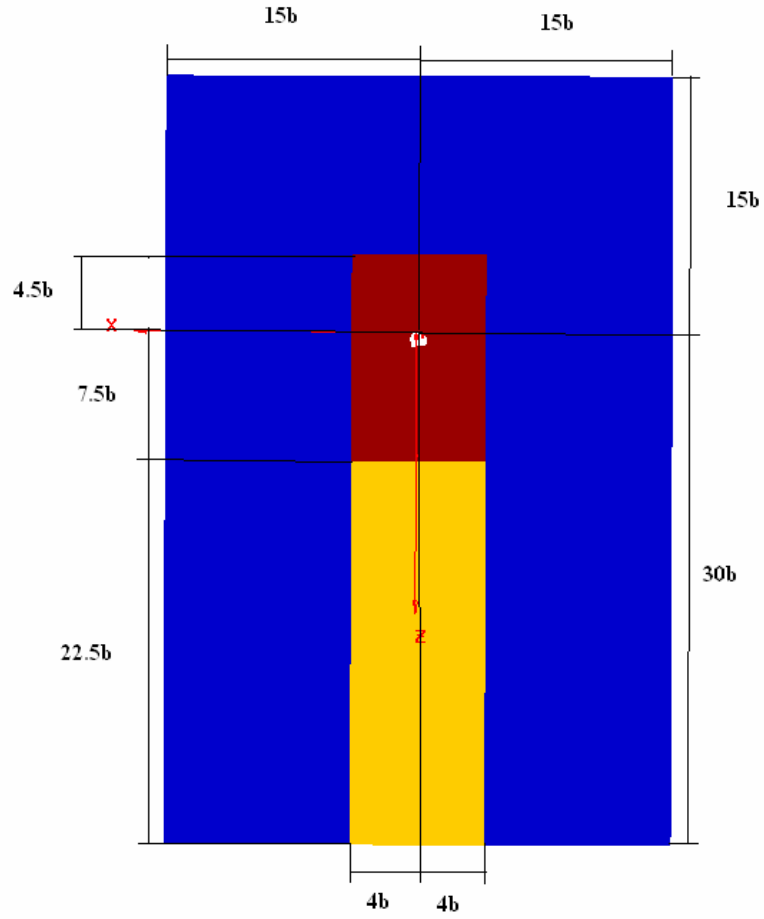
Çözümler iki ayrı serbest akım hız için yapılmıştır: 20 ve 40 m/s. Çözüm için CFD++ ticari programı kullanılmıştır. Bu hızlara karşılık gelen Reynolds sayıları sırasıyla: $1.44 \cdot 10^5$ ve $2.88 \cdot 10^5$ 'dir. Burada öz uzunluk olarak aynanın genişliği kullanılmıştır. Aynaların etrafındaki akışın ortalama değerlerini bulmak için önkoşullu sıkıştırılabilir Reynolds ortalamalı Navier Stokes denklemleri kullanılmıştır (Preconditioned Compressible Perfect Gas Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS). 2.3 denkleminin Reynolds ortalamasının alınması ile meydana gelen Reynolds gerilmelerinin çözümü için ise türbülans kinetik enerjisi ve sönümleme oranına dayalı olan (Cubic k-e) lineer olmayan bir türbülans modeli kullanılmıştır. Önkoşullu (Preconditioned) sıkıştırılabilir RANS denklemleri yüksek mach sayılı akışların yanı sıra düşük mach sayılı akışlarda da kullanılabilir olduğu CFD++ programının yardım dosyalarında belirtilmiştir. Düşük mach sayılı akışlarda yakınsamayı hızlandırdığı ve uzaydaki ayrıklaştırmadan kaynaklanan yapay ağdalığı önlediği için CFD++ programı tarafından tavsiye edilmektedir. Önkoşullama (Preconditioning) işlemi RANS denkleminin sol yanını bir matris ile çarparak

uygulanmaktadır, bu nedenle problemin zaman akışını değiştirir. Bu durum zamana bağlı olmayan çözüm bulunurken sorun olmamakla beraber, zamana bağlı durumlarda sorun oluşturmaktadır. Zamana bağlı çözümlerde bu denklemlerin kullanılması durumunda Dual Time-Stepping (DTS) kullanılarak bu sorunun üstesinden gelinmektedir. RANS çözümleri yapılırken CFL sayısını azar azar arttırmaya özen gösterilmiştir ve zaman ile uzayda törpüleme (temporal and spatial time step smoothing) yapılmıştır.

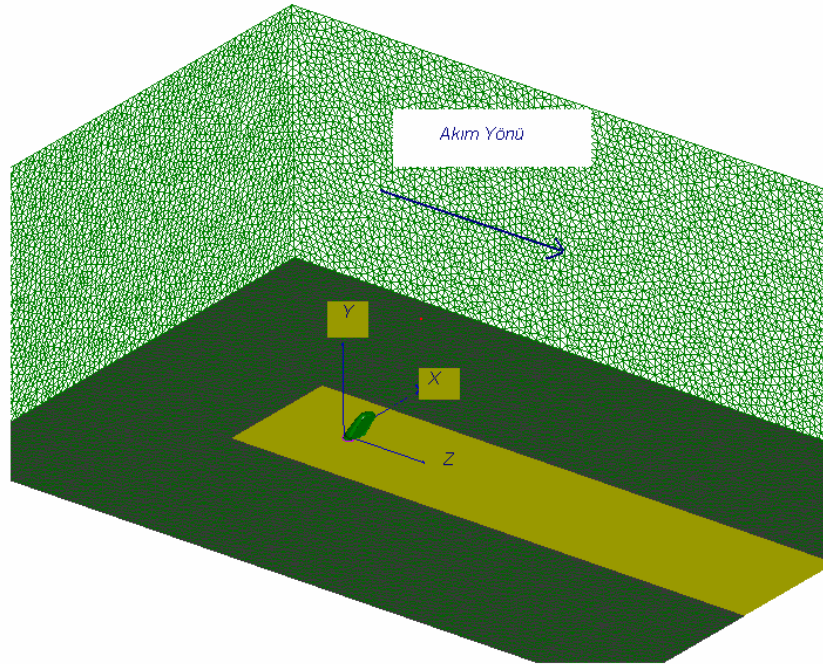
Kullanılan programda girilen CFL sayısına için, her bir hücre için zaman adımı yerel özdeğere göre hesaplanmaktadır. Bitişik konumlu, boyutları birbirine göre orantısız olan hücrelerde, hücrelerin yerel zaman adımları birbirlerine göre çok farklı olabilirler, bu durumda o bölgede olayın fiziğine uygun olmayan sonuçlara rastlanabilir. Uzayda zaman adımı törpüleme ile bitişik iki hücre arasındaki zaman adımı farkını sınırlamak mümkündür. Zamanda törpüleme zamanda meydana gelebilecek keskin süreksizlikleri yumuşatır. Bu yöntem ile de daha dengeli ve daha hızlı bir yakınsama geçmişi elde etmek mümkündür.

Ortalama türbülans değerleri için yapılan çözümde kullanılan sınır koşulları aşağıdaki gibidir:

- Giriş alanı - giriş bölgesindeki normal hız (20 ve 40 m/s) ve sıcaklık (300 K) verilmiştir.
- Çıkış alanı – çıkış bölgesindeki basınç atmosfer basıncı (99530 Pa) alınmıştır. Diğer Riemann değişmezi ve entropi içeriden hesaplanır. Çözümdeki diğer tüm basınçlar bu referans basınca göre hesaplanmıştır.
- Duvar alanı – aynanın bağlı bulunduğu 12bX8b'lik plaka üzerindeki hız sıfırdır (kırmızı bölge – Şekil 2.1). Duvardan çıkan ilk boyutsuz hücre boyutu yeterince küçük olmadığından dolayısıyla sınır tabaka içerisindeki tüm olayların yakalanamayacağından ($y^+=1$ sağlamadığı için) duvar fonksiyonu kullanılmıştır.
- Ayna – cidar gibi düşünülmüştür, ayna üzerinde hız sıfırdır.
- Geri kalan bütün bölgelerde simetri sınır şartı kullanılmıştır.



Şekil 2.1: Ayna Yerleşimi



Şekil 2.2: Sınır Koşulları

Kübik k-e türbülans modeli normal gerilmelerde ortaya çıkabilecek anisotropi, girdap ve eğrisel akım çizgilerinin etkilerini göz önüne alabilecek non-linear terimler içermektedir. Bu türbülans modelinde, türbülans kinetik enerjisi (k) ve kinetik enerji sönümlleme oranı için taşınım denklemleri çözerek Reynolds gerilmeleri çözülür. CFD++ programının yardım dosyalarında bu denklemler verilmemiştir fakat yapılan başka bir çalışmada gösterilen denklemler aşağıdaki gibidir[15].

$$\begin{aligned} \overline{u'_i u'_j} = & \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t S_{ij} - 0.1 \nu_t \frac{k}{\varepsilon} \left(S_{ik} S_{kj} - S_{kl} S_{kl} \frac{1}{3} \delta_{ij} \right) + 0.1 \nu_t \frac{k}{\varepsilon} (W_{ik} S_{kj} + \\ & W_{jk} S_{ki}) + 0.26 \nu_t \frac{k}{\varepsilon} (W_{ik} W_{kj} - W_{kl} W_{kl} \frac{1}{3} \delta_{ij}) \\ & - 10 c_\mu^2 \nu_t \left(\frac{k}{\varepsilon} \right)^2 (S_{ki} W_{ij} + S_{kj} W_{li}) S_{kl} - 5 c_\mu^2 \nu_t \left(\frac{k}{\varepsilon} \right)^2 S_{ij} S_{kl} S_{kl} + 5 c_\mu^2 \nu_t \left(\frac{k}{\varepsilon} \right)^2 S_{ij} W_{kl} W_{kl} \end{aligned} \quad (2.5)$$

burada $S_{ij} = (\overline{u_{ij}} + \overline{u_{ji}})$ gerilme tensörünün iki katı, $W_{ij} = (\overline{u_{ij}} - \overline{u_{ji}}) + 2e_{mji}\omega_m$ mutlak çevrinti tensörünün iki katı, ω_m açısal hız, e_{mji} permütasyon tensörü ve δ_{ij} kronoker deltasıdır. Burada k (kinetik enerji) ve $\bar{\varepsilon}$ (sönümlleme oranı) için taşınım denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{Dk}{Dt} = -\overline{u'_i u'_j u'_{ij}} - \bar{\varepsilon} + [(v + \nu_t / \sigma_k) k_i]_i + D \quad (2.6)$$

$$\frac{D\bar{\varepsilon}}{Dt} = -C_{\varepsilon 1} \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \overline{u'_i u'_j u'_{ij}} - C_{\varepsilon 2} f_{\varepsilon 2} \tau \bar{\varepsilon} + E + [(v + \nu_t / \sigma_\varepsilon) \bar{\varepsilon}_i]_i \quad (2.7)$$

burada $\nu_t = C_\mu f_\mu \tau k$, $\tau = k / \bar{\varepsilon}$ ve D isotropic sönümlleme oranıdır,

$D = 2\nu(\partial\sqrt{k}/\partial x_i)^2$ olarak verilir. Geri kalan sabitler Tablo 2.1'den seçilebilir.

Tablo 2.1: Lineer olmayan ve Lineer Türbülans Sabitleri [15]

	Non-linear EVM, CLS96	Linear EVM, LS74
C_μ	$\frac{0.3[1 - \exp[-0.36 / \exp[-0.75 \max(S, W)]]]}{1 + 0.35[\max(S, W)]^{1.5}}$	0.09
f_μ	$1 - \exp[-(Re_t/90)^{0.5} - (Re_t/400)^2]$	$\exp(-3.4/(1 + Re_t/50)^2)$
$C_{\varepsilon 1}$	1.44	1.44
$C_{\varepsilon 2}$	1.92	1.92
$f_{\varepsilon 2}$	$[1 - 0.3 \exp(-Re_t^2)]$	$[1 - 0.3 \exp(-Re_t^2)]$
E	$0.0022 Sk \tau v_t (\partial^2 \bar{u}_i / \partial x_j \partial x_k)^2$	$2 v v_t (\partial^2 \bar{u}_i / \partial x_j \partial x_k)^2$
σ_ε	1.3	1.3
σ_k	1	1

2.2.2 Akustik Çözümü

CFD++ paket programının NLAS çözücüsünün kullandığı ve bu çalışmada aynalar üzerindeki akışın gürültüsünü hesaplamak için kullanılan, lineer olmayan salınım (rahatsızlık) denklemleri, geleneksel zamana bağlı Navier Stokes denklemlerinin Reynolds ortalaması alınarak bulunur. Akustik basınç dalgalanmaları hesaplanırken enerji denklemi çözülmemesine rağmen, bütünlük amacı ile enerji denklemi de burada gösterilmiştir. Navier-Stokes denkleminde her değişkenin bir ortalama ve bir çalkantı terimine bölersek:

$$\Psi = \bar{\Psi} + \Psi' \quad (2.8)$$

burada,

$$\bar{\Psi} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \Psi(t) dt \quad (2.9)$$

olarak verilir.

Bunun sonucu olarak şu denklem elde edilir.

$$\frac{\partial \bar{Q}'_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}'_i}{\partial x_i} - \frac{\partial (\bar{F}'_i)'}{\partial x_i} = - \frac{\partial \bar{Q}_i}{\partial t} - \frac{\partial \bar{F}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{F}_i)'}{\partial x_i} \quad (2.10)$$

burada,

$$\bar{Q}_i = \begin{bmatrix} \bar{\rho} \\ \bar{\rho}\bar{u}_j \\ \bar{e} \end{bmatrix}, \quad (2.10a)$$

$$\bar{F}_i = \begin{bmatrix} \bar{\rho}\bar{u}_i \\ \bar{\rho}\bar{u}_i\bar{u}_j + \bar{p}\delta_{ij} \\ \bar{u}_i(\bar{e} + \bar{p}) \end{bmatrix}, \quad (2.10b)$$

$$\bar{F}_i^v = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{\tau}_{ij} \\ -\bar{\theta}_i + \bar{u}_k\bar{\tau}_{ki} \end{bmatrix}, \quad (2.10c)$$

$$Q'_i = \begin{bmatrix} \rho' \\ \bar{\rho}u'_j + \rho'\bar{u}_j + \rho'u'_j \\ e' \end{bmatrix}, \quad (2.10d)$$

$$(F_i^v)' = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau'_{ij} \\ -\theta'_i + u'_k\bar{\tau}_{ki} + \bar{u}_k\tau'_{ki} \end{bmatrix}, \quad (2.10e)$$

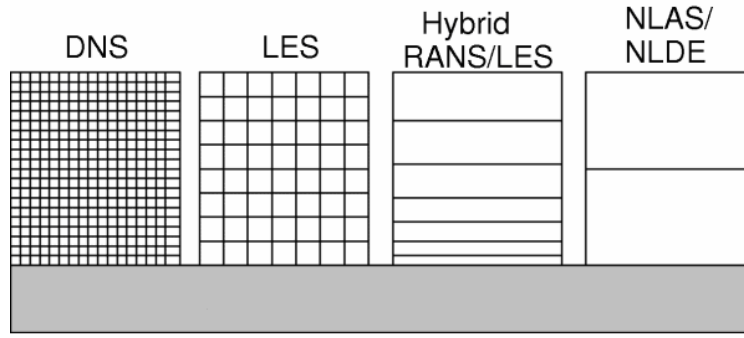
$$F'_i = \begin{bmatrix} \bar{\rho}u'_i + \rho'\bar{u}_i \\ \rho'\bar{u}_i\bar{u}_j + \bar{\rho}\bar{u}_i u'_j + \bar{\rho}u'_i\bar{u}_j + p'\delta_{ij} \\ u'_i(\bar{e} + \bar{p}) + \bar{u}_i(e' + p') \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \rho'u'_i \\ \bar{\rho}u'_i u'_j + \rho'u'_i\bar{u}_j + \rho'\bar{u}_i u'_j + \rho'u'_i u'_j \\ u'_i(e' + p') \end{bmatrix} \quad (2.10f)$$

olarak verilir. Burada yoğunluk çalkantıları sıfır kabul edilir ve denklemin her iki yanının da zamanda ortalaması alınırsa, denklemin her iki tarafı da şu vektöre eşit olur,

$$(DST)_{ort} = (DOT)_{ort} = \frac{\partial Ri}{\partial x_i} \quad (2.11)$$

$$R_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \overline{\rho u_i' u_j'} \\ c_p \overline{\rho T'} \overline{u_i'} + \overline{\rho u_i' u_k'} \overline{u_k'} + \frac{1}{2} \overline{\rho u_k' u_k'} \overline{u_i'} + \overline{u_k'} \overline{\tau_{ki}} \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

Burada ρ yoğunluk, u_i hız vektörü, p basınç, τ_{ij} gerilme tensörü, e toplam iç enerji, θ_i ısı akısı olarak gösterilir. Bu yöntemdeki temel fikir R_i vektörünün elemanlarının RANS çözümünden elde edilmesidir, böylece temel denklemin sağ tarafı bulunmuş olur ve buradan da bu ortalama üzerinden çalkantılar hesaplanır. Bu çözüm yönteminde grid altı çözümü için yapay türbülans (synthetic turbulence) kullanılmıştır. Daha ayrıntılı bilgi kaynak [6] de mevcuttur. Bu yöntem için gereken duvar yakınındaki çözüm ağı sıklığı Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Duvar Çözüm Ağı Gereksinimleri – [16]

Bu durum NLAS çözücüsünün önceden hesaplanmış ortalama değerleri kullanabilmesinde ileri gelir. NLAS çözücüsü için hazırlanmış olan daha kaba bir çözüm ağına önceki bir hesaplamadan gelen ortalama değerler her zaman yansıtılabilir.

Akustik çözüm için ayrı bir çözüm ağı oluşturulmuş, RANS çözümü için kullanılan çözüm ağından daha küçük boyutlu ve daha az elemanlı bu çözüm ağı üzerine RANS çözümü yansıtılmıştır(interpolation). Kırpılmış sınır alanları üzerine ayrıca sınır şartı verilmeyip bu noktadaki RANS çözümündeki değerleri kullanılmıştır. Ayrıca bu sınır alanlar için ses dalgalarının yansımaları engellemek için emici sınır koşulları (Far Field Absorbing Layers) kullanılmıştır. Ayna, bağlı olduğu plaka ve plaka ile aynı düzlemde bulunan bölge için sınır koşulları RANS çözümü ile aynıdır, fakat çözüm ağı daha kaba olduğundan ayna etrafındaki sınır tabakanın çözümü için de duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Zamanda türev alınırken Dual Time Stepping

kullanılmıştır. Toplam hesaplama zamanı $20 \times (b/U)$ olarak seçilmiştir. Zaman adımı ise $3.63 \cdot 10^{-3} \times (b/U)$ olarak seçilmiştir. Burada b ayna genişliği ve U serbest akım hızıdır.

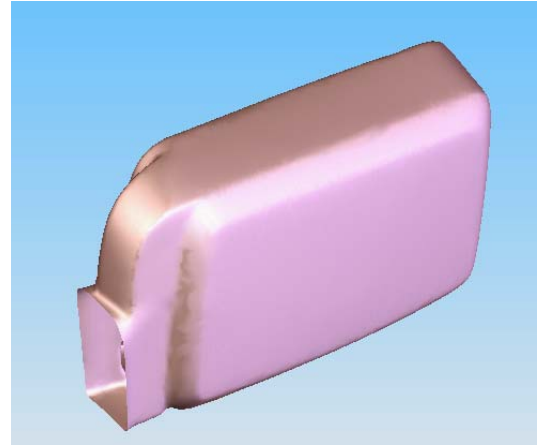
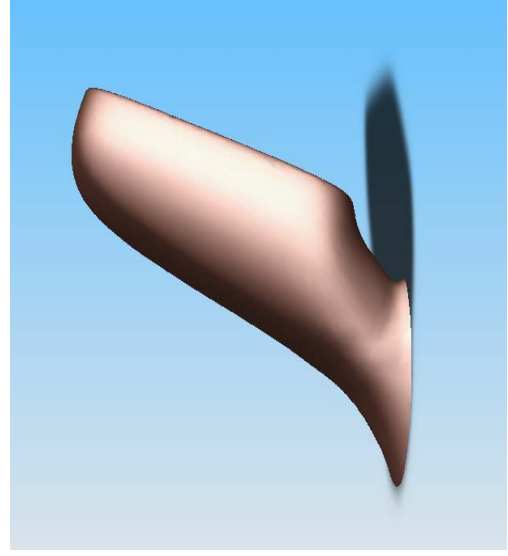
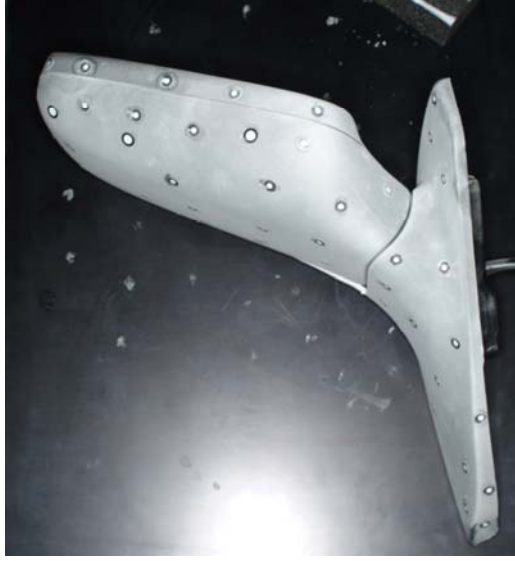
2.3 Çözüm Ağı Oluşturulması

2.3.1 Geometrinin Sayısallaştırılması

İki ayrı geometrinin; Renault 9 – Broadway ve Volvo S-40 yan aynalarının geometrilerinin sayısallaştırılması, GOM ATOS II 400 üç boyutlu tarayıcı ile gerçekleştirilmiştir. Bu alet ve Volvo S40 aynası Şekil 2.4’de görülmektedir. Sayısallaştırma işlemi sonucu ortaya çıkan nokta bulutu verisi, ilk olarak STL (Stereolithography Tessellation Language) biçimine, bu üçgenlerden oluşan yüzey verisi de çeşitli programlar yardımıyla IGES (International Graphics Exchange System) biçimine dönüştürülmüştür. Sayısallaştırma işlemi sırasında aynalar üzerinde bulunan girintiler, yok kabul edilerek, yüzey oluşturulmuştur. Bu durum Şekil 2.6’de görülmektedir. Dolayısıyla bu girintilerden oluşacak tonlar çözümde bulunmayacaktır. Bunun yanında bu girintilerin bulunmaması işlem kolaylığı sağlamıştır. Aracın diğer geometrilerinin (A pillar- yan cam vb.) etkileri yok kabul edilerek, çözüm hacmi oluşturulurken yan ayna düz bir levha üzerine yerleştirilmiştir. Bu nedenle Şekil 2.5’de görüldüğü gibi yan aynanın belli bir kısmı işlenmemiştir. Karakteristik uzunluk olarak kullanılan aynanın genişliği, her iki modelde de eşit ve $b = 0.11 \text{ m}$ ’dir.



Şekil 2.4: Volvo S40 Yan Aynası ve Atos II

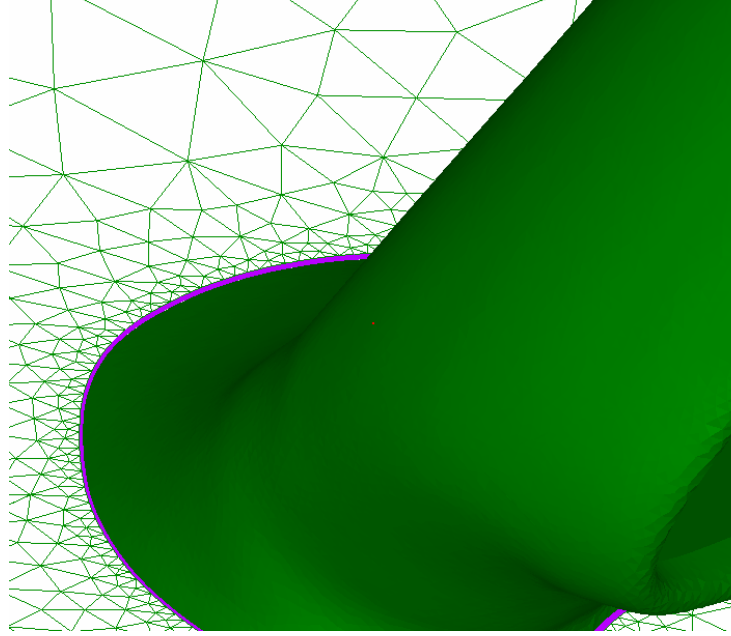


Şekil 2.5: Aynalar ve Sayısallaştırılmış Şekilleri

2.3.2 RANS Çözüm Ağı

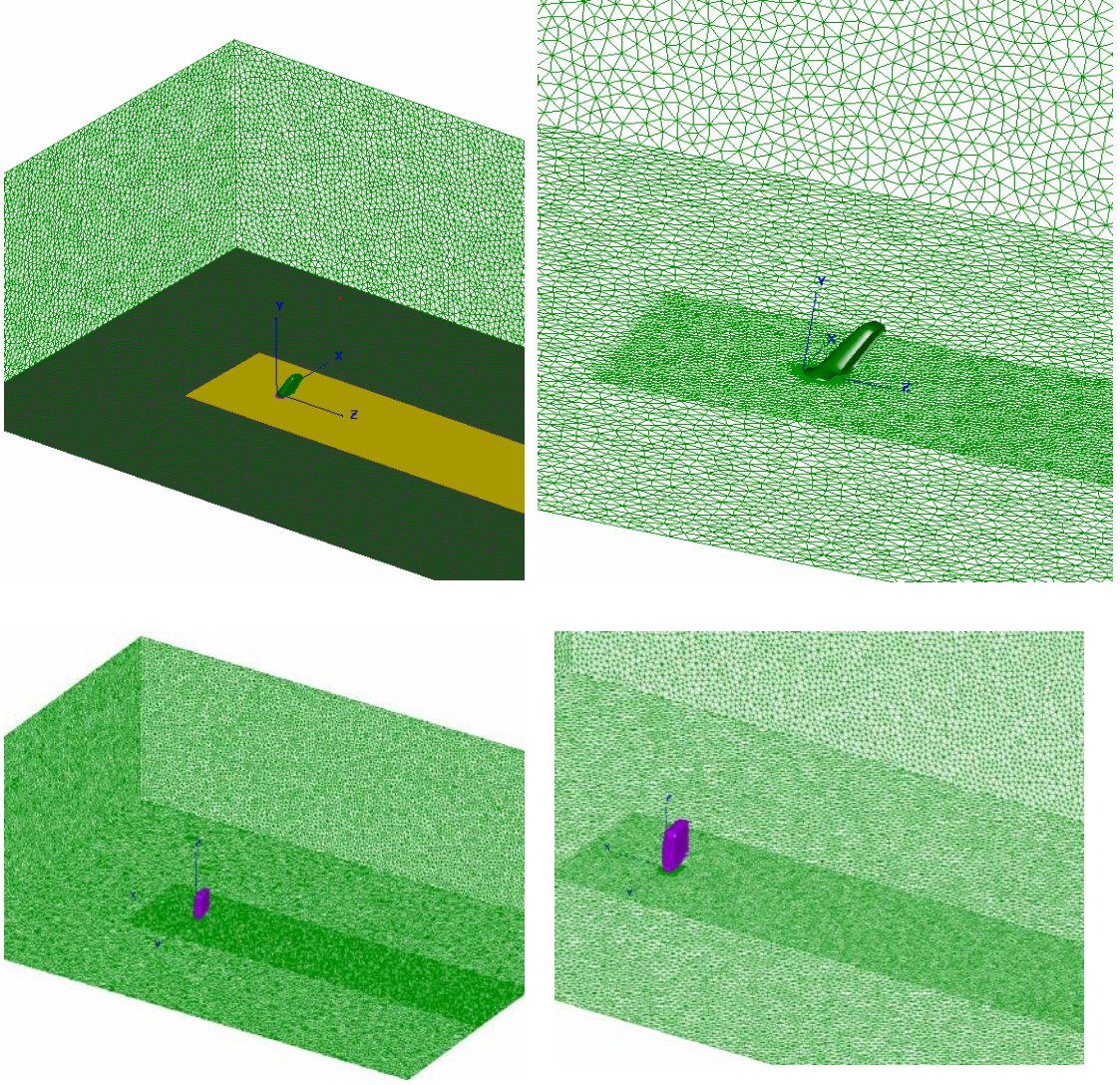
Tüm çözüm ağı oluşturma işlemleri Gridgen paket programında yapılmıştır. Her iki model aynada da çözüm ağı oluşturulması için eş yöntem kullanılmıştır. Çözüm hacminin boyutları ve aynaların yerleşimi Şekil 2.1’de görülmektedir. Plakadan üst sınıra normal yönde mesafe $15b$ ’dir. Her iki ayna da çözüm hacminde üçgenler ile temsil edilmiştir, bu üçgenlerin toplam sayısı Volvo S40 için 59566, Broadway için 91629’dır. Çözüm alanı 3 ayrı bölgeye ayrılmıştır. Bunların birincisi ayna etrafındaki üçgen prizma elemanlardır, bu elemanlar sınır tabakanın çözülebilmesi için kullanılmıştır. Bu bölgede Volvo S40 aynası çözüm ağında 1.131.754 eleman, Broadway aynası çözüm ağında 2.429.889 eleman vardır. Aynaların normali doğrultusunda 21 eleman kullanılmıştır, bu elemanlardan ilk beşinin prizma yükseklikleri sabit ve $\Delta s = 2.16 \cdot 10^{-5}$ m, diğer 16 elemanın yükseklikleri bu değerden

1.1'lik bir artım oranıyla aynadan uzaklaştıkça artmaktadır. Bu prizma katman Şekil 2.6'de görülmektedir. Bu bölgede ayna normali yönünde daha fazla eleman kullanılması geometriden dolayı mümkün değildir.



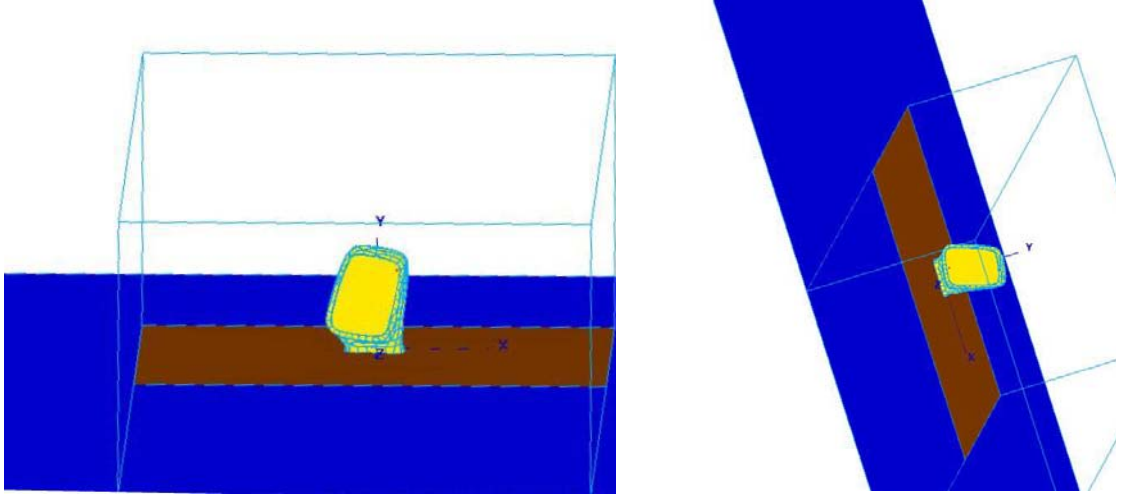
Şekil 2.6: Ayna Üzerindeki Prizma Katman

Prizma katmanın çevrisindeki bölgede toplam Volvo S40 için 1.318.928, Broadway için 1.561.434 piramit eleman kullanılmıştır. Bu bölgeyi çevreleyen doğrular üzerindeki sabit eleman uzunluğu her iki ayna için de 0.03 m'dir. Geri kalan hacimde ise toplam Volvo S40 için 1.319.466, Broadway için 1.223.890 piramit eleman kullanılmıştır. Tüm çözüm hacmini çevreleyen doğrulardaki sabit eleman uzunluğu Volvo S40 ve Broadway için 0.06 m. Tüm çözüm hacmindeki eleman sayısı Volvo S40 için 3.770.148, Broadway için 5.215.213'dir. Çözüm ağları Şekil 2.7'de görülmektedir.



Şekil 2.7: Volvo S40 ve Broadway RANS Çözüm Ağı

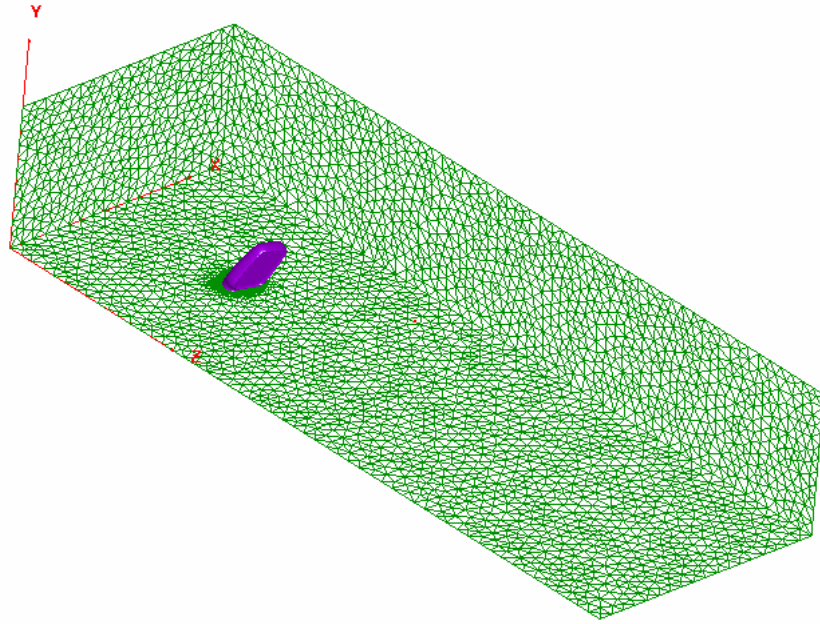
Çözüm hacmi oluşturulurken aynanın yüksekliğinin doğrultusu ile altındaki düzlem arasındaki açının 90^0 olmadığı Şekil 2.8’de görülmektedir. Bu durum düzlemin aynanın aşağı akım bölgesindeki camı temsil edebilmesi amacı ile oluşturulmuştur.



Şekil 2.8: Aynaların Plakaya göre Konumu

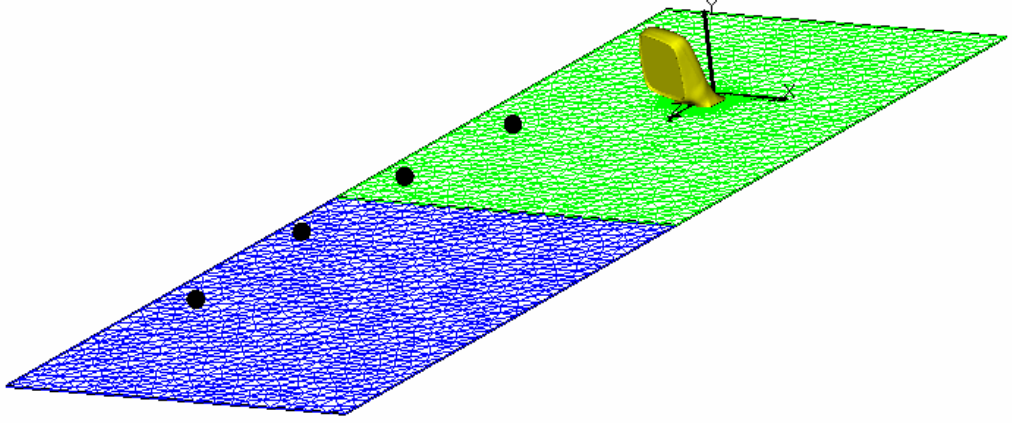
2.3.3 Akustik Çözüm Ağı

Akustik çözüm için toplam Volvo S40 aynası için 548.784 piramit eleman, Broadway aynası için 951.993 kullanılmıştır. Akustik çözüm ağını sınırlarının boyutları xyz eksenlerinde sırasıyla 8b X 4.5b X 25b olarak alınmıştır. Tüm çözüm hacmini çevreleyen doğrulardaki sabit eleman uzunluğu 0.05 m'dir. Volvo S40 ve Broadway yan aynaları için akustik çözüm ağları Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9: Akustik Çözüm Ağı

Her iki çözüm ağı için de Şekil 2.10'da gösterilen noktalarda akustik basınç hesaplamaları yapılmıştır. Bu gösterilen noktaların koordinatları Tablo 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.10: Hesaplama Noktaları

Tablo 2.2: Hesaplama Noktaları Koordinatları

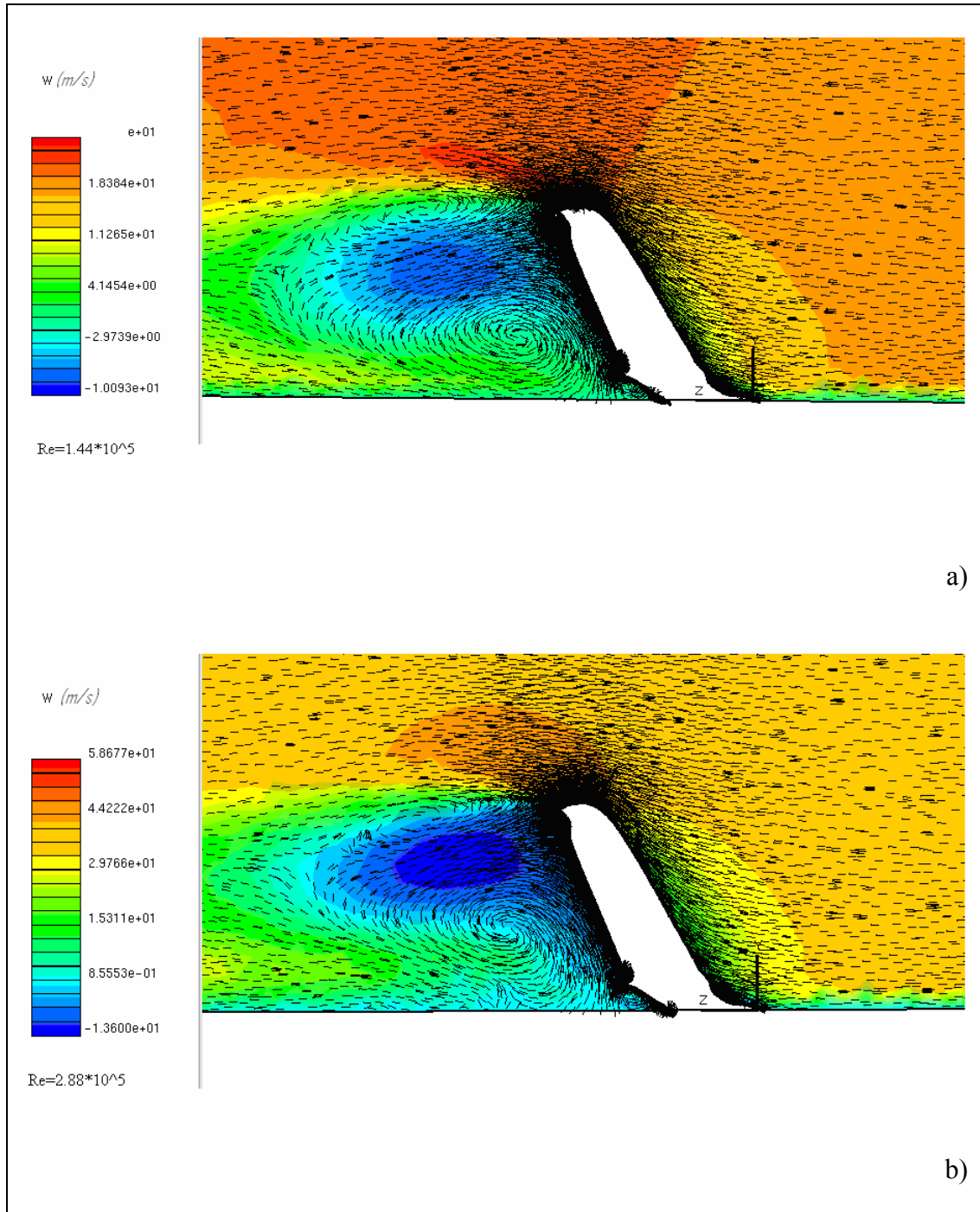
Hesaplama Noktası	x	y	z
Nokta 1	0	1.81b	8b
Nokta 2	0	1.81b	12b
Nokta 3	0	1.81b	16b
Nokta 4	0	1.81b	20b

3 SONUÇLAR

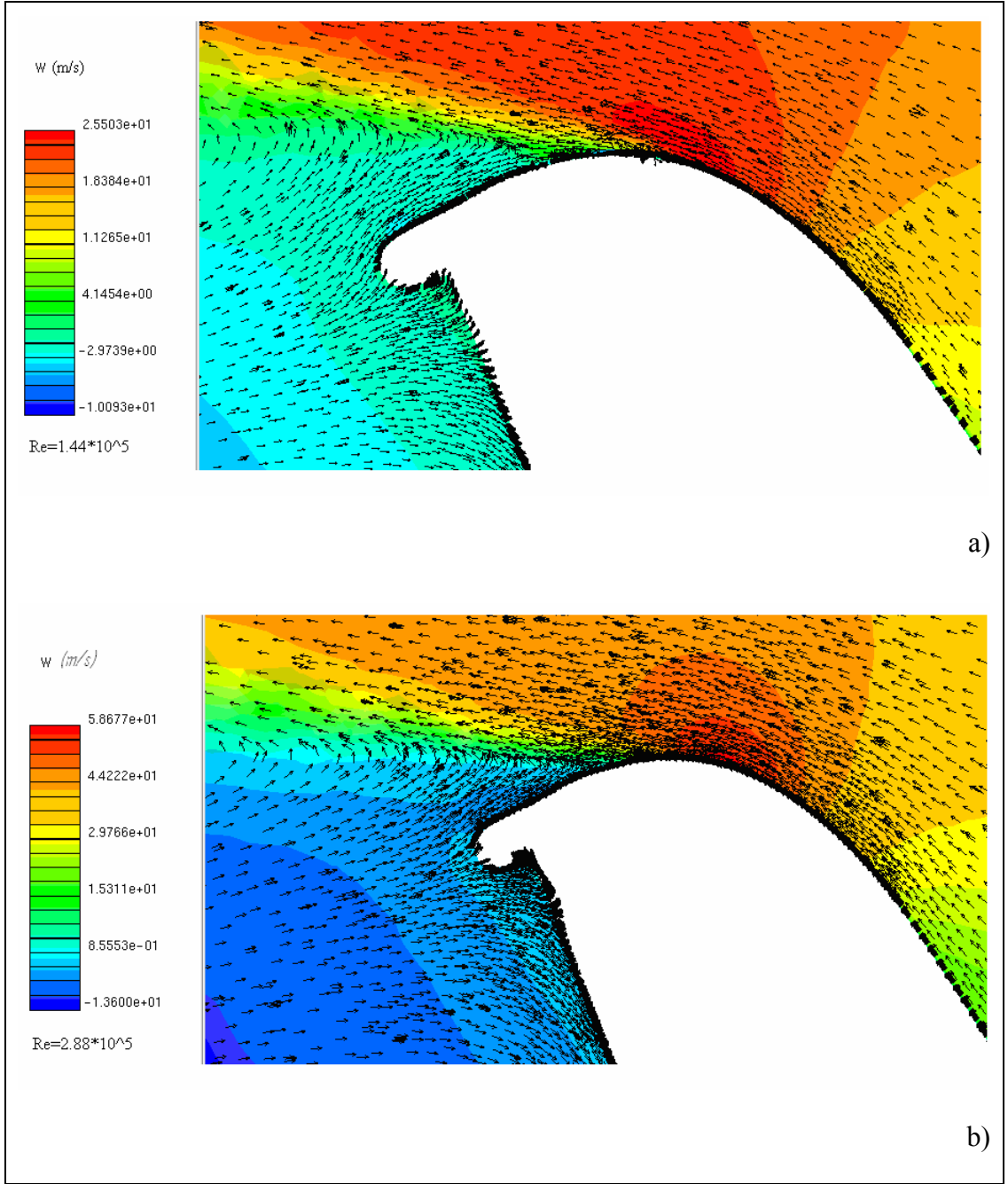
3.1 Volvo S40 Yan Aynası

3.1.1 RANS Sonuçları

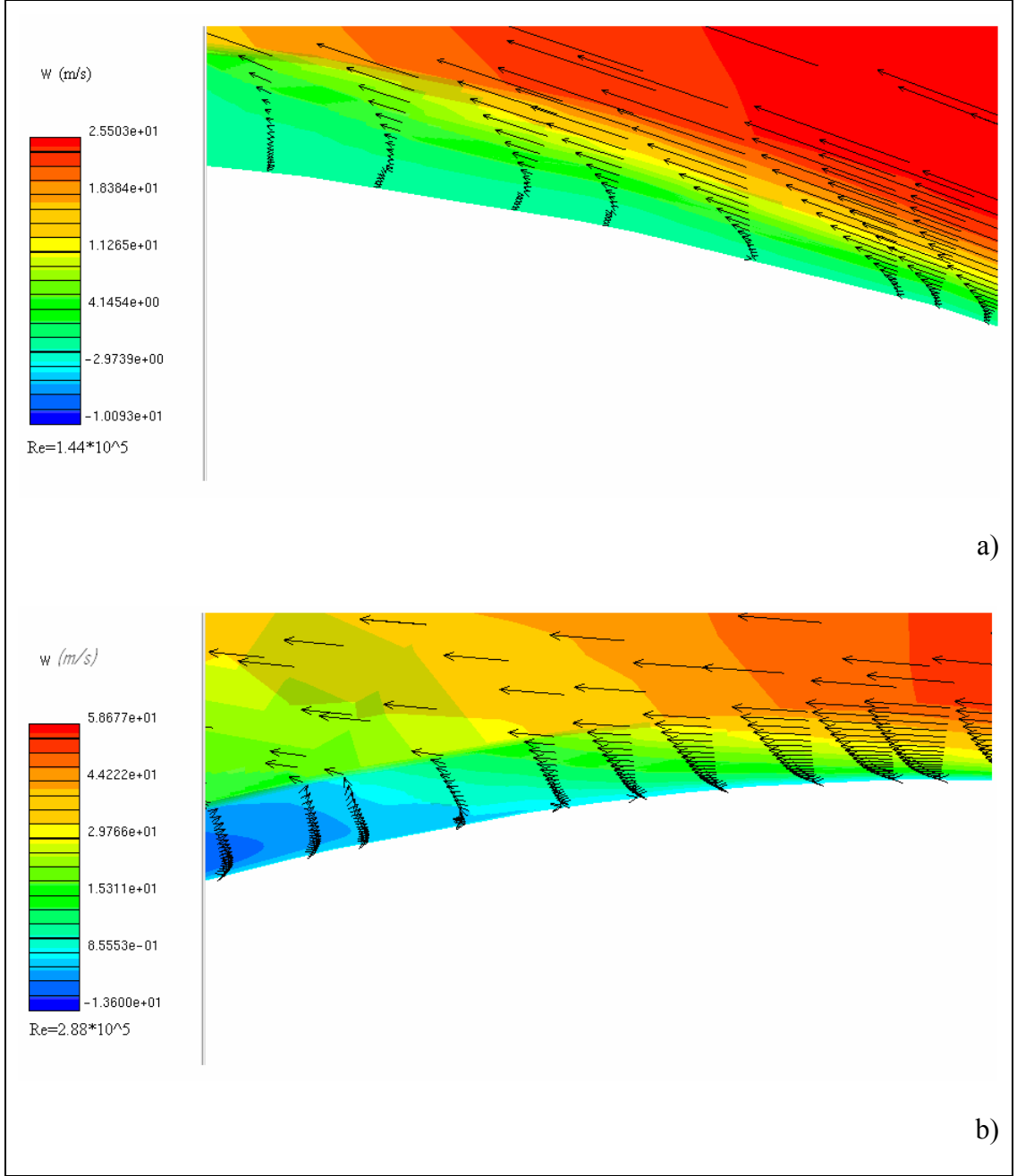
Volvo S 40 aynası, 20 ve 40 m/s serbest akım hızı için $x=0$ kesitindeki akım doğrultusundaki hız alanı Şekil 3.1, Şekil 3.2’de görülmektedir. Şekil 3.3’de ise ayna üstünde oluşan sınır tabaka ve sınır tabakanın ayrılmaya başladığı nokta görülmektedir. Ayna üzerinde akışın ayrılmaya 20 m/s için $z=0.163$ m kesitinde, 40 m/s için $z=0.172$ m kesitinde başlamıştır. Aynanın aşağı akım bölgesinde çevrintili akım, 20 m/s için $z=0.476$ m kesitinde, 40 m/s için $z=0.505$ m kesitinde son bulmuştur.



Şekil 3.1: Volvo S40 aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı



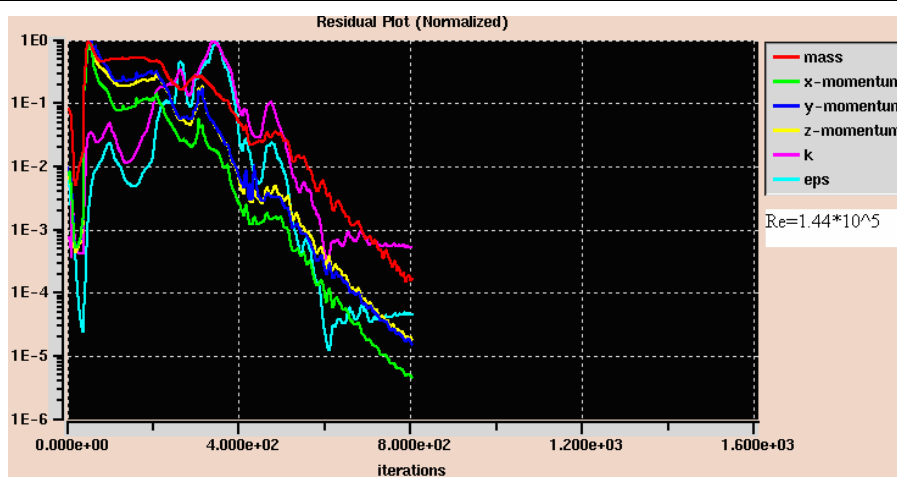
Şekil 3.2:Volvo S40 aynası RANS çözümü x=0 kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı



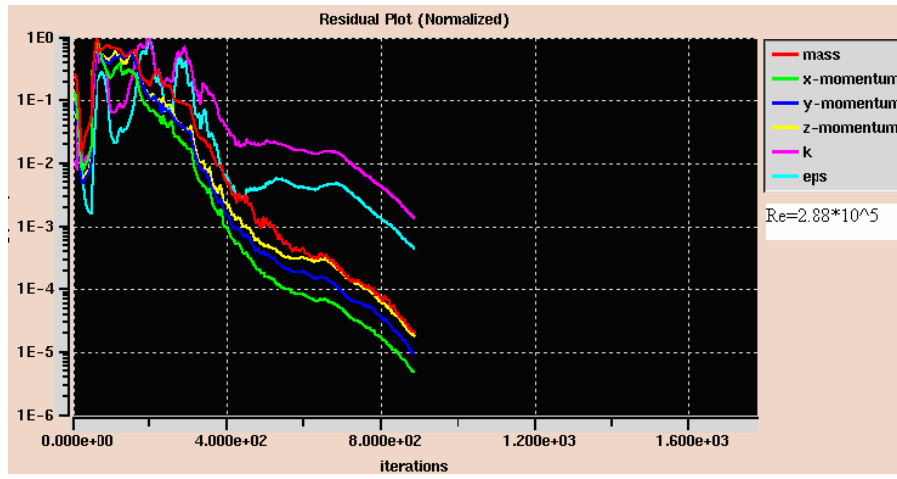
Şekil 3.3:Volvo S40 aynası RANS çözümü x=0 kesiti, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı

Aynaya etkiyen z yönündeki kuvvet(sürüklenme kuvveti) serbest akım hızları, 20 m/s için 2.737 N, 40 m/s için 9.65 N'dur. Bu değerlerden referans atmosfer basıncının oluşturduğu bileşen çıkarılmıştır. Bu değerleri ve sürüklenme katsayılarını içeren tablo aşağıdaki gibidir. Sürüklenme katsayıları bulunurken ön bakış alanı kullanılmıştır.

Çözümün yakınsama geçmişi ise Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



a)



b)

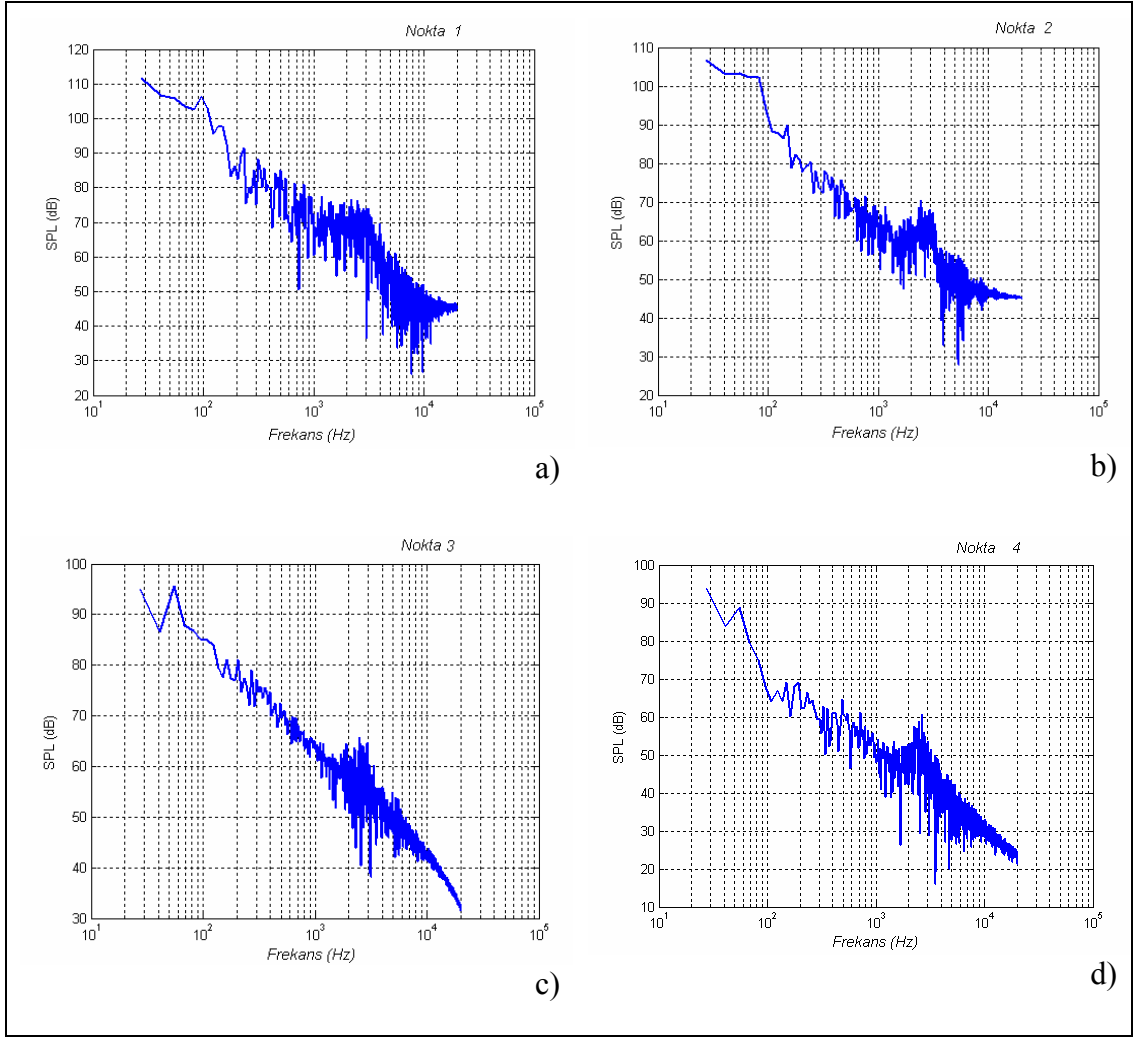
Şekil 3.4: Volvo S40 RANS çözümü yakınsama geçmişi, a) 20 m/s giriş hızı, b) 40 m/s giriş hızı

Tablo 3.1: Volvo S40 Aynası Sürüklenme Kuvveti

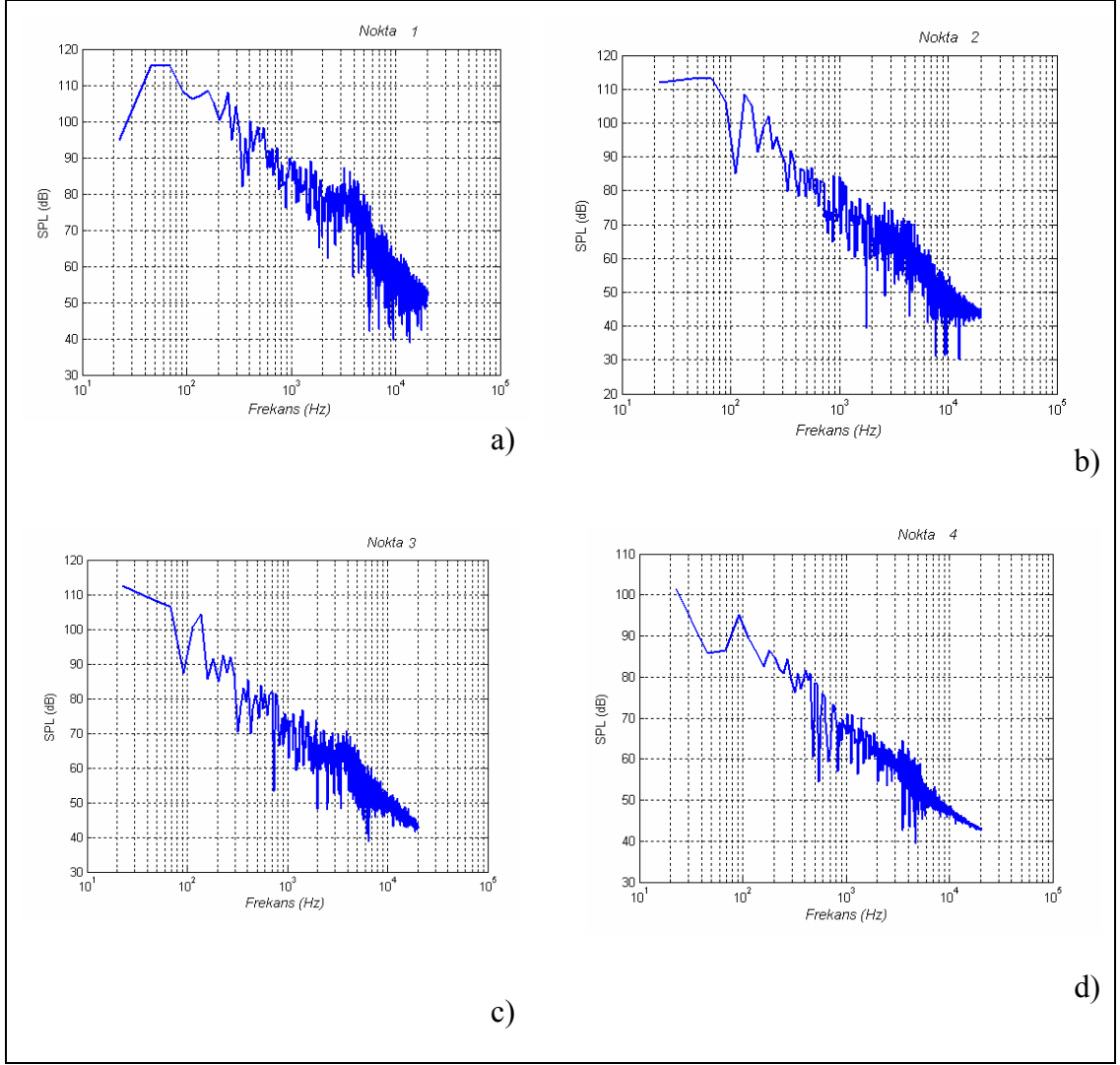
Hız (m/s)	Sürüklenme Kuvveti (N)	Sürüklenme Katsayısı - C_D
20	2.737	0.51
40	9.65	0.45

3.1.2 NLAS Çözümü

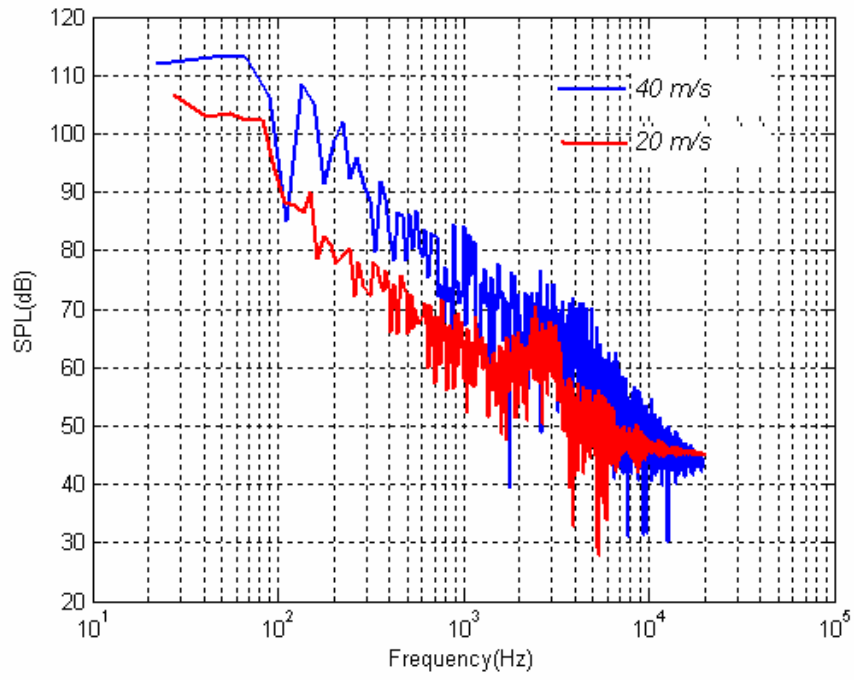
NLAS çözümü sırasında hesaplama noktalarında bulunan basınç değerlerine CFD++ programı ile FFT(Fast Fourier Transform) işlemi uygulanmıştır. Böylece sonuçlardan ses basınç seviyesinin yüksek olduğu frekanslar bulunabilir. Sonuçlarda, insan duyma aralığına denk gelen 20 ile 20,000 Hz arası gösterilmiştir. Genel olarak grafiklerden iki frekans bandında ses seviyesinin yüksek değer aldığı söylenebilir. Bunlardan 100 Hz bandında olanın ayna arkasında oluşan küt cisim çevrintisinden, 3000 Hz bandında olanın ise ayna bağlantı noktasında oluşan çevrintilerden kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Noktalarda hesaplanan basınç değerleri Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da gösterilmiştir. İki ayrı serbest akım hızı için ikinci hesaplama noktasındaki SPL (Ses Basınç Seviyesi) değerlerinin karşılaştırması Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Akım hızının iki katına çıkması 12 dB’e kadar varan ses farkına neden olmuştur.



Şekil 3.5: Volvo S40 20 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b) Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4



Şekil 3.6: Volvo S40 40 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b) Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4

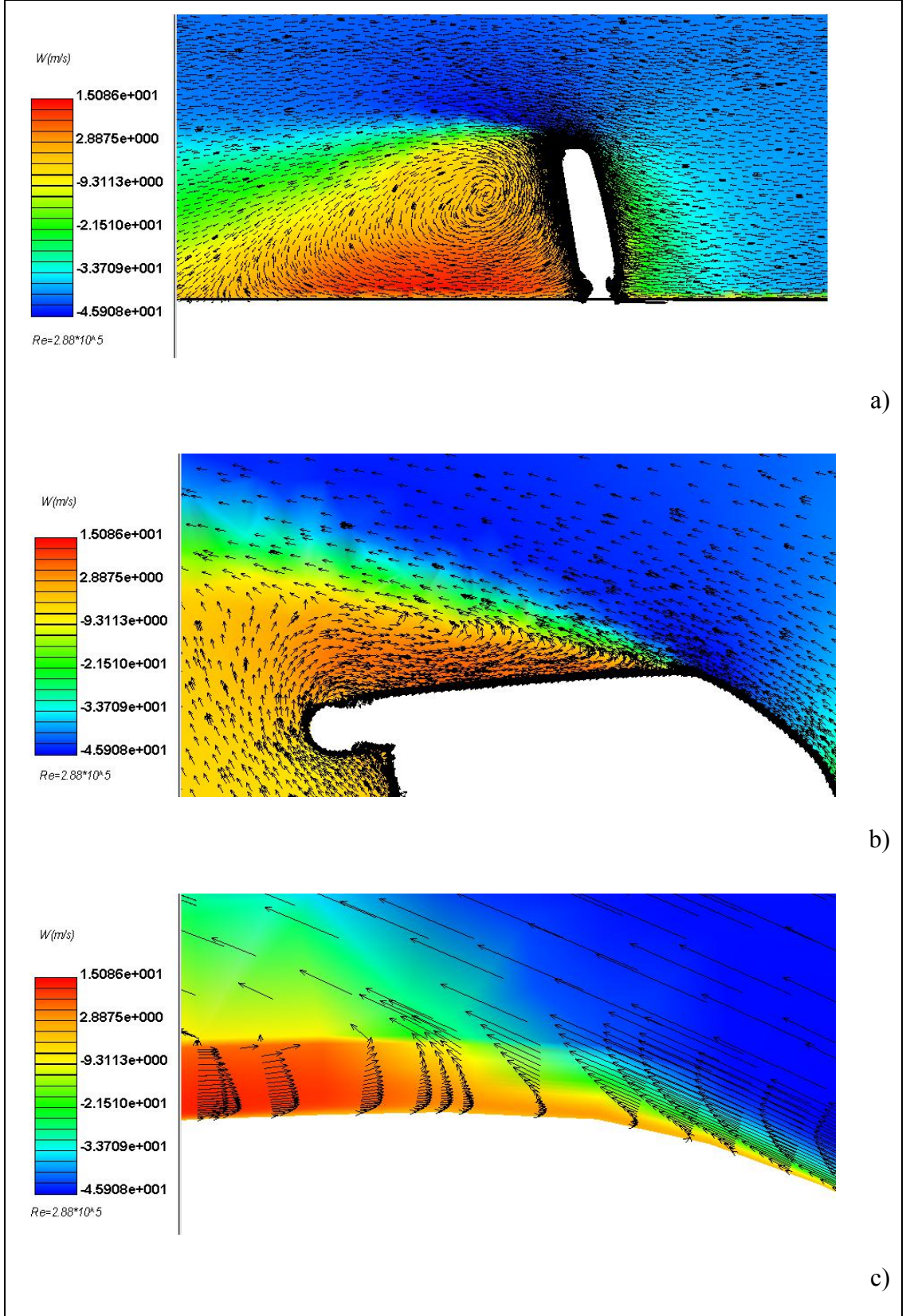


Şekil 3.7: Volvo S40 aynası 2. hesaplama noktası, iki farklı serbest akım hızı akustik karşılaştırmaları

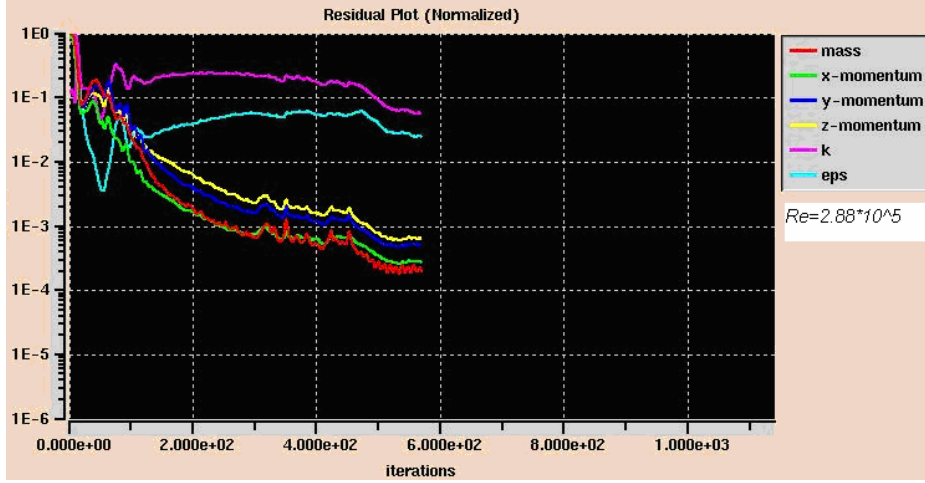
3.2 Broadway Yan Aynası

3.2.1 RANS Sonuçları

Broadway yan aynasının 40m/s serbest akım hızı için $x=0$ kesitinde ortalama hız değerleri, vektörleri ve sınır tabaka Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Çözümün yakınsama geçmişi ise Şekil 3.9’de gösterilmiştir.



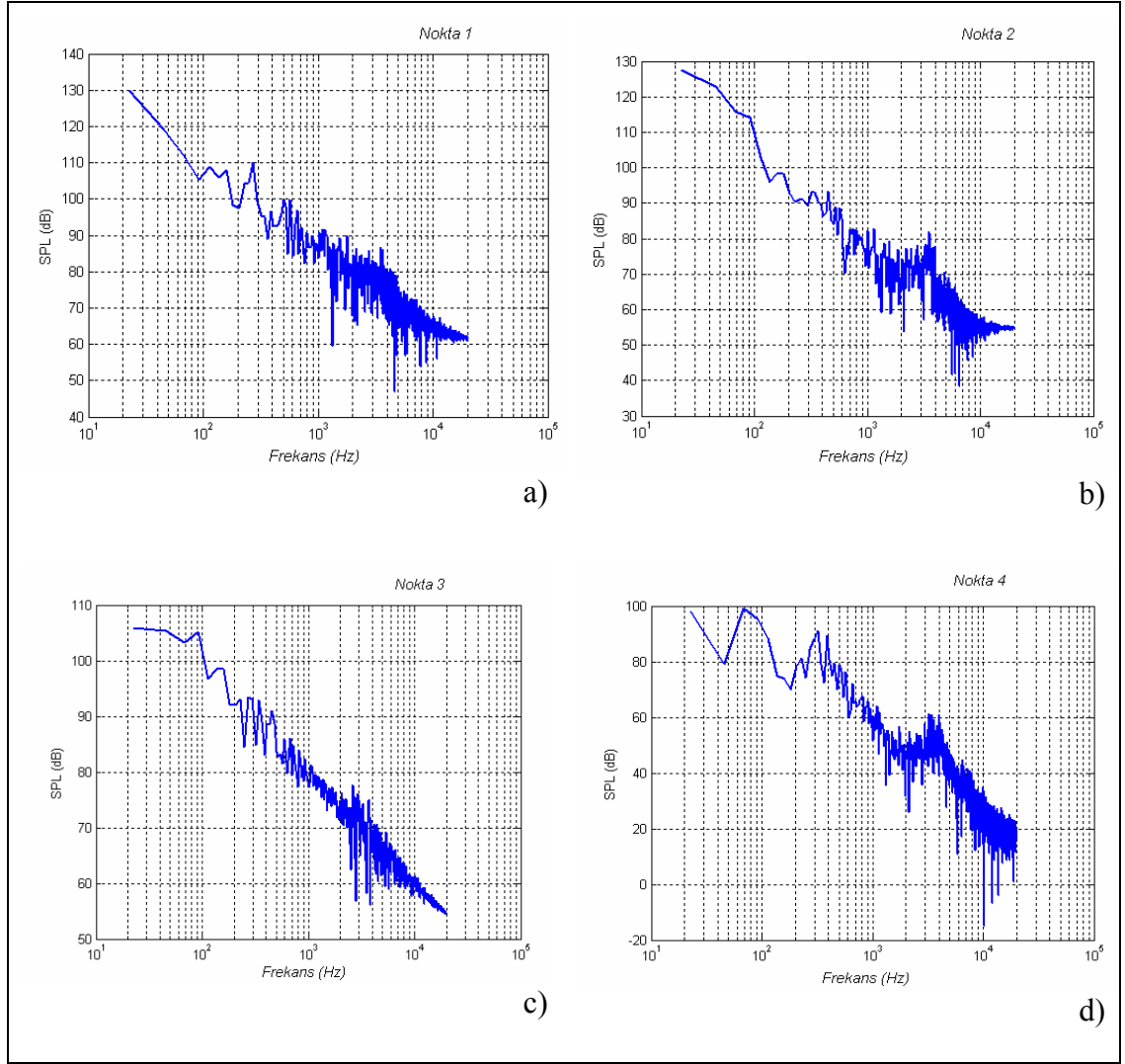
Şekil 3.8: Broadway aynası RANS çözümü $x=0$ kesiti, a) ayna genel görünüm, b) ayna ayrılmış akım, c) sınır tabaka kopması



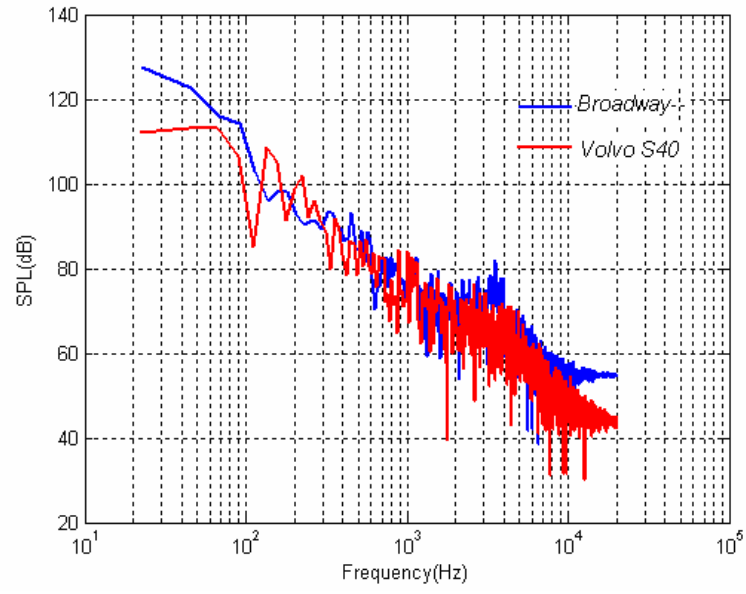
Şekil 3.9: Broadway RANS çözümü yakınsama geçmişi

3.2.2 NLAS Sonuçları

Broadway aynası için bulunan sonuçlar Şekil 3.10'daki gibidir. Bu grafiklerde yine ses seviyelerinin frekans ile değişimi görülebilir. İkinci hesaplama noktası için SPL değerlerinin karşılaştırılması Şekil 3.11'de görülmektedir. Görüldüğü üzere Volvo aynası Broadway aynasına göre 8 dB'e varacak kadar daha sessizdir.



Şekil 3.10: Broadway 40 m/s serbest akım hızı akustik sonuçları, a) Nokta 1, b) Nokta 2, c) Nokta 3, d) Nokta 4



Şekil 3.11: Broadway ve Volvo S40 aynaları 40 m/s serbest akım hızı akustik karşılaştırılmaları

4 GENEL DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada aynalar üzerindeki çeşitli noktalarda ses basınç seviyeleri CFD++ paket programı ile hesaplanmıştır. Sonuçlar iki farklı ayna için ve iki farklı serbest akım hızı için karşılaştırılmıştır. Aynalardaki aerodinamik gürültüye etki eden iki temel çevrinti olduğu tahmin edilmektedir. Bunlardan birincisi ve düşük frekans bandında etkili olan, aynanın küt bir cisim olması ile oluşan yapı; ikincisi ise aynaların gövde ile bağlantı bölgesinde oluşan çevrinti olduğu tahmin edilmektedir. Bu iki çevrintinin şiddetini düşürecek olan tasarım değişiklikleri aerodinamik gürültünün azaltılmasına olumlu yönde etki eder.

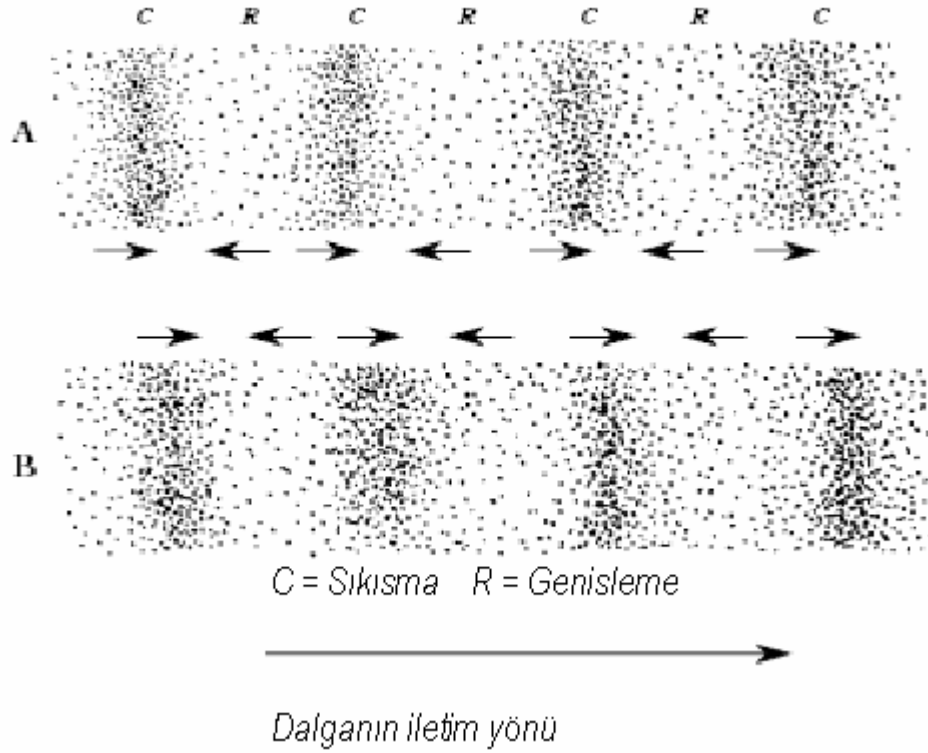
KAYNAKLAR

- [1] **Ye Li ve diğ.**, 2006. Evaluation of wind noise sources using experimental and computational methods, *SAE World Congress*, Detroit, Michigan April 3-6, 2006.
- [2] **Ono, K. ve diğ.**, 1999. Prediction of wind noise radiated from passenger cars and its evaluation based on auralization, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **81**, 403-419.
- [3] **Watkins ,S. ve diğ.**, 1999. The flow field of automobile add-ons – with particular reference to the vibration of external mirrors , *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **83**, 541-554.
- [4] **Parchen, R. R.**, 2004. Noise from aircraft and road vehicles, *Von Karman Lecture Series, Advances in Aeroacoustics and Applications*, 5 March
- [5] **Ask, J. ve diğ.**, 2006. The sub-critical flow past a generic side mirror and its impact on sound generation and propagation, *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Cambridge, Massachusetts May 8-10, 2006.
- [6] **Batten, P. ve diğ.**, 2004. Towards a generalized non-linear acoustic solver, *10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, May 10-12, 2004.
- [7] **Larsson, J.**, 2002. Computational Aero Acoustics for vehicle applications, Licentiate Thesis, Chalmers University of Technology, 2002.
- [8] **Riensta, S.W. and Hirschberg, A.**, 2003. An introduction to acoustics, course notes, Eindhoven University of Technology.
- [9] **Norton, M. and Karczub, D.**, 2003. Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers, Cambridge University Press.
- [10] **Goldstein, M.E.**, 1976. Aeroacoustics, McGraw Hill international book co., New York.
- [11] **Wang, M. et al.**, 2006. Computational prediction of flow-generated sound, *Annual Review of Fluid Mechanics*, **38**, 483-512.
- [12] **Everest, F.A.**, 2001. The master handbook of acoustics, McGraw Hill international book co., New York.
- [13] **French, A.P.**, 1971. Vibration and waves, The M.I.T. Introductory Physics Series, New York
- [14] **Morris, J.P.**, 1997, A parallel three-dimensional computational aeroacoustics method using nonlinear disturbance equations, *Journal of Computational Physics*, **133**, 56 – 74.
- [15] **Corsini, A., et al.**, 2005. Flow analysis in a high-pressure axial ventilation fan with a non-linear eddy-viscosity closure, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **26**, 349 - 361.
- [16] **Metacomp Technologies, Inc.** 2001. CFD++ User Manual.
- [17] **Verband der AutomobileIndustrie**, 2006. Auto Annual Report

EK A- SES DALGALARI

Temel Özellikler

Ses havada ya da herhangi bir elastik ortamda duyu organlarımızı tetikleyerek, duyma hissine yol açan dalga hareketi olarak tanımlanır. Gürültü ise insana rahatsızlık veren ses olarak tanımlanır. Bir ortamın sesi iletebilmesi için elastisite ve atalet özelliklerine sahip olması gerekmektedir. Gazlarda elastisite, sıkışmaya karşı olan direç ya da *Bulk Modulus* olarak tanımlanır. Eğer bir gaza ufak bir rahatsızlık verilirse, elastik kuvvetler yer değiştiren parçacıkları eski konumlarına geri döndürmeye çalışacaklardır, fakat atalet kuvvetlerinden dolayı da eski konumunu geçer ve bu durumda da aksi yönde elastik kuvvetler oluşur. Bu durum parçacık tekrar denge haline gelene kadar devam eder. Sesin yayılmasında da moleküller bu hareketi yaparak ses dalgasını taşırlar, parçacıkların denge noktaları değişmez, moleküller sadece bu noktanın etrafında ileri geri giderler. Bu tip dalgalara boyuna dalgalardan denir. Ses dalgalarının iletimine bir örnek Şekil EK.1’de gösterilmiştir. Bu şekilde tepeliklerde atmosfer basıncından biraz yüksek basınç, ara bölgelerde ise atmosfer basıncının biraz altında basınç vardır. Parçacıklar denge durumlarından ilk olarak tepeliklere daha sonra da ara bölgelere hareket ederler ve dalga da sağa doğru hareket eder.



Şekil EK.1: Ses dalgalarının iletimi – [12]

Ses dalgaları ile ilgili bazı temel kavramları tanımlı aşağıdaki gibidir:

Harmonikler: Bir ses dalgasının en düşük frekanslı sinüs bileşeni temel harmoniğidir, iki ve üç katları ikinci harmoniği, üçüncü harmoniği şeklinde devam eder.

Octavlar: Harmoniklerden farklı olarak üssel olarak oktav atlanılır. Örneğin temel 100 Herz ise bunun oktavları 200, 400 ve 800 Herz'dir.

Broadband Noise: Geniş frekans bandında yayılan sesdir.

Tonal Noise: Dar frekans bandında yayılan sesdir.

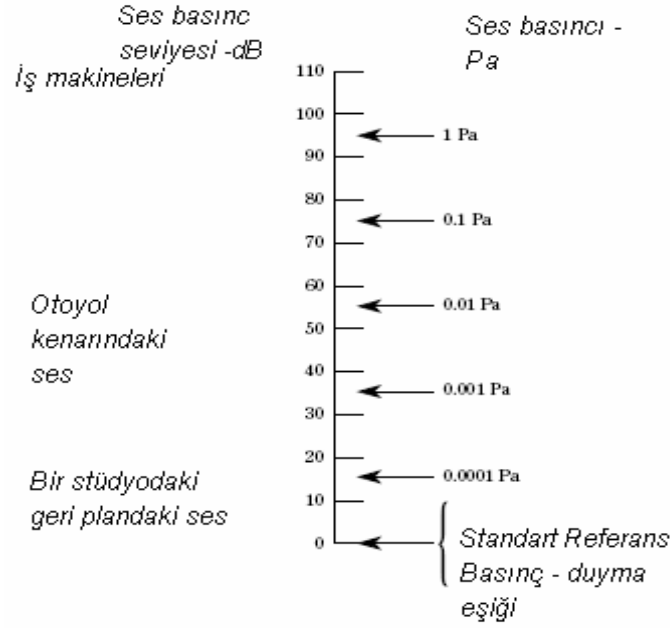
Decibel(dB): Eğer ses basıncı Pa cinsinden ifade edilmek istenseydi, karşımıza çok küçük ve çok büyük sayılar çıkardı. Bu yüzden ses basınç seviyesini ölçmek için logaritmik ses ölçeğinden faydalınılır.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right)$$

Burada SPL Sound Pressure Level ve

$$p_{rms} = \sqrt{\overline{p'^2}}$$

olarak verilir. Bu formülde p_{ref} yerine bir referans basınç kullanılmalıdır. Hava içerisinde yayılan ses dalgaları için 20 μ Pa referans basıncı kullanılmaktadır, bu değer yaklaşık olarak insan duyma eşiğine denk gelir. Şekil EK.2’de çeşitli gürültü seviyeleri için dB ve Pa değerleri verilmiştir.

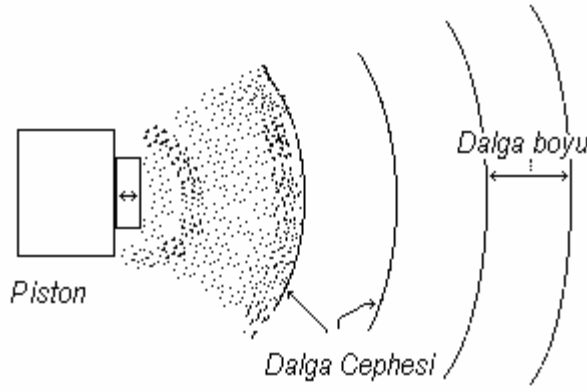


Şekil EK.2: Ses seviyeleri – [12]

Akustik tınlaşım(rezonans): Bir açıklığın doğal tınlaşım frekansı ile ses dalgasının frekansının eşit hale gelme durumudur. Bu şekilde bir cam bardak hoparlörün önünde ses etkisi ile kırılabilir.

Dalga Mekaniği

Dalga, bir noktada oluşan bozuntunun başka bir noktaya, ortamın elastik özelliklerinin bilinmesi ile çözümlenebilir bir şekilde iletilmesidir. Ses dalgaları boylamasına (longitudinal) dalgalardır, akışkan parçacıkları dalga yayılma doğrultusunda hareket ederler.



Şekil EK.3: Ses dalgasının yapısı

Ses dalgalarının yayılımına örnek olarak bir pistonun belirli bir frekansta titreşimi örnek verilebilir. Pistonun dışarı doğru hareketinde önünde duran hava moleküllerini iter ve sıkıştırır. Pistonun içeri doğru hareketinde ise moleküller bu yeni çıkan boşluğu doldururlar. Bu hareket devam ettikçe bu etki ortama yayılır böylece dalga hareketi ortaya çıkar. Ses dalgaları ile taşınan enerji kısmen kinetik, kısmen potansiyeldir. Kinetik enerji parçacıkların hızından kaynaklanır, potansiyel enerji ise bu parçacıklarda oluşan elastik deformasyonlardan oluşur. Ses dalgaları ortam boyunca yayıldıkça yansiyabilirler, eğilebilirler (refraction), saçılabilirler (scattering), dağılıbilirler (diffraction), etkileşebilirler (interference), soğurulabilirler (absorbption). Dalgaların yayılabilmesi için bir ortam gereklidir ve ses dalgaların yayılma hızı ortamın özelliklerine bağlıdır.

Basit Harmonik Hareket

Doğrusal (rectilinear) hareket eden bir parçacık için, eğer ivmelenme parçacığın yer değişimi ile doğrusal orantılı olarak değişiyorsa bu parçacık basit harmonik hareket yapıyordur denir. Basit harmonik hareket periyodik hareketin en basit halidir. Diferansiyel formda şu şekilde gösterilir:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = 0$$

Bu denklemin genel çözümü şu şekildedir:

$$x(t) = A \sin \omega t + B \cos \omega t$$

ya da

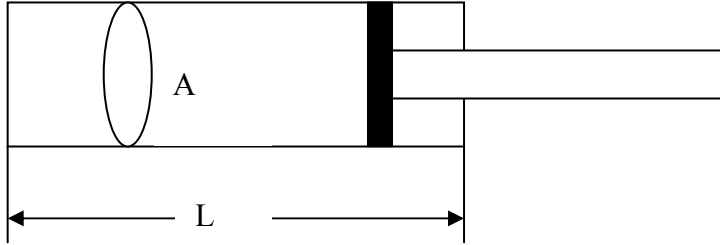
$$x(t) = \sqrt{A^2 + B^2} \sin(\omega t + \theta) \quad , \quad x(t) = \sqrt{A^2 + B^2} \cos(\omega t - \varphi) \quad , \quad C = \sqrt{A^2 + B^2}$$

Burada A ve B rasgele sabitler, C dalganın genliği, $T = 2\pi / \omega$ periyod, ω çevresel frekans (rad/s) ve φ ile θ da faz açılarıdır.

Basit harmonik hareket titreşimleri açıklamak için iyi yaklaşımdır. Bunun yanında Fourier teoremine göre, kendini belli bir T periyodu ile tekrar eden herhangi bir hareket sin ve cos bileşenleri ile ifade edilebilir. Basit harmonik hareketin önemi de buradan kaynaklanır.

Sesin Yayılım Hızı

Şekildeki piston itilerek içerideki hava sıkıştırıldığında iki ayrı yaklaşım ile piston içindeki gazın elastisitesi hesaplanabilir. Pistonun verdiği tepkiye karşılık isothermal veya adiabatik hal değişimi olduğu varsayılabilir. Eğer pistonun içindeki bir katı olsaydı ve pistona uygulanan kuvvet ile moleküllerin ortalama hızları artmasaydı-kinetik enerjileri-, dolayısıyla sıcaklıkları, isothermal elastisite modulu havanın elastisitesi bulmak için uygun olurdu. Bu durumda Boyle yasası kullanılarak isothermal elastisite p (basınç) olarak bulunur.



Şekil EK.4: Piston düzeneği

Adiabatik durumda pistondaki gazın sıcaklığının değiştiği fakat bunun sonucunda pistondan içeri veya dışarı ısı geçişi olmadığı düşünülür. Kinetik teoriye göre ideal gazların basıncı şu şekilde verilir:

$$p = \frac{1}{3} \rho v_{rms}^2$$

Burada v_{rms}^2 moleküllerin ortalama hızlarının karesidir. Eğer tüpün içerisindeki gazın toplam kütlesi m ise şu hale getirilebilir:

$$p = \frac{m}{3Al} v_{rms}^2$$

Gazın kinetik enerjisi ile ilişkilendirildiğinde ise,

$$E_k = \frac{1}{2} m v_{rms}^2 \quad p = \frac{2}{3A} \frac{E_k}{l}$$

Pistonun yaptığı ve gazın iç enerjisinin değişmesine neden olan iş ise,

$$\Delta W = -pA\Delta l$$

Bu işin tamamen moleküllerin yer değiştirme kinetik enerjilerine harcandığını düşünürsek,

$$\Delta E_k = -pA\Delta l$$

Δl uzunluğunun değişimi p yi olduğu kadar da E_k yi de etkiler bu durumda Δp yi hesaplarsak,

$$\Delta p = \frac{2}{3A} \left(\frac{1}{l} \Delta E_k - \frac{\Delta l}{l^2} E_k \right)$$

$$\Delta p = \frac{2}{3Al} \Delta E_k - \frac{\Delta l}{l} \left(\frac{2}{3A} \frac{E_k}{l} \right)$$

$$\Delta p = \frac{2}{3Al} (-pA\Delta l) - \frac{\Delta l}{l} p = -\frac{5}{3} p \frac{\Delta l}{l}$$

Bir gazın bulk modülü (sıkışmaya karşı olan direnci, katılardaki Young modülü) şu şekilde verilir:

$$K_{adiabatik} = -V \frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{5}{3} p$$

Burada sabit çaplı piston düşünüldüğünden boydaki değişim hacimdeki değişime eşitlenmiştir. Bir ortamda dalga hızı şu şekilde verilir: (Vibration and Waves A.P. French [13] sayfa 172)

$$v = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

Bu durumda,

$$v = \left(\frac{1.667 p}{\rho} \right)^{1/2}$$

Bu durum sadece molekülleri sert bilardo toplarına benzeyen He, Ne, Ar gibi monoatomic gazlar için geçerlidir. Hava gibi monoatomic olmayan gazlar için durum değişiktir. Gaz üstünde yapılan sıkıştırma işi monoatomic gazlarda çoğunlukla yer değiştirme(translation) kinetik enerjisine harcanırken, diğer durumlar yapılan bu işin bir kısmı titreşim, dönme gibi kendi iç hareketlerini arttırmaya harcanır. Bu durumda yer değiştirme kinetik enerjisi daha az değişir ve yukarıdaki işlemlere göre basınç daha az artar, bu durumda elastisite modulu daha küçük olur. Farklı bir yaklaşım yapmak gerekir.

Adiabatik hal değişiminde:

$$pV^\gamma = \text{sabit} \quad \ln p + \gamma \ln V = \text{sabit}$$

Bu denklemin diferansiyeli alınırsa,

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dV} + \frac{\gamma}{V} = 0$$

$$K_{\text{adiabatik}} = -V \frac{dp}{dV} = \gamma p$$

Bu durumda gazın elastisite modulu γp 'ye eşit olmuş oldu. Monoatomik gazlarda bu değer 1.67'ye eşittir ve bu da yukarıda yapılan yaklaşımla aynı sonucu vermektedir.

Bu durumda ses hızı,

$$v = \left(\frac{\gamma p}{\rho} \right)^{1/2}$$

İdeal gaz bağıntısından,

$$v = (\gamma RT)^{1/2}$$

olarak bulunur.

Ses Kaynakları

Sesin yayılma kaynaklarını iki grupta toplayabiliriz:

- a. Katı cisimlerin titreşimi sonucu ortaya çıkan ses, yapı kaynaklı dalgalar.
- b. Türbülans ve daimi olmayan akışların yol açtığı basınç dalgalanmaları nedeniyle ortaya çıkan ses, aerodinamik ses.

Katı cisimlerin titreşimi ile ortaya çıkan ses dalgalarında, ilgilenilen bölge sesin kaynağından uzaktadır ve genelde ses durgun bir ortam içinde yayılır. (Basınç dalgalanmasından dolayı moleküller bir hıza ulaşırlar fakat ortalama toplu hareket sıfırdır.) Bu durumda, incelenen bölgede kaynak yoktur, çözüm yapılırken kaynak terimleri içermeyen homojen dalga denkleminin çözümü, çözüm alanı olarak kabul edilir. Sesi oluşturan kaynak monopole, dipole gibi basit ses kaynakları olarak alınabilir.

Hesaplamalı Aero-Akustik Yöntemleri

Hesaplamalı aero-akustik yöntemlerinin ses dalgalarının şu özelliklerini çözmesi istenir:

1. Sönümlenmeyen (Nondissipative) ve saçılmayan (Nondispersive) yapısı
2. Ortalama akış değerlerine göre çok küçük genlikli akustik dalga yapısı
3. Yüksek frekansa sahip akustik dalgalar

Hesaplamalı aero-akustik yöntemleri iki ana başlık altında incelenebilir: akış denklemlerinin çözüldüğü doğrudan yaklaşım ve hibrid yaklaşım. Doğrudan yöntemler hesaplama zamanı açısından pahalı iken hibrid yaklaşımlar belirli koşullar altında uygun hesaplama zamanı ile doğru sonuçlar vermektedir.

Denklemler Sistemi ile Çözüm

Denklemler sistemi ile çözüm veya doğrudan çözüm sıkıştırılabilir akış denklemlerinin, tüm akış hacmini ses dalgaları ile beraber çözmesi ile olmaktadır. Tüm akış denklemlerinin hiç bir modelleme olmaksızın çözüldüğü DNS ya da daha belirgin yapıda olan küçük çevrintileri modelleyen ve bundan büyük yapıları doğrudan çözen LES kullanılabilir. Ses yayılımını çözmek için DNS kullanıldığında

çözülmesi gereken en küçük yapı Kolmogorov microscale, en büyük yapı da akustik dalgaların dalga boyları mertebelerinde olur. Bunun anlamı şu anki bilgisayar yeteneklerinde, yüksek grid sayısı nedeniyle DNS yaklaşımının akademik araştırmalardan öteye gidememesidir. Bunun yanında DNS yöntemi şemalara ve sınır koşullarına da önemli kısıtlamalar koyar. Bunların yanında daimi olmayan URANS ile de büyük yapılardan kaynaklanan sesi çözmek mümkündür. Bahsedildiği gibi yüksek hesaplama maliyetinden dolayı DNS yönteminin kullanımı basit akış geometrili ve düşük-orta Re sayılı akışlara kısıtlanmıştır. LES yönteminin kullanılması ise halen araştırma halindedir.

Bir akışkanın hareketinin ve enerjisinin tabii olduğu denklemler, süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

momentum denklemi,

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$

enerji denklemi,

$$\frac{\partial \rho e_0}{\partial t} + \frac{\partial (\rho e_0 u_j + p u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial (\tau_{ij} u_i - q_j)}{\partial x_j}$$

Burada $e_0 = e + u_i u_i / 2$ toplam iç enerjidir.

Bu denklemleri kapatabilmek için bazı termodinamik ve bünye denklemleri gereklidir. Newtoniyen akışkan için ağdalı gerilme tensörü τ_{ij} şu şekilde verilir,

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)$$

ısı akısı q_i ise Fourier ısı yasası ile modellenmiştir,

$$q_i = -\frac{c_p \mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

birçok gazlar mükemmel gaz olarak kabul edilir,

$$p = \rho R T$$

ayrıca ideal gaz için şu kabuller de yapılır,

$$e = c_v T$$

$$h = c_p T$$

$$c_p = c_v + R$$

burada c_p ve c_v özgül ısılardır.

Hibrid Yöntemler ile Çözüm

Aerodinamik etkilerden dolayı oluşan ses dalgalarında kaynak terimlerini belirlemek zordur. İncelenecek alan akım içerisinde ya da durgun bir ortam olabilir. Akım dahilinde ses türbülans gibi daimi olmayan akım bileşenleri tarafından oluşturulur. Bu nedenden dolayı durgun ortamlarda kullanılan homojen dalga denklemi bu durum için geçerli olmaz. Dalga denkleminde bir kaynak terimi eklemek gerekir. Lighthill, 1952 de yayınladığı makalede, ses kaynaklarının, akış alanının tam çözümü ile akustik yaklaşımlar arasında farktan kaynaklandığını öne sürmüştür. Kütlenin korunumu ve momentum denklemlerinden ürettiği dalga denkleminde, non-linear olan bütün etkileri kaynak terimi olarak dalga denkleminin sağ tarafına eklemiştir. Bunların yanında Lighthill'in geliştirdiği analogi, ses üretimi, yayılımı ile akış arasındaki etkileri açıklayamaz. Bununla beraber düşük Mach sayılı akışlarda Lighthill'in analogisi geçerli olduğu bulunmuştur. 1975 yılında ortaya çıkan Powell-Howe çevri sesi teorisi, akım ile ses arasındaki etkileşimi açıklar. Tüm bunların yanında homojen dalga denklemi bazı durumlarda kullanılabilir. Örneğin boru içerisinde akıştan dolayı oluşan ses incelenmek istense, boru içerisindeki ses dalgaları için homojen olmayan, boru dışı için durgun ortam kabulü ile homojen dalga denklemi kullanılabilir.

Lighthill Denklemi

Süreklilik denkleminin zamana göre türevini alarak, ve bundan momentum denkleminin diverjansı çıkartılırsa elimize şu skaler denklem geçer:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 \rho u_i u_j}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial^2 p}{\partial x_i^2} - \frac{\partial^2 \tau_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$$

Yoğunluk için bir dalga denklemi elde edilmesi amacıyla, taşınım terimi sağ tarafa taşınır ve denklemin her iki yanına da,

$$-a_{\infty}^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2}$$

terimi eklenir. Sonuc Lighthill denklemidir.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_{\infty}^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$$

Buradaki,

$$T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij} + (p - a_{\infty}^2 \rho) \delta_{ij}$$

tensörü Lighthill tensörü olarak adlandırılır. Eğer bu denklemde sol taraftan bağımsız olarak, sağ taraf biliniyorsa denklem homojen olmayan isotropik ortamdaki dalga denklemi olarak görülebilir. Böyle bir durumda ses dalgalarının yayılmasını denklemin sol tarafı yönetir. Denklemin sağ tarafının biliniyor olması durumunda denklemin çözümü şu şekilde verilir.

$$\rho(x, t) - \rho_0 = \frac{1}{4\pi a_{\infty}^2} \int \frac{1}{r} \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial y_i \partial y_j} dV(y) = \frac{1}{4\pi a_{\infty}^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int \frac{T_{ij}}{r} dV(y)$$

Burada $T_{ij} = T_{ij}(y, \tau)$, $r = |x - y|$ ve ρ_0 tüm integrasyon boyunca sabit ve $\tau = t - r/a_{\infty}$ gecikme zamanıdır, örneğin kaynağın bir ses dalgası yayarak t anında bu dalga gözlemciye ulaşmasıdır.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Can SABUNCU, 5 Kasım 1983 tarihinde İstanbul’da dünyaya gelmiştir. Köy Hizmetleri Anadolu Lisesi’ndeki lise öğrenimini takiben 2001 yılında girdiği Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2005 yılında mezun olmuştur. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü İleri Teknolojiler Anabilim Dalı Uçak – Uzay Mühendisliği Yüksek Lisans programına başlamıştır. Halen İTÜ Uçak Uzay Bilimleri Fakültesi Uzay Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. İleri düzeyde İngilizce ve orta düzey Almanca bilmektedir.