

KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ

PATLAMALI AKIŞLARDA AKUSTİK İNDİRGEME
VE
PERFORMANS ANALİZİ

ERKAN SEÇGİN

MART 2014

Makine Anabilim Dalında Erkan SEÇGİN tarafından hazırlanan PATLAMALI AKIŞLARDA AKUSTİK İNDİRGEME VE PERFORMANS ANALİZİ adlı Doktora Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Veli ÇELİK
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Doktora Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Veli ÇELİK
Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Ömer KELEŞ _____
Üye (Danışman) : Prof. Dr. Veli ÇELİK _____
Üye : Doç Dr. Sadettin ORHAN _____
Üye : Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN _____
Üye : Yrd. Doç. Dr. Murat LÜY _____

...../...../.....

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onaylamıştır.

Doç. Dr. Erdem Kamil YILDIRIM
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

PATLAMALI AKIŞLARDA AKUSTİK İNDİRGEME VE PERFORMANS ANALİZİ

SEÇGİN, Erkan

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora tezi

Danışman: Prof. Dr. Veli ÇELİK

Mart 2014, 146 sayfa

Hafif silahlarda, patlama ile anlık ve yüksek genlikte bir ses basıncı oluşmaktadır. Bu basınç insan kulağı için zararlı bir gürültüye yol açmaktadır. Silah sistemlerinin oluşturduğu bu patlama gürültüsünün azaltılmasına yönelik olarak, susturucu sistemlerinin tasarlanması gereklidir. Bu konuda çeşitli çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmada, barutun patlaması ile oluşan bu ani basınç yükselmesinin oluşturduğu sesin frekans analizleri yapılmış ve bu ani ses basıncını azaltmak amacıyla çeşitli tipte susturucu tasarımları üzerine çalışılmıştır. Bu amaçla, farklı susturucu modelleri tasarlanmış; perde sayısı ve konumunun Ses İletim Kaybı (STL) eğrisine etkisi analitik (teorik), sonlu eleman yazılımı ve deneysel ölçüm yöntemi kullanılarak araştırılmıştır. STL grafikleri sonlu elemanlar analizinde 3-nokta metodu, deneysel çalışmada ise 4-nokta metodu kullanılarak elde edilmiştir. Daha sonra, elde edilen deneysel sonuçlar ile sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırılmıştır.

Ayrıca gerçek atış deneyleri yapmak için, tasarımı yapılan on adet susturucu modeli imal edilmiş ve silaha monte edilen bu susturucular ile atış testleri yapılmıştır. Atışların ses ölçümleri gerçekleştirilmiş ve bu ölçüm sonuçları kullanılarak Ekleme Kaybı (IL) grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar karşılaştırılmış, sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen performans değerlerinin perde tipine, sayısına ve konumuna bağlı olduğu ve deney sonuçları ile paralellik gösterdiği gözlemlenmiştir.

Ayrıca aynı sayıda fakat farklı konumda yerleştirilen susturucu modellerinden en iyi STL performansı gösteren susturucu modelinin, IL performansının da en iyi ve pik ses basınç değerinin de en az olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar göz önünde bulundurularak çeşitli susturucu prototipleri tasarlanmıştır.

Sonuç olarak, elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmış, göreceli bir uyum sağladıkları görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Silah, susturucu, akustik analiz, ses iletim kaybı, ekleme kaybı, gürültü azaltımı.

ABSTRACT

ACOUSTIC ATTENUATION AND PERFORMANCE ANALYSIS FOR BLAST FLOWFIELD

SEÇGİN, Erkan

Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, Ph. D. Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Veli ÇELİK

March 2014, 146 pages

In small arms, impulsive and high amplitude sound pressure occurs with explosion. This pressure leads to noise level that can be harmful to human ear. Suppressor systems must be designed in order to reduce the noise of the explosion created by weapon systems.

In this study, the sound wave stems from impulsive pressure rise caused by explosion of the propellant has been analyzed in frequency domain and to reduce the sudden sound pressure, various types of suppressor designs are studied. For this purpose, different types of suppressors have been designed and the effects of the positions and the number of the baffles for each suppressor type on Sound Transmission Loss (STL) curve have been investigated using theoretical, numerical and experimental methods. STL graphics have been obtained by using the 4-pole acoustic pulse method in the experimental study and 3-point method in the finite element method. All experimental results are compared to the finite element analysis results.

Moreover, in order to obtain real gunshot tests, ten different suppressors have been designed and manufactured. Gunshot sound tests have been performed with these suppressors mounted on guns. Using the measured results, Insertion Loss (IL) graphics have been obtained. It was observed that the performance values obtained

from finite element analysis were dependent on the baffle type, number and the positions and the experimental results are similar to simulation results.

It is seen that among the suppressor models with the same number of baffles but located at different locations, the model that shows the best STL performance has also the best IL performance and has least value of peak sound pressure level of the gunshots. Taking this into consideration, various types of suppressors have been designed.

Finally, both numerical and experimental results are compared and show relatively good agreement with each other.

Key Words: Gun, suppressor, acoustical analysis, sound transmission loss, insertion loss, noise reduction

TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanması esnasında hiçbir yardımını esirgemeyen ve büyük destek olan, bilimsel deney imkanlarını sonuna kadar bizlerin hizmetine veren, tez yöneticisi hocam, Sayın Prof. Dr. Veli ÇELİK'e, tez çalışmalarım esnasında, bilimsel konularda daima yardımını gördüğüm hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Hakan ARSLAN'a, büyük fedakarlıklarla bana destek olan hayat arkadaşım, eşim Reyhan'a teşekkür ederim. Ayrıca, tezimi SANTEZ (Sanayi Tezi) olarak destekleyen Makina ve Kimya Endüstrisi Kurumuna ve Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER DİZİNİ	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Kaynak Özetleri	5
1.2. Kapsam.....	8
1.3. Yöntem.....	9
1.3.1. Susturucu Akustiğinin Teorik İncelenmesi	10
1.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi.....	10
1.3.3. Prototip Susturucuların Tasarımı ve Üretimi	11
1.3.4. Deneysel İnceleme.....	11
2. MATERYAL VE YÖNTEM	13
2.1. Susturucu Akustiğinin Teorik İncelenmesi	13
2.1.1. Silindirik Koordinatlarda Akustik Dalga Denklemi.....	14
2.1.2. Akustik Dalga Denklemine Analitik Çözümü	17
2.1.3. Transfer Matris Metodu (TMM).....	18
2.1.4. Transfer Matris Metodu Kullanılarak İletim Kaybı Hesabı	25
2.1.5. Çeşitli Susturucu Tipleri için Transfer Matrislerinin Elde Edilmesi ve STL Hesabı	27
2.2. Sonlu Elemanlar Analizi	48
2.2.1. Sonlu Elemanlar Analiz Modelinin Oluşturulması	48
2.2.2. FEA ile Ses İletim Kaybı Analizi	49
2.2.3. ABAQUS Sonlu Elemanlar Programı ile Explicit Akustik Analiz	57
2.3. Prototip Modelleme.....	64
2.4. Deneysel Yöntem	64

2.4.1.	STL Deney Düzeneği	65
2.4.2.	Atış Sesi Ölçme Deneyi.....	75
2.5.	Susturucuların STL Performansına Etki Eden Faktörler	85
2.5.1.	Susturucu Boyunun STL'ye Etkisi.....	86
2.5.2.	Susturucu Dış Çapının STL'ye Etkisi	89
2.5.3.	Giriş ve Çıkış Borusunun Uzunluğunun STL'ye Etkisi.....	91
2.6.	Perde Konumu ve Sayısının Susturucuların Akustik Performansına Olan Etkisinin İncelenmesi	93
2.6.1.	Susturucu Modellerinin STL Değişiminin İncelenmesi	94
2.6.2.	Susturucuların Performansının Atış Ses Ölçüm Deneyi ile İncelenmesi	100
2.7.	Susturucu Prototipleri ile İlgili Çalışmalar	106
2.7.1.	Prototip Susturucuların Tasarımı.....	107
2.7.2.	Prototip Susturucuların Sonlu Elemanlar Metodu ile Akustik Analizi ...	107
2.7.3.	Prototip Susturucuların Deneyleri	115
2.7.4.	Piyasada Mevcut Ticari Susturucular ile Prototip-3'ün Karşılaştırılması.....	122
3.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	129
	KAYNAKLAR	132
	EKLER.....	132
EK 1.	PERDE TİPİ VE KONUMUNUN SUSTURUCU ÇIKIŞ NOKTASINDAKİ SES BASINÇ SEVİYESİNE ETKİSİ.....	136
EK 2.	PROTOTİP SUSTURUCU FOTOĞRAFLARI	139
EK 3.	ATIŞ TESTİ FOTOĞRAFLARI	140
EK 4.	STL HESABI İÇİN KULLANILAN ABAQUS PLUG-IN	141
EK 5.	PERDESİZ SUSTURUCU MATLAB STL HESABI	145
	ÖZGEÇMİŞ.....	146

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>ÇİZELGE</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Susturucu içindeki akustik ortam için malzeme özellikleri	50
2.2. Susturucu içindeki akustik ortam için malzeme özellikleri	58
2.3. Susturucu modelleri ile bu modellere ait perde sayısı ve konumları çizelgesi.....	95
2.4. Susturucu modelleri ile bu modeller için elde edilen maksimum STL değerleri ve Rezonans Frekansları	99
2.5. Susturucu modellerinin rezonans frekansları ve maksimum/minimum IL değerleri	104
2.6. Susturucu modellerinin STL RMS, IL RMS ve tepe SPL değerleri çizelgesi.....	105
2.7. Susturucuların rezonans frekansları ve maksimum/minimum IL değerleri.....	120
2.8. Susturucu prototiplerinin STL, IL ve tepe SPL değerleri çizelgesi	121
2.9. Susturucuların Tepe SPL değerleri ve Tepe SPL azaltma miktarları.....	121
2.10. Susturucuların tepe SPL ve RMS değerleri.....	128

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. İşitme alanı grafiği	2
1.2. Darbe süresi ve ilave edilecek ses basınç seviyesi (dB) miktarı.....	3
2.1. Ses dalgalarının içinden geçtiği bir silindirik tüp ve koordinat eksenleri...	15
2.2. İki odacıklı susturucu modeli	17
2.3. Sabit cidarlı düz boruda akustik düzlem dalga yayılımı	19
2.4. Perdesiz susturucunun şematik modeli	27
2.5. Bir düz perdeli susturucunun şematik modeli.....	33
2.6. Bir uzatma borulu perdeli susturucunun şematik modeli.....	39
2.7. Perdesiz (a) ve bir perdeli (b) susturucu modelleri	48
2.8. Perdesiz susturucunun FEA modeli (a) 2D, (b) 3D	49
2.9. Üç-nokta metodu için susturucu modeli	50
2.10. Perdesiz susturucu için 2D eksenel simetrik modeli için elde edilen anlık akustik basınç dağılımı.....	52
2.11. Perdesiz susturucu için 3D modeli için elde edilen anlık akustik basınç dağılımı.....	53
2.12. Perdesiz susturucu için 2 ve 3 boyutlu modelleri için STL - Frekans grafiği	53
2.13. Perdesiz susturucu FEA modeli yakın görünüşü.....	54
2.14. Eleman boyutu 0.5 ve 1 mm olan perdesiz susturucu FEA modelinin çözüm sonucu	55
2.15. 2D dörtgen ve üçgen eleman susturucu modelleri için STL - Frekans grafiği	56
2.16. STL sonuçlarında yoğunluk etkisi, perdesiz susturucu	57
2.17. Susturucu modelleri perdesiz (a) ve bir perdeli (b) susturucunun FEA modeli.....	58
2.18. Susturucu modellerinin 2D FEA çözüm sonucu elde edilen ses basınç dağılımı (a) perdesiz (b) bir perdeli.....	59
2.19. Susturucunun girişine verilen ses basıncının zamana göre değişimi	60

2.20. Perdesiz susturucunun P_3 çıkış noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi	60
2.21. Bir perdeli susturucunun P_3 çıkış noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi	61
2.22. Uzatma borulu bir perdeli susturucuya ait 2D aksenal simetrik FEA modeli.....	62
2.23. Uzatma borulu bir perdeli susturucunun P_1 ve P_3 noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi	62
2.24. Uzatma borulu bir perdeli susturucunun P_1 ve P_3 noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi	63
2.25. Deney düzeneğinin genel görünüşü	65
2.26. Deney düzeneğinin elemanları	67
2.27. Deney düzeneğinin elemanları	67
2.28. Deney düzeneği şematik gösterimi ve mikrofon konumları	68
2.29. TMM teorik analizi ve deneysel olarak perdesiz (bir odalı) susturucunun STL sonuçları.....	72
2.30. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir düz perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları.....	73
2.31. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir uzatma borulu perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları.....	73
2.32. Bir perdeli (perde tam ortaya yerleştirilmiş, iki odalı) susturucunun deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları.....	74
2.33. Bir ticari susturucunun (A-Model) deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları	75
2.34. Ses ölçme testi mikrofon yerleşimi	78
2.35. Mikrofon ön yükseltici, ses kalibratörü, mikrofon, puls jeneratörü giriş modülü.....	79
2.36. Silah atış ses basınç seviyesi SPL- Zaman grafiği	81
2.37. (a) Susturucusuz MP5 silahının yalnız namlu çıkışındaki, (b) yalnızca kapsül patlama ses basıncının zamana göre değişimi	82
2.38. (a) Susturucusuz silahın atış ses basınç seviyesi değişimi; (b) 1/3 oktav band grafiği.....	83

2.39. (a) MP5 Silahının yalnızca tetik düşürme; (b) yalnızca mekanizma ses basıncının zamana göre değişimi	83
2.40. MP5 silahının kapsül patlama, tetik ve mekanizma çarpma sesinin FFT analizi sonucu ses basınç seviyesi	84
2.41. MP5 Silahının yalnızca kapsül patlama, tetik ve mekanizma sesinin 1/3 oktav band grafiği.....	85
2.42. Perdesiz Susturucu modeli FEA sonucu anlık ses basınç dağılımı (a) 161 mm, (b) 500 mm.....	86
2.43. Perdesiz 161 mm ve 500 mm boy susturucu FEA sonucu STL - Frekans grafiği.....	87
2.44. 5 adet Perdeli susturucu modeli FEA sonucu (a) boy 161 mm, 5 adet perde, (b) 500 mm, 5 adet perde (c) boy 500 mm, 45 adet perde	88
2.45. Farklı boy ve perde sayılarına sahip susturucuların FEA sonucu STL - Frekans grafikleri	89
2.46. 5 adet perdeli, 3 farklı çaptaki susturucuların FEA sonucu anlık akustik basınç dağılımı	90
2.47. 5 adet perdeli, 3 farklı çaptaki susturucuların FEA sonucu STL - Frekans grafiği.....	91
2.48. 5 düz perdeli susturucu FEA çözümü.....	92
2.49. 5 düz perdeli susturucu için STL - Frekans grafiği.....	93
2.50. Girişten l_1 , l_2 ve l_3 mesafelerine yerleştirilen 3 perdeli susturucunun FEA modeli	95
2.51. Perdesiz Model-1 Susturucunun FEA ve deneysel sonuçlarla elde edilen STL - Frekans grafiği	96
2.52. Farklı perde konumlarındaki bir perdeli susturucuların FEA ve deneysel olarak elde edilen STL-frekans grafiği.....	97
2.53. Farklı perde konumlarındaki iki perdeli susturucunun FEA ve deneysel olarak elde edilen STL - Frekans grafiği.....	97
2.54. Farklı perde konumlarındaki üç perdeli susturucunun FEA ve deneysel olarak elde edilen STL - Frekans grafiği.....	98
2.55. Susturucuların perde sayısının ve konumunun tepe SPL'ye olan etkisi.....	100
2.56. Model-1 susturucu ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği...	102

2.57. Bir perdeli susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği.....	102
2.58. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği	103
2.59. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği	104
2.60. Prototip-1 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı	108
2.61. Prototip-2 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı	109
2.62. Prototip-3 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı	109
2.63. Prototip-1, 2 ve3 susturucuların STL analizi sonuç grafiği.....	110
2.64. Prototip-1 perfore susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı	111
2.65. Prototip-1 Perfore Susturucunun Giriş ve Çıkış nodlarındaki Ses Basıncı-Zaman Grafiği	110
2.66. Prototip-2 Susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı.....	112
2.67. Prototip-2 Susturucunun explicit Analizi sonucu Giriş ve Çıkış nodlarındaki SPL - Zaman grafiği.....	113
2.68. Prototip-3 susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı.....	114
2.69. Prototip-3 Susturucunun ABAQUS explicit analizi giriş ve çıkış nodlarındaki SPL - Zaman Grafiği.....	114
2.70. 1, 2 ve 3 nolu prototipin deney sonucu STL grafiği.....	115
2.71. Prototip-1 susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans Grafiği.....	116
2.72. Prototip-2 Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği.....	117
2.73. Prototip-3 susturucunun kulak hizası mikrofonu atış ses ölçümü (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği	118
2.74 MP5 silahının susturucusuz ve prototip susturucularla atış sonucunda elde edilen 1/3 Oktav Band Grafiği.....	119
2.75. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği	119

2.76. A-Model Susturucunun katı model ve kesit görünüşleri.....	123
2.77. B-Model Susturucunun katı model ve kesit görünüşleri.....	123
2.78. Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların deney sonucu elde edilen Frekans - STL Grafiği.....	124
2.79. A-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği	125
2.80. B-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL-Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği	126
2.81. Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucular ile atış sonucunda elde edilen SPL - Frekans grafiği.....	126
2.82. Prototip-3, A-Model ve B-Model Susturucular ile atış sonucunda elde edilen 1/3 oktav band grafiği.....	127

SİMGELER DİZİNİ

p_0	Ortam basıncı
ρ_0	Ortam yoğunluğu
p	Ses basıncı
v	Hacim hızı
n	Eleman sayısı
W_i	Susturucuya gelen güç
W_t	Susturucudan iletilen güç
T_{ij}	Toplam transfer matrisinin terimleri
d	Boru çapı
L	Boru uzunluğu
a_0	Dalga yayılım hızı veya faz hızı
C_1	Sağa giden dalgaların basıncının genlikleri
C_2	Sola giden dalgaların basıncının genlikleri
P	Ses basıncı
u	Akış hızı
v	Akış debisi
S	Borunun kesit alanı
T	Transfer Matrisi
k_0	Akustik dalga sayısı
ω	Açısal frekans
f	Frekans
c	Akustik ortamdaki ses hızı
M	Mach sayısı
k_c	Konvektif (taşınımlı) dalga nosu
Y	Karakteristik akustik empedans
K_d	Statik basınç kaybı sabiti

Y_r	Uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedans ifadesi
C_d ve C_r	Süreklilik sabitleri
S_{incom}	Giriş boru kesit alanı
S_o	Çıkış boru kesit alanı

KISALTMALAR DİZİNİ

SPL	Ses Basınç Seviyesi
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
STL	Ses İletim Kaybı
NR	Gürültü Azaltımı
IL	Ekleme Kaybı
TMM	Transfer Matris Metodu
FFT	Hızlı Fourier dönüşümü
RMS	Karekök Ortalama

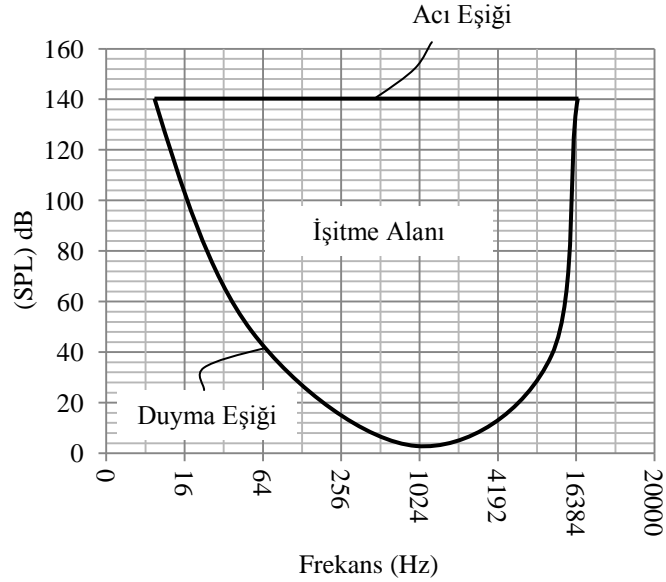
1. GİRİŞ

Ses, havada veya diğer elastik ortamlarda bir dalga hareketi olarak tanımlanabilir. Ses basıncı, gürültü kaynaklarının izlenmesi için gereken en önemli parametrelerdendir. Akustik basınç titreşimleri, yaklaşık değeri 100.000 Pa olan ortam statik basıncının dalgalanmasına sebep olurlar. 20 μ Pa ile 200 Pa arasında değişen duyulabilir ses basınç değişimleri, statik hava basıncıyla karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyedir. Referans basınç değeri olan 20 μ Pa, ortalama bir kişi tarafından duyulabilecek en düşük ses seviyesi olarak kabul edilmiştir ve bu yüzden duyma eşiği olarak anılır. 200 Pa ise çok yüksek bir seviyedir ve acıya yol açar, bu nedenle acı eşiği olarak adlandırılır. Bu iki eşik seviyesinin birbirine oranı çok büyüktür ve işitme sistemi lineer değildir, logaritmik artışlara karşı hassastır. Bu sebeplerden ötürü akustik parametrelerin tespitinde, ölçülen değerlerin bir referans seviyeye oranının logaritması olan desibel (dB) ölçeği kullanılır [1].

Yüksek şiddette sese maruz kalma durumunda ses sınırları zarar görür ve bu nedenle işitme kaybı oluşur. İki çeşit zararlı gürültü vardır: Jet motoru veya bir tankın çıkardığı sürekli yüksek gürültü ile silah atış sesinde olduğu gibi darbeli yüksek gürültüdür. Sürekli gürültüye maruz kalma durumunda 85 dB(A)'nın üstü tehlikelidir ve 115 dB(A)'nın üstü gürültüye hiçbir zaman periyodu için bile müsaade edilmez. Silah atışı veya patlama gibi, darbeli ya da anlık gürültüye maruz kalma durumunda, tepe ses basınç seviyesi 140 dB(A)'yı geçmemelidir. Normal bir kişi için işitme aralığı 20-20000 Hz frekansları arasındadır. Normal bir konuşma 100-7000 Hz arasındadır. İşitme algılama için en önemli frekans 1200 Hz civarındadır. Şekil 1.1'de frekans ve ses seviyesine bağlı işitme alanı grafiği görülmektedir [2].

Bir silah ateşlendiğinde aşırı gürültü oluşur. Ateşleme sesi namlu ağzı çıkış darbe sesi, yörüngede uçuş sesi, hedefteki patlama sesi ve silah mekanizmalarının çıkardığı ses olmak üzere dört kategoride incelenir.

Namlu ağız patlaması, namlu içindeki barutun patlaması ile oluşur. Fişek yatağında meydana gelen patlama, gazın aniden genişmesine neden olur. Bu hızlı genişleme mermiye ivme kazandıran basınç dalgasına yol açar. Namlu içerisinde meydana



Şekil 1.1. İşitme alanı grafiği

gelen ve 1.0-1.6 ms süren olay sonucunda 240-450 MPa basınç oluşur. Mermi çekirdeğinin namlu içerisinde yol alması ile hacim büyür ve çıkış sırasında basınç 40 MPa'a düşer. Ortaya çıkan toplam kimyasal enerjinin %1 den daha azı akustik enerjiye dönüşür. Atış sırasında ortaya çıkan akustik ses basınç seviyesi 140-180 dB seviyesindedir [3].

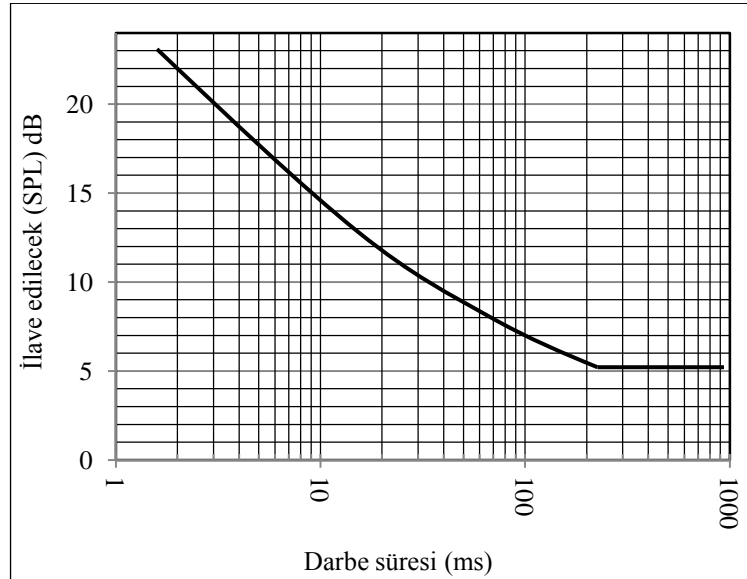
Namlu ağız basıncının, çevre gürültüsünden farklı olarak, iki ana özelliği vardır: Kısa süreli oluşu ve yüksek genliğidir. Darbe süresi genellikle mili saniye mertebesindedir. Küçük kalibreli silah sistemleri için darbe süresi 0,5 milisaniyeden azdır ve büyük kalibreli silah sistemlerinde bu süre birkaç milisaniyedir [4].

Atış sırasında nişancı, eğitici ve yakın çevrede bulunanlarda kalıcı duyma bozukluğuna neden olabilecek derecede bir gürültü ortaya çıkmaktadır. Bu durum

sadece tepe ses basıncı düzeyinin bir fonksiyonu değil, aynı zamanda darbe süresi ve yükselme zamanının (orta düzeyden tepe düzeye) bir fonksiyonu olabilecektir. Hafif silahlarla atışın ürettiği gürültünün fiziksel özellikleri ile bu gürültünün duyma üzerindeki etkileri arasındaki ilişki ile ilgili veriler hala yetersizdir [5].

Silah sisteminin namlu çıkış enerjisi arttıkça, darbeleri gürültü de artar. Bir silahın oluşturduğu darbeleri gürültü insana zarar verir. Ayrıca oluşan bu ses, sosyal ve askeri problemlere de neden olmaktadır. Bu yüzden, darbeleri sesin azaltılması konusunda yapılan çalışmalar büyük önem taşımaktadır.

Darbeleri ses, uzun süre etkiyen kadar ses çıkarmaz. Şekil 1.2'de darbeleri seslerin, sürekli sesler kadar ses çıkarması için ne kadar yükseltilmesi gerektiği gösterilmektedir. 3 ms süreli palsın, 500 ms süreli pals kadar ses çıkarması için 15 dB yükseltilmesi gerekir ve 100 ms bölgesi önemlidir. İnsan kulağının zaman sabiti olarak değerlendirilecek olan bu süreden daha uzun süreli darbelerde ek ses seviyesi ilave etmeye gerek yoktur. Gerçekte, Şekil 1.2'de görüldüğü gibi, insan kulağının, kısa ve süreksiz sesleri işitmede, duyarlılığı daha azdır [1].



Şekil 1.2. Darbe süresi ve ilave edilecek ses basınç seviyesi (dB) miktarı [1]

Susturucular, otomotiv motorları, fanlar, silah atışı gibi ses kaynaklarından ortaya çıkan ses basıncını iç içe geçen delikli borular, genişleme odaları, ses yalıtım malzemelerinin kullanımı gibi metotlarla azaltarak ses basıncını düşürmeye yaramaktadırlar.

Susturucular, basit olarak, içerisinde yüksek şiddetli ses dalgalarının ilerlediği, bu ses dalgalarını azaltmaya yarayan odacıklardan oluşan bir tüp olarak düşünülebilir.

Savaşlarda ve iç güvenliğin sağlanmasında kullanılan hafif silahların çok gelişmiş olmalarının gerekliliği yanında en az düzeyde ses çıkarmalarını sağlamak bir ihtiyaç haline gelmiştir. Bu ihtiyaçtan susturucular ortaya çıkmış ve sürekli geliştirmeler yapılarak atış sesini en aza indirme çabaları devam etmektedir.

Silah namlusuna takılan susturucuların birçok türü silah ateşleme sürecinde oluşan yüksek ses basıncının azaltılması için kullanılmaktadır. Namlu ağzı basıncının bastırılması, hem büyük hem de küçük kalibreli silah tasarımında önemlidir. Küçük kalibreli sistemlerde askeri uygulamalar için temel hedef akustik sinyal ve frekans azalması sayesinde duyma kaybı oranının azaltılmasıdır. Namlu ağzı basıncını azaltmak için çeşitli aletler kullanılmakta olup, bu aletlerin dizaynı büyük oranda deneysel araştırmalara bağlıdır [6].

Susturucular tabanca, makinalı tabanca, piyade tüfeği, keskin nişancı tüfeği vb. hafif silahlarda namluya monte edilen ve sökülüp takılabilen cihazlardır. İçerisinde, ses basıncını düşürmeye yarayan bir genişleme odası ve bölünmüş odacıklar bulunmaktadır.

Genel olarak susturucular, reaktif, yutucu ve hibrid olarak sınıflandırılmaktadır. Reaktif susturucular geometrik süreksizliklerden kaynaklanan sönümleyici ses dalgasını, akustik empedans (direnç) farkıyla oluşturur. Yutucu susturucular ise, ses enerjisini ısı enerjisine dönüştürür ve bu sayede akustik basınç dalgalarını azaltır. Reaktif ve yutucu susturucuların birleşiminden oluşan susturuculara ise hibrid susturucular denir.

Genleşme odacıklı susturucular, susturucuya giren enerjinin bir kısmını kaynağa doğru yansıttığı için reaktif (yansıtıcı) tip susturuculardır. Bu tür susturucular, rezonatör gibi davranış gösteren, bir veya daha fazla odacıktan veya genleşme hacminden oluşur. Genellikle susturucu içerisinde enerji yutumu ihmal edilebilecek seviyededir [7].

Susturucular, atış sırasında çıkan ses şiddetini azaltır. Bu sayede düşman tarafından atıcının yerinin tespitini önler. Güvenlik kuvvetlerinin toplumsal alanlarda yapacağı müdahalelerde silah sesini azaltarak halkın paniğe kapılmamasını sağlar. Ayrıca, namlunun ucundan çıkan alevi gizleyerek gece yapılan atışlarda düşman tarafından atıcının yerinin belirlenmesini önler. Özel subsonic (mermi ilk hızı ses hızından daha az olan) mermiler kullanılması durumunda susturucularla ateş daha iyi sonuç verir. Atış sırasında ortaya çıkan yüksek ses nedeniyle, atıcının dikkati dağılacığından, susturuculu silahlar ile yapılan atışlarda isabet oranında artış görülmektedir.

1.1. Kaynak Özetleri

Literatürde yer alan susturucularla ilgili çalışmaların çoğu egzoz susturucusu konusunda yapılmış çalışmalar olup, bu çalışmalardan bazıları ve ateşli silahlarda kullanılan susturucularla ilgili literatürde bulunan bilimsel çalışmaların özeti aşağıda verilmiştir.

Maher [8] yaptığı çalışmada silah atış sesinin karakteristiğini elde etmiş ve oluşan sesleri namlu ağzı patlaması, mekanik hareketler, süpersonik uçuş ve yüzey titreşimleri olarak sınıflandırmıştır. Atış testleri yaparak, zamana bağlı ses basınç seviyesi grafikleri elde etmiştir.

Hudson ve diğerleri [9] küçük kalibreli silahlar için susturucunun dizaynında hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinden faydalanmışlardır. Prototip bir susturucu dizaynı için deneysel ölçümler yapmışlar ve simülasyonları susturucunun etkilerinin doğru olarak tahmin edilmesi zorunluluğundan kompleks modelin doğruluk seviyesini belirlemek için uygulamışlardır.

Kang ve diğeri [4] bir yüksek basınç patlama için bir şok tüpünden çevre ortama doğru yayılan darbeli sesin azaltılması üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada yüksek basınçlı patlama akış alanı analizi için sayısal bir çözümleme geliştirilmiştir.

Transfer matrisi ya da dört kutup parametresi gösterimi uzun zamandır bilinmektedir [10]. Uygulamada, gerçek bir susturucu birbirine bağlı genişleme odaları, perde v.b. elemanlardan oluşmaktadır. Perde, silah susturucularla ilgili çalışmalarda "baffle" olarak adlandırılmakta ve odacıkları birbirinden ayırmada kullanılmaktadır. Perdeler düz, konik, uzatma borulu gibi geometrik yapılarda olmaktadır.

Egzoz susturucu teorisindeki gelişmelerin çoğu TMM uygulanmasından sonra olmuştur [11]. Bu yöntem, elektrik filtre teorisine benzer şekilde, susturucu elemanlarının lineer bir boyutlu dalga yayılımına dayanan transfer matrisleri bulunarak, STL eğrilerinin hesaplanmasına dayanmaktadır.

Davis ve diğeri [12] egzoz susturucuları hakkında kapsamlı bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma basit ve çoklu genişleme odalı ve rezonatör susturucu gibi çeşitli tipteki susturucuların ses seviyesi azaltma özelliklerinin teorik ve deneysel olarak araştırılması hakkındadır.

Igarashi ve diğeri [13, 14] susturucu elemanları için hareket ve süreklilik eşitliklerinin yerine elektriksel eşdeğer ağ yöntemini kullanmışlardır. Susturucuların iletim özelliklerini dört kutuplu parametreler kullanarak hesaplamışlardır. Bazı susturucu elemanlarının dört kutuplu iletim matrisleri elde edilmiştir. Her bir eleman için bu matrisleri kullanılarak, susturucuların iletim özelliklerinin tespit edilmesi önerilmiştir.

Akış etkilerini içeren transfer matrisleri ile susturucuların iletim kaybının hesabı ile ilgili çalışmalar Munjal [10] tarafından bir kitapta toplanmıştır. Farklı susturucu elemanları için transfer matrislerinin de yer aldığı araştırmalar Mechel [15] tarafından hazırlanan diğeri bir kitapta yer almaktadır.

Sullivan ve Crocker [6] perfore delikli susturucu elemanlarının iletim kaybını elde etmek için transfer matrisi geliştirmiştir. Bu çalışmada, akustik ortamın durağan olduğu kabul edilmiştir. Sullivan [16] ayrıca perfore borulu susturucular için transfer matris yöntemi geliştirmiş ve iletim kaybı hesabı yapmıştır. Çapraz ve ters akışlı susturucularda akış hızına bağlı çözümü elde etmiştir.

O. Z. Mehdizadeh ve M. Paraschivoiu [17] belirli frekans aralığı için bir egzoz susturucusunun iletim kaybını elde etmek için sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. İletim kaybının sonlu elemanlar ve deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırıldığında iyi bir uyum gözlemlenmiştir.

Sreenath ve Munjal [18] çalışmalarında bir egzoz susturucusu için bir elektrik devresi benzetmesi yapmış ve ilk kez susturucuların IL tahmini için bu benzetmeyi kullanarak kademeli akustik elemanların IL'nin değerlendirilmesi için transfer matris yöntemini geliştirmişlerdir.

Munjal [19] yaptığı bir çalışmada susturucuların iletim kaybı hesabında sıkıştırılmaz ortalama akışın etkisini göz önünde bulundurmuştur. Durum değişkenlerinin bu yeni biçiminin akustik basınç ve akustik kütle hızı ile ilişkili olduğu gösterilmiştir.

Selamet ve Ji [20] düz giriş ve çıkış kanallı dairesel asimetrik genişleme odasında akustik zayıflama üzerinde çok boyutlu dalga yayılma etkisini araştırmak için üç boyutlu analitik bir yaklaşım geliştirmiştir. Kanal giriş ve çıkışında düzlemsel olmayan dalganın iletim kaybı performansı üzerine etkileri incelenmiştir.

Vasile ve Enescu [21] sayısal ve deneysel teknikler kullanılarak üç özel durum için bir reaktif susturucunun akustik performansını incelemişlerdir.

E. Değerimenci ve M. H. Dirikolu [22], bir silah namlusunun iç balistik analizini ve termokimyasal analizlerini yapmışlardır. Namlu içinde barut gazının yanması ile ortaya çıkan kimyasal reaksiyonları araştırmışlar, deneysel çalışma ile namlu boyunca basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi değerleri elde etmişlerdir.

E. Dokumacı yaptığı çalışmada, eş-eksenli perfore borulu susturucularda 1000 Hz e kadar olan frekanslarda ses düşümünün perfore oranı ve perfore delik çapına göre değişimini teorik ve deneysel olarak incelemiştir [23].

Fang ve diğerleri yaptıkları çalışmada bir ekskavatörün çeşitli tip susturucularla egzoz gürültüsü ölçümlerini yapmış, çevre şartlarının, arka plan gürültüsünün ve yansımaların ölçümler üzerine etkilerini incelemiştir [24].

Kim ve diğerleri havalandırma sistemleri için kullanılan susturucuların akustik performans hesaplamalarını, doğrusal ve doğrusal olmayan giriş dalgaları için, nümerik analiz metotları ile çözmüş ve sonuçları birbiri ile karşılaştırmışlardır [25].

1.2. Kapsam

Bu doktora tez çalışması silah susturucularının akustik performanslarının teorik hesaplamalarını, sonlu elemanlar analizlerini (Finite Element Analysis, FEA), performansa etki eden kriterlerin tespitini, tasarımlarını, prototip üretimlerini ve deneyleri kapsar.

Bu çalışmada, teorik hesaplamalar, nümerik hesaplamalar (tasarım), prototip üretimi, test ve ölçüm (tasarım doğrulama) aşamaları takip edilecektir. Böylece, susturucu tasarım kriterlerinin belirlenmesi; bu kriterlere dayalı tasarım ve imalatın gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır.

Bu doktora tez çalışmasının hedefi, patlamalı akıslarda akustik performans analizinin yapılması, ses düzeyinin azaltılması için kriterlerin belirlenmesi ve özgün susturucu tasarımının gerçekleştirilmesidir.

Bu kapsamda, akustik hesaplamalarda teorik yöntemlerden biri olan Transfer Matris Metodu (TMM) incelenecektir. Daha sonra bir FEA programı kullanılarak susturucu modelleri oluşturulup, akustik analizler gerçekleştirilecek ve sonuçlar teorik inceleme sonuçları ile doğrulanacaktır. FEA neticesinde elde edilecek geometriye

göre üretilecek prototiplerle deneyler yapılacak ve ses basınç seviyeleri ölçülecektir. Bu ölçümler, ilgili askeri standartlara göre gerçekleştirilecektir.

Bu tez kapsamında patent araştırması yapılmış ve elde edilen patentler gözden geçirilerek tasarım için genel bir bakış açısı sağlanmıştır. Araştırmalar sonucu 1924 yılından günümüze kadar çok çeşitli patentler alındığı görülmüştür.

1.3. Yöntem

Susturucuların akustik indirgeme analizi ve performanslarının analizine yönelik yapılan bu tez çalışmasında şu yöntemler takip edilmiştir:

Susturucular hakkında literatür araştırması yapılmış, mevcut çalışmalar incelenmiştir. Daha çok askeri amaçlı kullanımı olan susturuculardan istenen standartlar araştırılmıştır. Patent araştırması yapılarak, günümüze kadar alınan patentler incelenmiş ve susturucularda ne gibi sistem elemanlarının bulunduğu dair araştırmalar yapılmıştır.

Susturucuların akustik özelliklerinin belirlenmesi için çeşitli parametreler mevcuttur. Akustik özelliklerin belirlenmesinde en sık kullanılanlar ekleme kaybı (Insertion Loss, IL), gürültü azaltımı (Noise Reduction, NR) ve ses iletim kaybı (Sound Transmission Loss, STL) dır [10].

IL, sisteme susturucunun monte edilmesine bağlı olarak ses basınç seviyelerinde meydana gelen farktır. Aynı zamanda IL, susturucusuz ve susturuculu olarak ortama yayılan ses gücü arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. IL, insan kulağının işitme yoluyla yapacağı karşılaştırma açısından en doğru sonucu verir. NR, susturucu giriş ve çıkışında ses basınç seviyeleri arasındaki farktır. STL ise, susturucuya giren ses gücü düzeyi ile susturucudan çıkan ses gücü düzeyi arasındaki farktır. IL ve NR kriterleri kaynağa ve özellikle çıkış koşullarına bağlıyken, STL tamamen susturucu karakterine bağlı olarak tanımlanmıştır.

Çalışmada daha sonra, susturucu performansının belirlenmesi için, akustik dalga teorisi incelenmiş ve TMM ile susturucuların STL eğrileri elde edilmiştir. Susturucuların akustik sayısal analiz modeli oluşturulmuştur.

STL susturucularla ilgili yürütülen çalışmalarda en fazla kullanılan parametre olarak karşılaşılmaktadır. Bu çalışmada da sonuçlar STL ve IL eğrileri üzerinden yorumlanmıştır. Susturucuların IL değerleri, askeri standartlara göre gerçekleştirilen atış ölçüm testleri sonucu elde edilen ses basınç verileri kullanılarak hesaplanmıştır.

1.3.1. Susturucu Akustiğinin Teorik İncelenmesi

Susturucular birbirine bağlı değişik elemanlardan oluşmaktadır. Uzun zamandır bilinen transfer matrisi ya da dört kutup parametresi kullanılarak giriş ucu ve çıkış ucundaki ses basıncı ile hacim hızı elde edilir. Eğer çok sayıda susturucu elemanı, örneğin ani genişlemeler, ani daralmalar, genişletilmiş tüpler ve/veya delikli tüpler seri halinde birlikte bağlanmışlarsa, tüm sistemin toplam transfer matrisi, her bir elemana ait transfer matrisinin çarpımı ile elde edilir. Bu çalışmada susturucuların STL eğrileri, TMM ile elde edilmiştir.

1.3.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Mühendislik problemlerinin çözümünde yaygın kullanımı olan sonlu elemanlar metodu, akustik dalga eşitliklerinin çözümünde de kullanılmaktadır. Bu metot, akustik ortamın sonlu sayıda küçük elemanlara ayrılmasına ve çözümün her bir elemanın sınırlarında yer alan düğüm noktaları denen noktalar için yapılmasına dayanır.

Bu çalışmada, akustik problemlerin sayısal olarak çözümü için sonlu elemanlar metodu prensibi ile çalışan bilgisayar programlarından biri olan ABAQUS paket programı kullanılmıştır. Susturucunun içerisindeki hava veya yanmış barut gazının FEA modeli ABAQUS ile oluşturulmuştur. Kapalı (implicit) ve açık (explicit) olarak

iki farklı çözüm adımı oluşturulmuştur. Eleman tipi, eleman boyutu, giriş basıncı ve sınır koşulları belirlenerek analiz modeli elde edilmiştir. Çözüm sonucu olarak, susturucu modellerinin STL grafikleri ve çıkış noktasındaki akustik basınç değişimleri grafik olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlarla TMM kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Böylece, karmaşık ve çok fazla eleman içeren susturucuların teorik hesaplamaları çok fazla zaman alacağından, bu tip susturucular sonlu elemanlar metodu kullanılarak analiz edilmiştir. Ayrıca, yapılan sonlu elemanlar analizleri ile, susturucuyu oluşturan elemanlar ve bu elemanların konumlarının susturucu performansına olan etkisi araştırılmıştır.

1.3.3. Prototip Susturucuların Tasarımı ve Üretimi

Teorik inceleme ve FEA yöntemi ile elde edilen performans kriterleri göz önünde bulundurulmak suretiyle, bilgisayar destekli tasarım programı (CATIA) kullanılarak, farklı tiplerde susturucular tasarlanmış ve prototip üretimler gerçekleştirilmiştir.

1.3.4. Deneysel İnceleme

Modellenip, analizleri gerçekleştirilen ve prototip olarak üretilen susturucuların test edilmesi amacıyla iki adet deney düzeneği oluşturulmuştur. Birinci deney düzeneği laboratuvar ortamında ve bazı kabullere dayalı olarak yapılmıştır. Susturucuların atış testlerinin yapılması her zaman mümkün olmayacağından, laboratuvar ortamında STL eğrilerinin elde edilmesi önem taşımaktadır. İkinci deney düzeneği ise poligon ortamında ve susturucunun bir silaha monte edilip, atış yapılmasıyla ortaya çıkan sesin ölçülmesine dayanır.

Birinci deney düzeneğinde susturucu içerisinde, akustik ortam olarak, oda koşullarındaki hava bulunmaktadır. Susturucunun girişinde verilen ses basıncı ise sürekli beyaz gürültüdür. Susturucunun giriş ve çıkışına yerleştirilen mikrofonlar yardımı ile STL değeri elde edilebilmektedir. Deney düzeneğinde, atış koşullarının

bazı kabullerle kısıtlanmış olması nedeni ile, sonuçların susturucu performansını tam olarak göstermesi beklenmemektedir. Ancak, prototipler arasında karşılaştırma imkanı sağlamaktadır.

İkinci deney düzeneği, atış sesi ölçüm test sistemidir. Bu sistem, askeri standartlara uygun teknik özelliklere sahip cihazlarla donatılmıştır. Üretimi yapılan prototip susturucuların poligonda atış testleri yapılarak ses ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışma sonunda üç adet prototip susturucunun üretimi gerçekleştirilmiştir. Analiz ve testler neticesinde en iyi performansa sahip olan üçüncü susturucu prototipi, dünyada ticari olarak mevcut yabancı menşeli susturucular ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda üçüncü prototipin, karşılaştırılan diğer susturuculardan daha iyi bir ses azaltma performansı gösterdiği görülmüştür.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

2.1. Susturucu Akustiğinin Teorik İncelenmesi

Durgun haldeki ideal (inviscid) akustik ortama sahip yeterince küçük çaplı ve rijit duvarlı borularda, küçük genlikli ses dalgaları düzlem dalga olarak yayılır. Bu durumdaki temel eşitlikler [1];

Kütlenin Korunumu (süreklilik denklemi),

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.1)$$

Dinamik eşitlik (momentumun korunumu),

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

olacaktır.

z aksenal koordinat, p_0 ve ρ_0 ortam basıncı ve yoğunluğudur.

$$\frac{\rho}{\rho_0} \ll 1; \quad \frac{P}{p_0} \ll 1 \quad (2.3)$$

Enerji denkleminde [10];

$$\rho = \frac{P}{a_0^2} \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.6)$$

Eşitlik (2.6)'yı Eşitlik (2.1)'de yerine yazarsak, ve eşitlik (2.1) ve (2.2)'den,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (2.7)$$

olur. Eşitlik (2.7) tekrar düzenlendiğinde,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p = 0 \quad (2.8)$$

elde edilir. Eşitlik (2.8) bir boyutlu dalga denklemdir.

2.1.1. Silindirik Koordinatlarda Akustik Dalga Denklemi

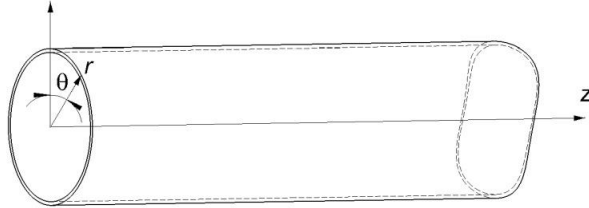
En genel hali ile 3 boyutlu dalga denklemi, ∇ gradyan ve ∇^2 laplacian olmak üzere;

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - a_0^2 \nabla^2 \right] p = 0 \quad (2.9)$$

kartezyen koordinatlarda ∇^2 ,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.10)$$

olur.



Şekil 2.1. Ses dalgalarının içinden geçtiği bir silindirik tüp ve koordinat eksenleri

Şekil 2.1'de verilen koordinat eksenleri dikkate alınarak, silindirik koordinatlarda ∇^2 ,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.11)$$

olur.

Eşitlik 2.9'da verilen kısmi diferansiyel dalga denkleminde değişkenlerine ayırma yöntemi uygulanırsa,

$$p_{üip}(r, \theta, z, t) = p_r(r) \cdot p_\theta(\theta) \cdot p_z(z) \cdot p_t(t) \quad (2.12)$$

$p_r(r)$ Bessel diferansiyel denklemdir.

$$\frac{\partial^2 p_r(r)}{\partial r^2} + \frac{\partial p_r(r)}{r \partial r} + (k_r^2 - \frac{v^2}{r^2}) p_r(r) = 0 \quad (2.13)$$

Bessel diferansiyel denkleminin çözümü 1, 2 ve 3. tip Bessel fonksiyonu olarak;

$$p_r(r) = R_1 J_n(k_r r) + R_2 Y_n(k_r r) \quad (2.14)$$

burada, R_1, R_2 rastgele sabitlerdir. Birinci tip ve negatif olmayan r nin n inci dereceden Bessel diferansiyel denklemleri $r = 0$ orijininde sonludur. $r = 0$ da Taylor seri açılımı,

$$J_n(r) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m}{m! r(m+n+1)} \left(\frac{r}{2}\right)^{2m+n} \quad (2.15)$$

burada Γ gama fonksiyonu genelleştirilmiş fonksiyondur.

$J_{-n}(x) = (-1)^n J_n(x)$ geçerlidir.

burada, gama fonksiyonu $\Gamma(m+n+1)$,

$\Gamma(m+n+1) = (m+n)!$ olur.

İkinci tip Bessel fonksiyonu Neumann fonksiyonu olarak adlandırılır. $Y_n(x)$ olarak gösterilen bu fonksiyon, $x=0$ orijinde singülerdir.

Eşitlik 2.13'deki ilerleyen dalga çözümü, Henkel fonksiyonu (üçüncü tip Bessel fonksiyonu) olarak,

$$p_r(r) = R_1 H_n^{(1)}(k_r r) + R_2 H_n^{(2)}(k_r r) \quad (2.16)$$

burada $H_n^{(1),(2)}$ n inci derece Hankel fonksiyonudur.

$$H_n^{(1)}(x) = J_n(x) + iY_n(x) \quad (2.17)$$

$$H_n^{(2)}(x) = J_n(x) - iY_n(x) \quad (2.18)$$

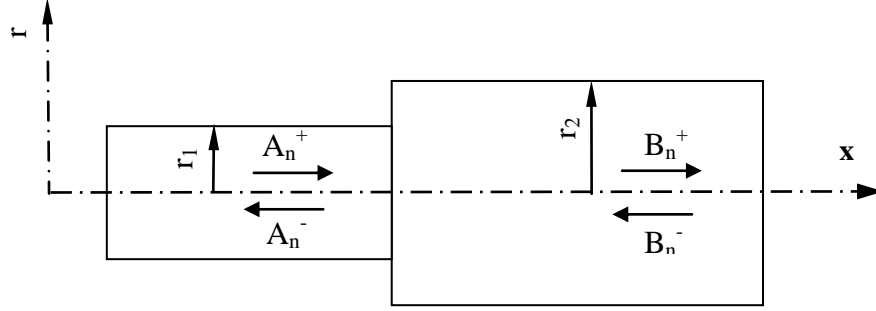
Hankel fonksiyonları çok uzak dalgalar için ($k_r r \gg 1$),

$$H_n^{(1)}(k_r r) \approx \sqrt{\frac{2}{\pi k_r r}} e^{i(k_r r - \frac{1}{2}n\pi - \frac{1}{4}\pi)} \quad (2.19)$$

$$H_n^{(2)}(k_r r) \approx \sqrt{\frac{2}{\pi k_r r}} e^{-i(k_r r - \frac{1}{2}n\pi - \frac{1}{4}\pi)} \quad (2.20)$$

Hankel fonksiyonlarının bu yaklaşımı sırasıyla silindirik dalga denkleminin giriş ve çıkış çözümlerini ifade eder.

2.1.2. Akustik Dalga Denkleminin Analitik Çözümü



Şekil 2.2. İki odacıklı susturucu modeli

Helmholtz akustik basınç denklemi (polar koordinatlar cinsinden):

$$\frac{\partial^2 P}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k_0^2 P = 0 \quad (2.21)$$

$$k_0 = \frac{2\pi f}{c_0} \quad (k_0: \text{dalga numarası}, c_0: \text{ses hızı}, f: \text{frekans})$$

Şekil 2.2'de, I. bölgedeki akustik basınç;

$$P_A(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} (A_n^+ e^{-jk_{x,A,n}x} + A_n^- e^{-jk_{x,A,n}x}) \psi_{A,n}(r) \quad (2.22)$$

$$\psi_{A,n}(r) = J_0\left(\frac{\alpha_n}{r_1} r\right) \quad (2.23)$$

A_n^+ ve A_n^- I. Bölgedeki x yönündeki pozitif ve negatif basınç dalgası genliklerini, $k_{x,A,n}$ x yönündeki dalga sayısıdır.

Şekil 2.2'de, I. II. bölgedeki akustik basınç;

$$P_B(r, x) = \sum_{n=0}^{\infty} (B_n^+ e^{-jk_{x,B,n}x} + B_n^- e^{-jk_{x,B,n}x}) \psi_{B,n}(r) \quad (2.24)$$

$$\psi_{B,n}(r) = J_0\left(\frac{\alpha_n}{r_2} r\right) \quad (2.25)$$

B_n^+ ve B_n^- II. Bölgedeki x yönündeki pozitif ve negatif basınç dalgası genliklerini, $k_{x,B,n}$ II. bölgede x yönündeki dalga sayısıdır.

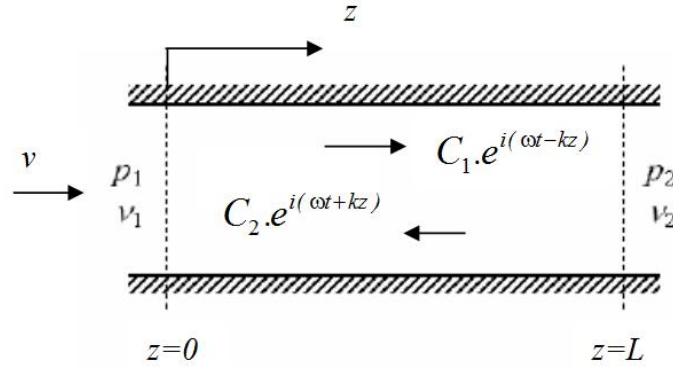
2.1.3. Transfer Matris Metodu (TMM)

Akustik dalgalar söz konusu olduğunda, bir dalganın harmonik düzlemsel kabul edilebilmesi için akustik değişkenlerin (akustik basınç, parçacık hızı, parçacık yer değiştirmesi, anlık yoğunluk değişikliği, vs.) aynı düzlem üzerinde sabit olduğu; akustik basınç ve anlık yoğunluk değişkenliği ifadelerinin, ortamın basıncından ve ortamın yoğunluğundan oldukça küçük olduğu; ortamdaki bütün sönümleyici etkilerin ihmal edilecek kadar küçük olduğu; akustik ortamın homojen, izotropik ve tam elastik olduğu kabulü yapılır.

Susturucuyu oluşturan boru çaplarının sesin dalga boyunun yarısından küçük olduğu durumlarda düzlem dalga kabulü uygun olmaktadır. 3000 Hz'e kadar yapılan akustik analizlerde boru çapının 56 mm'den küçük olması gerekir. Bu çalışmada oluşturulan modellerin boru çapları 39 mm'den daha küçüktür [26].

Transfer matrisi ya da dört kutup parametresi gösterimi uzun zamandır bilinmektedir [1]. Uygulamada gerçek bir susturucu, birbirine bağlı değişik elemanlardan oluşmaktadır. Empedans analogisini kullanarak, birinci konumdaki (giriş ucu) ve ikinci konumdaki (çıkış ucu) ses basınçları, sırasıyla p_1 , p_2 ve hacim hızları, sırasıyla v_1 , v_2 'dir.

Sabit cidarlı düz boruda, akustik ortamın borunun giriş ve çıkışındaki basınç ve hızları; sınır şartları Şekil 2.3'de gösterilmektedir. d , boru çapıdır ve L boru uzunluğudur.



Şekil 2.3. Sabit cidarlı düz boruda akustik düzlem dalga yayılımı

$$P_1 = AP_2 + Bv_2 \quad (2.26)$$

$$v_1 = CP_2 + Dv_2 \quad (2.27)$$

Böyle bir sistem dört kutup parametresi ile

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

Eşitlik (2.29) durum değişkenlerine bağlı bir 2×2 bir kare matristir. Bu matris, toplam ses basıncına ve hacim hızına bağlıdır. Transfer matrisi, sistemin, frekansa bağlı bir özelliğidir. Sistem elemanları lineer kabul edilirse, her bir elemanın dört kutup sabitlerinin değerleri giriş ve çıkış elemanlarıyla olan bağlantılardan etkilenmezler. Böylece her bir eleman, geometrisine ve akış durumuna bağlı bir

transfer matrisi ile karakterize edilir. Bu yüzden, susturucunun akustik özelliğini elde etmek için, her bir elemanı modellemek ve sonra hepsini birbirleriyle ilişkilendirmek gerekir.

Eğer çeşitli susturucu elemanları, örneğin ani genişlemeler, ani daralmalar, genişleme odacıkları ve/veya delikli borular seri halinde birlikte bağlanmışlarsa, tüm sistemin toplam transfer matrisi, her bir elemanın matrislerinin çarpımı ile verilir.

Eşitlik (2.28)'deki matris genelleştirilirse,

$$q_i = [p_i \quad v_i]^T \quad (2.31)$$

q_i , durum değişkenlerine ($i=1,2$) bağlı bir vektör ve

$$q_1 = T_1 q_2 \quad (2.32)$$

$$q_2 = T_2 q_3 \quad (2.33)$$

olduğundan,

$$q_1 = T_1 T_2 q_3 \quad (2.34)$$

şeklinde yazılabilir.

n sayıda elemanı olan bir susturucu için

$$q_n = T_n q_{n+1} \quad (2.35)$$

dir.

Sonuç olarak, bir susturucu sisteminin transfer matrisi, giriş ve çıkış noktalarındaki durum değişkenlerine bağlı olarak [27],

$$q_1 = \left(\prod_1^n T_n \right) q_{n+1} \quad (2.36)$$

olur.

Eşitlik (2.8), akustik ortamda yayılan dalgaların basınç dağılımını ifade eden ikinci mertebeden kısmi diferansiyel denklemdir. Bu eşitliğe ‘bir boyutlu dalga denklemi’ denir [10]. Bu denklemin çözümünün harmonik olduğu kabul edilirse, çözüm kabulü de şu şekilde yapılabilir:

$$P(z,t) = c_1 e^{i(\omega t - kz)} + c_2 e^{i(\omega t + kz)} \quad (2.37)$$

Eşitlik (2.37), akustik dalgaların basıncını aksenal uzaklığa ve zamana bağlı olarak ifade eden eşitliktir. $P(z,t)$ çözümünün ilk kısmı a_0 hızıyla ilerleyen bir ses dalgasını, benzer şekilde çözümün ikinci kısmı, aynı a_0 (dalga yayılım hızı veya faz hızı) hızıyla zıt yönde ilerleyen bir ses dalgasını temsil eder. Eşitlik (2.8)'de gösterilen ifade dalga denklemdir. Eşitlik (2.37) ise bu dalga denkleminin çözümüdür ve C_1 ve C_2 , sırasıyla sağa giden ve sola giden dalgaların basıncının genlikleridir.

P sembolü ile gösterilen ses basıncının birimi Pascal'dır. Ses basıncı değişimi,

$$P(z,t) = (C_1 e^{-ikz} + C_2 e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (2.38)$$

olarak da yazılabilir.

Susturucu içerisinde akış hızı u (m/s),

$$u(z,t) = C_3 e^{i(\omega t - kz)} + C_4 e^{i(\omega t + kz)} \quad (2.39)$$

$$u(z,t) = (C_3 e^{-ikz} + C_4 e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (2.40)$$

olur. Burada, Eşitlik (2.2) momentumun korunumundan,

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho c} \quad (2.41)$$

$$C_4 = -\frac{C_2}{\rho c} \quad (2.42)$$

elde edilir.

$$u(z,t) = \frac{1}{\rho \cdot c} (C_1 \cdot e^{-ikz} - C_2 \cdot e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (2.43)$$

Akış debisi v (m^3/s), akış hızının borunun kesit alanı S (m^2) ile çarpımı şeklinde ifade edilir.

$$v = S u \quad (2.44)$$

Borunun giriş ve çıkışındaki basınç ve hızlar ise;

$$P(0,t) = (C_1 + C_2) e^{i\omega t} \quad (2.45)$$

$$u(0,t) = \frac{(C_1 - C_2) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (2.46)$$

$$v(0,t) = \frac{S(C_3 - C_4) e^{i\omega t}}{\rho_0 c} \quad (2.47)$$

$$P(L,t) = (C_1 e^{-ikL} + C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t} \quad (2.48)$$

$$u(L,t) = \frac{(C_1 e^{-ikL} - C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (2.49)$$

$$v(L,t) = \frac{S(C_1 e^{-ikL} - C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (2.50)$$

$$e^{ikL} = \cos kL + i \sin kL \quad (2.51)$$

yazarsak;

$$P(L,t) = [C_1 (\cos(-kL) + i \sin(-kL)) + C_2 (\cos kL + i \sin kL)] e^{i\omega t} \quad (2.52)$$

$$= [C_1 (\cos kL - i \sin kL) + C_2 (\cos kL + i \sin kL)] e^{i\omega t} \quad (2.53)$$

$$v(L, t) = \frac{S}{\rho c} (C_1 e^{-ikL} - C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t} \quad (2.54)$$

$$= \frac{S}{\rho c} [C_1 (\cos(-kL) + i \sin(-kL)) - C_2 (\cos kL + i \sin kL)] e^{i\omega t} \quad (2.55)$$

$$= \frac{S}{\rho c} [C_1 (\cos kL - i \sin kL) - C_2 (\cos kL + i \sin kL)] e^{i\omega t} \quad (2.56)$$

şeklindedir.

Eşitlik (2.45), Eşitlik (2.47), Eşitlik (2.53) ve Eşitlik (2.56) birlikte matris formda ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} P(L) \\ v(L) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & -i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ -i \frac{S}{\rho c} \sin kL & -\cos kL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(0) \\ v(0) \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

Eşitlik (57)'ı yeniden düzenlersek;

$$\begin{bmatrix} P(0) \\ v(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ i \frac{S}{\rho c} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(L) \\ v(L) \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

$$T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ i \frac{S}{\rho c} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \quad (2.59)$$

olur.

Burada T matrisi Şekil 2.3'de gösterilen rijit duvarlı düz borunun Transfer Matrisi olarak adlandırılır.

k_0 akustik dalga sayısı, ω (rad/s) açısal frekans, f frekans (1/s) ve c (m/s) akustik ortamdaki ses hızına bağlı olarak,

$$k_0 = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} \quad (2.60)$$

M borunun içinden geçen akışın Mach sayısıdır. Eşitlik (2.60)'da Mach sayısının etkisi göz önünde bulundurulduğunda, konvektif (taşınımlı) dalga nosu,

$$k_c = \frac{k_0}{(1-M^2)} \quad (2.61)$$

olmaktadır. Burada,

$$A = e^{-iMk_c L} \cos k_c L \quad (2.62)$$

$$B = i \frac{\rho c}{S} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \quad (2.63)$$

$$C = i \frac{S}{\rho c} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \quad (2.64)$$

$$D = e^{-iMk_c L} \cos k_c L \quad (2.65)$$

$$i = \sqrt{-1} \quad (2.66)$$

durgun ortam için Eşitlik (2.61)'de $M=0$ olur [28].

Sabit cidarlı düz bir boru için akışın M hızında olduğu durumda akustik transfer matrisi;

$$[T] = \begin{bmatrix} e^{-iMk_c L} \cos k_c L & i \frac{\rho c}{S} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \\ i \frac{S}{\rho c} e^{-iMk_c L} \sin k_c L & e^{-iMk_c L} \cos k_c L \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3), S borunun kesit alanı (m^2), d boru çapı (m) ve l uzunluk (m) değişkenleri olmak üzere,

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.68)$$

ile hesaplanır.

Boru içerisinde dalgaların ilerlemesi sırasında oluşan direnç karakteristik akustik empedans olarak adlandırılır. Y sembolü ile gösterilir. Borunun karakteristik akustik empedansı,

$$Y = \frac{\rho c}{S} \quad (2.69)$$

olur.

Düz borunun transfer matrisi T ,

$$[T] = \begin{bmatrix} e^{-iMk_c L} \cos k_c L & iY e^{-iMk_c L} \sin k_c L \\ \frac{i}{Y} e^{-iMk_c L} \sin k_c L & e^{-iMk_c L} \cos k_c L \end{bmatrix} \quad (2.70)$$

olur.

2.1.4. Transfer Matris Metodu Kullanılarak İletim Kaybı Hesabı

STL akustik ses kaynağından bağımsızdır ve çıkış ucunda bir anekoik (yansız) ortamı gerektir. Susturucuya gelen güç (W_i) ile susturucu çıkışındaki anekoik ortama iletilen gücün (W_t) oranının logaritmasının 10 katıdır. STL kaynak ve yayılım empedansını içermediği için elemanın değişmez özelliğidir.

Susturucuların performans kriterlerinden biri olan STL, Eşitlik 2.71'e göre hesaplanır.

$$STL = 10 \log \left(\frac{w_i}{w_t} \right) \quad (2.71)$$

Burada, w_i gelen dalganın ses gücü, w_t iletilen dalganın ses gücüdür. Gelen dalganın ve iletilen dalganın ses gücü değerleri, dinamik basınç değerleri kullanılarak hesaplanırlar. Susturuculardan, Eşitlik (2.71) ile tanımlanan STL değerinin yüksek olması istenir.

Eşitlik (2.36)'da susturucuyu oluşturan her bir elemanın transfer matrislerinin çarpımı ile elde edilen, sistemin transfer matrisi T ile gösterilirse ve T_{ij} bu matrisin terimleridir. STL, dört kutup sabitleriyle [10],

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \left| \frac{1}{2} T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_n} + T_{21} Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_n} \right| \right] \quad (2.72)$$

olur.

Susturucu içinden geçen akış varsa, girişteki akışın Mach sayısı ve çıkıştaki akışın Mach sayısının etkisi Eşitlik (2.72)'de yerine yazılırsa, STL [28],

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \left| \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_5)} T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_n} + T_{21} Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_n} \right| \right] \quad (2.73)$$

olur.

2.1.5. Çeşitli Susturucu Tipleri için Transfer Matrislerinin Elde Edilmesi ve STL Hesabı

Perdesiz, bir perdeli ve uzatma borulu perdeli susturucular için genel transfer matrisinin ne şekilde elde edileceği ve STL hesabı ayrıntılı olarak aşağıda anlatılmıştır.

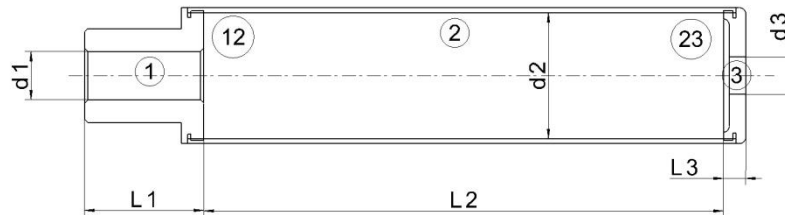
Perdesiz Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı:

Perdesiz prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Şekil 2.4'de perdesiz, bir odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmektedir. Susturucu, üç adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma şeklinde geçiş söz konusudur. Şekil 2.4'de her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	23	Ani Daralma
12	Ani Genleşme	3	Düz Boru
2	Düz boru		

olarak isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 2.4. Perdesiz susturucunun şematik modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2 ve M_3 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2} \text{ ve } M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3} \quad (2.74)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Burada, akustik ortamın sıkıştırılmaz olduğu kabulü yapılmıştır.

S borunun kısımlarına ait kesit alanı, d boru çapı ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ ve } S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (2.75)$$

ile hesaplanır.

Susturucu içerisindeki kesit alanı değişimleri ses dalgalarının ilerlemesi sırasında bir dirence yol açar ve bir kısmı geri yansır. Bu direnç akustik karakteristik empedans olarak adlandırılır. Y sembolü ile gösterilir. Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ve akustik ortamın yoğunluğu ρ olmak üzere,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3} \quad (2.76)$$

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3} \quad (2.77)$$

eşitlikleri ile elde edilir.

k_c taşınım dalgası sayısı değeri, k_0 ve Mach sayısına bağlı olarak elde edilir. Mach sayısı değerleri de susturucunun içerisindeki her bir kısım için değiştiğinden,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1-M_1^2)}, k_{c2} = \frac{k_0}{(1-M_2^2)} \text{ ve } k_{c3} = \frac{k_0}{(1-M_3^2)} \quad (2.78)$$

olarak elde edilir.

Susturucunun içerisindeki her bir kısım için transfer matrisleri aşağıda elde edilmiştir.

1 Düz Boru

Susturucunun 1 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_1 , Eşitlik (2.53)'e benzer şekilde,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Cos}(k_{c1}.l_1) & i.Y_{01} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Sin}(k_{c1}.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Sin}(k_{c1}.l_1) & e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Cos}(k_{c1}.l_1) \end{bmatrix} \quad (2.79)$$

olur.

12 Ani Genişleme

Susturucu içerisinde akış varsa, içerideki boşlukta ani genişleme ve daralmalar olduğunda, akışa karşı bir direnç oluşmaktadır. Akustik basıncı etkileyen bu direncin STL hesabına etkisi K_d sabiti ile olmaktadır. Statik basınç kaybı sabiti olarak adlandırılan bu değişken, boru kesit alanlarına bağlı olarak hesaplanmaktadır [29]. Susturucunun 12 no'lu kısmı ani genişleme olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{12} [17],

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.80)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (2.81)$$

olur.

2 Düz Boru

Susturucunun 2 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Cos}(k_{c2}.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Sin}(k_{c2}.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Sin}(k_{c2}.l_2) & e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Cos}(k_{c2}.l_2) \end{bmatrix} \quad (2.82)$$

ile elde edilir.

23 Ani Daralma

Susturucunun 23 no'lu kısmı ani daralma olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.83)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right) \quad (2.84)$$

olur.

3 Düz Boru

Susturucunun 3 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Cos}(k_{c3}.l_3) & i.Y_{03}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Sin}(k_{c3}.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Sin}(k_{c3}.l_3) & e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Cos}(k_{c3}.l_3) \end{bmatrix} \quad (2.85)$$

olarak elde edilir.

Perdesiz susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3] \quad (2.86)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (2.87)$$

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_m}{Y_n} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_n)}{2(1+M_m)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_5} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_n}{Y_m} \right| \right] \quad (2.88)$$

olarak elde edilir.

Burada $Y_n = Y_1$, $Y_m = Y_3$, n susturucunun ilk kısmını, m ise son kısmını belirtir. Şekil 2.4'de verilen perdesiz susturucu için,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_3}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_3)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_3} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_3} \right| \right] \quad (2.89)$$

eşitliği ile elde edilir.

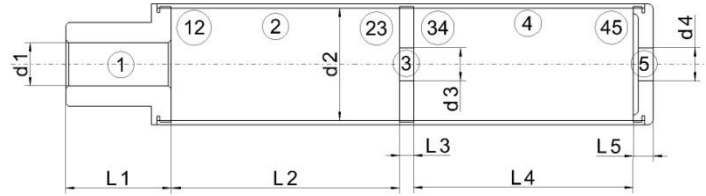
Bir Düz Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı:

Bir düz perdeli prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Şekil 2.5'de bir düz perdeli, iki odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmektedir. Susturucu, beş adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma şeklinde geçiş söz konusudur. Şekil 2.5'de her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	34	Ani Genleşme
12	Ani Genleşme	4	Düz Boru
2	Düz boru	45	Ani Daralma
23	Ani Daralma	5	Düz Boru
3	Düz Boru		

olarak isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 2.5. Bir düz perdeli susturucunun şematik modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2, M_3, M_4 ve M_5 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2}, \quad M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3}, \quad M_4 = M_3 \frac{S_3}{S_4}, \quad \text{ve} \quad M_5 = M_4 \frac{S_4}{S_5} \quad (2.90)$$

S borunun kısımlarına ait kesit alanı, d boru çapı ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, \quad S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad S_4 = \frac{\pi d_4^2}{4}, \quad S_5 = \frac{\pi d_5^2}{4} \quad (2.91)$$

Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_4 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_5 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (2.92)$$

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_{04} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_{05} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (2.93)$$

k_c taşınım dalgası sayısı değerleri,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1 - M_1^2)}, \quad k_{c2} = \frac{k_0}{(1 - M_2^2)}, \quad k_{c3} = \frac{k_0}{(1 - M_3^2)}, \quad k_{c4} = \frac{k_0}{(1 - M_4^2)} \quad \text{ve}$$

$$k_{c5} = \frac{k_0}{(1 - M_5^2)} \quad (2.94)$$

olarak elde edilir.

1 Düz Boru

Susturucunun 1 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_1 ,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \text{Cos}(k_c.l_1) & i.Y_{01}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \text{Sin}(k_c.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \text{Sin}(k_c.l_1) & e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \text{Cos}(k_c.l_1) \end{bmatrix} \quad (2.95)$$

ile elde edilir.

12 Ani Genişleme

Susturucunun 12 no'lu kısmı ani genişleme olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{12} ,

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.96)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (2.97)$$

olur.

2 Düz Boru

Susturucunun 2 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \text{Cos}(k_c.l_2) & i.Y_{02} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \text{Sin}(k_c.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \text{Sin}(k_c.l_2) & e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \text{Cos}(k_c.l_2) \end{bmatrix} \quad (2.98)$$

ile elde edilir.

23 Ani Daralma

Susturucunun 23 no'lu kısmı ani daralma olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.99)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right) \quad (2.100)$$

olur.

3 Düz Boru

Susturucunun 3 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \text{Cos}(k_c.l_3) & i.Y_{03}e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \text{Sin}(k_c.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}}e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \text{Sin}(k_c.l_3) & e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \text{Cos}(k_c.l_3) \end{bmatrix} \quad (2.101)$$

34 Ani Genişleme

Susturucunun 34 no'lu kısmı ani genişleme olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{34} ,

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d34})M_4Y_4 - M_3Y_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.102)$$

olur.

K_{d34} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d34} = \left(\frac{S_3}{S_4} - 1 \right)^2 \quad (2.103)$$

olur.

4 Düz Boru

Susturucunun 2 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_4 ,

$$T_4 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \text{Cos}(k_c.l_4) & i.Y_{04} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \text{Sin}(k_c.l_4) \\ \frac{i}{Y_{04}} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \text{Sin}(k_c.l_4) & e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \text{Cos}(k_c.l_4) \end{bmatrix} \quad (2.104)$$

45 Ani Daralma

Susturucunun 45 no'lu kısmı ani daralma olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{45} ,

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d45})M_5Y_5 - M_4Y_4 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.105)$$

olur.

K_{d45} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d45} = \begin{pmatrix} 1 - \frac{S_5}{S_4} \\ \frac{S_4}{2} \end{pmatrix} \quad (2.106)$$

5 Düz Boru

Susturucunun 5 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_5

$$T_5 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Cos}(k_c.l_5) & i.Y_{04}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Sin}(k_c.l_5) \\ \frac{i}{Y_{05}}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Sin}(k_c.l_5) & e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Cos}(k_c.l_5) \end{bmatrix} \quad (2.107)$$

olarak elde edilir.

Perdesiz susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3][T_{34}][T_4][T_{45}][T_5] \quad (2.108)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (2.109)$$

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_5}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_5)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_5} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_5} \right| \right] \quad (2.110)$$

eşitliği ile elde edilir.

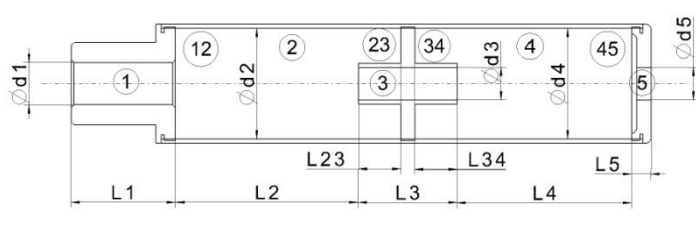
Bir Uzatma Borulu Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı:

Bir uzatma borulu perdeli prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Şekil 2.6'da bir uzatma borulu perdeli, iki odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmektedir. Susturucu, beş adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma şeklinde geçiş söz konusudur. Şekil 2.6'da her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	34	Uzatma borulu ani genişleme
12	Ani Genişleme	4	Düz boru
2	Düz boru	45	Ani daralma
23	Uzatma borulu Ani daralma	5	Düz boru
3	Düz boru		

olarak isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 2.6. Bir uzatma borulu perdeli susturucunun şematik modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2, M_3, M_4 ve M_5 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2}, \quad M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3}, \quad M_4 = M_3 \frac{S_3}{S_4}, \quad \text{ve} \quad M_5 = M_4 \frac{S_4}{S_5} \quad (2.111)$$

S borunun kısımlarına ait kesit alanı, d boru çapı ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, S_4 = \frac{\pi d_4^2}{4}, S_5 = \frac{\pi d_5^2}{4} \quad (2.112)$$

Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_4 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_5 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (2.113)$$

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_{04} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_{05} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (2.114)$$

k_c taşınım dalgası sayısı değeri,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1 - M_1^2)}, \quad k_{c2} = \frac{k_0}{(1 - M_2^2)}, \quad k_{c3} = \frac{k_0}{(1 - M_3^2)}, \quad k_{c4} = \frac{k_0}{(1 - M_4^2)} \quad \text{ve}$$

$$k_{c5} = \frac{k_0}{(1 - M_5^2)} \quad (2.115)$$

olarak elde edilir.

1 Düz Boru

Susturucunun 1 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_1 ,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Cos}(k_{c1}.l_1) & i.Y_{01}e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Sin}(k_{c1}.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Sin}(k_{c1}.l_1) & e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \text{Cos}(k_{c1}.l_1) \end{bmatrix} \quad (2.116)$$

ile elde edilir.

12 Ani Genişleme

Susturucunun 12 no'lu kısmı ani genişleme olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{12} ,

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.117)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (2.118)$$

olur.

2 Düz Boru

Susturucunun 2 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Cos}(k_{c2}.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Sin}(k_{c2}.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Sin}(k_{c2}.l_2) & e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \text{Cos}(k_{c2}.l_2) \end{bmatrix} \quad (2.119)$$

ile elde edilir.

23 Uzatma Borulu Ani Daralma

Uzatılmış ani daralma elemanının akustik transfer matrisi, ani daralma elemanından farklılık göstermektedir. l_{23} uzatma borusunun uzunluğunun hesaplamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Bu uzatma borusu ile bir kesit alanı daha hesaplara dahil edilmektedir [15].

Uzatma borusundan kaynaklanan kesit alanı,

$$S_{r23} = S_2 - S_3 \quad (2.120)$$

olur.

Uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedans ifadesi Y_r ,

$$Y_{r23} = -i. \frac{\rho_0.c}{S_{r23}}. \text{Cot}(k_0.l_{23}) \quad (2.121)$$

ile hesaplanır.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right) \quad (2.122)$$

olur.

Akış yönünü belirtmekte kullanılan süreklilik sabitleri, C_d ve C_r -1 geri, +1 ileri akışı ifade etmek üzere,

$$C_{d23} = -1 \quad (2.123)$$

$$C_{r23} = -1 \quad (2.124)$$

Uzatılmış ani daralma elemanının konvektif transfer matrisi T_c ,

$$T_{c23} = \begin{bmatrix} 1 & K_{d23} \cdot M_3 \cdot Y_3 \\ \frac{C_{r23} \cdot S_{r23}}{C_{r23} \cdot S_{r23} \cdot Y_{r23} + S_2 \cdot M_2 \cdot Y_2} & \frac{C_{r23} \cdot S_{r23} \cdot Y_{r23} - M_2 \cdot Y_3 (C_{d23} \cdot S_3 + K_{d23} \cdot S_2)}{C_{r23} \cdot S_{r23} \cdot Y_{r23} + S_2 \cdot M_2 \cdot Y_2} \end{bmatrix} \quad (2.125)$$

olur.

$$C_{1-23} = \begin{bmatrix} 1 & M_2 \cdot Y_2 \\ \frac{M_2}{Y_2} & 1 \end{bmatrix} \quad (2.126)$$

$$C_{2-23} = \begin{bmatrix} 1 & M_3 \cdot Y_3 \\ \frac{-M_3}{Y_3} & 1 \end{bmatrix} \quad (2.127)$$

Susturucunun 23 no'lu kısmının transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = [C_{1-23}] [T_{c23}] [C_{2-23}] \quad (2.128)$$

ile ilde edilir.

3 Düz Boru

Susturucunun 3 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Cos}(k_{c3}.l_3) & i.Y_{03}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Sin}(k_{c3}.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Sin}(k_{c3}.l_3) & e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \text{Cos}(k_{c3}.l_3) \end{bmatrix} \quad (2.129)$$

olarak elde edilir.

34 Uzatma Borulu Ani Genişleme

Uzatılmış ani genişleme elemanının akustik transfer matrisi, ani genişleme elemanından farklılık göstermektedir. l_{34} uzatma borusunun hesaplamalarda dikkate alınması gerekmektedir. Bu uzatma borusu ile bir kesit alanı daha hesaplara dahil edilmektedir.

Uzatma borusundan kaynaklanan kesit alanı,

$$S_{r34} = S_4 - S_3 \quad (2.130)$$

olur.

Uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedans ifadesi Y_r ,

$$Y_{r34} = -i \cdot \frac{\rho_0 \cdot c}{S_{r34}} \cdot \text{Cot}(k_0 \cdot l_{34}) \quad (2.131)$$

ile hesaplanır.

K_{d34} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d34} = \left(\frac{S_3}{S_4} - 1 \right)^2 \quad (2.132)$$

olur.

Akış yönünü belirtmekte kullanılan süreklilik sabitleri, C_d ve C_r -1 geri, +1 ileri akışı ifade etmek üzere,

$$C_{d34} = -1 \quad (2.133)$$

$$C_{r34} = 1 \quad (2.134)$$

Uzatılmış ani daralma elemanının konvektif transfer matrisi T_c ,

$$T_{c34} = \begin{bmatrix} 1 & K_{d34} \cdot M_4 \cdot Y_4 \\ \frac{C_{r34} \cdot S_{r34}}{C_{r34} \cdot S_{r34} \cdot Y_{r34} + S_3 \cdot M_3 \cdot Y_3} & \frac{C_{r34} \cdot S_{r34} \cdot Y_{r34} - M_3 \cdot Y_4 (C_{d34} \cdot S_4 + K_{d34} \cdot S_3)}{C_{r34} \cdot S_{r34} \cdot Y_{r34} + S_3 \cdot M_3 \cdot Y_3} \end{bmatrix} \quad (2.135)$$

olur.

$$C_{1-34} = \begin{bmatrix} 1 & M_3 \cdot Y_3 \\ \frac{M_3}{Y_3} & 1 \end{bmatrix} \quad (2.136)$$

$$C_{2-34} = \begin{bmatrix} 1 & M_4 \cdot Y_4 \\ \frac{-M_4}{Y_4} & 1 \end{bmatrix} \quad (2.137)$$

Susturucunun 34 no'lu kısmının transfer matrisi T_{34} ,

$$T_{34} = [C_{1-34}][T_{c34}][C_{2-34}] \quad (2.138)$$

ile ilde edilir.

4 Düz Boru

Susturucunun 4 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_4 ,

$$T_4 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_4.k_{c4}.l_4)} \text{Cos}(k_{c4}.l_4) & i.Y_{04}e^{(-i.M_4.k_{c4}.l_4)} \text{Sin}(k_{c4}.l_4) \\ \frac{i}{Y_{04}}e^{(-i.M_4.k_{c4}.l_4)} \text{Sin}(k_{c4}.l_4) & e^{(-i.M_4.k_{c4}.l_4)} \text{Cos}(k_{c4}.l_4) \end{bmatrix} \quad (2.139)$$

olarak elde edilir.

45 Ani Daralma

Susturucunun 45 no'lu kısmı ani daralma olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_{45} ,

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d45})M_5Y_5 - M_4Y_4 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.140)$$

olur.

K_{d45} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d45} = \left(\frac{1 - \frac{S_5}{S_4}}{2} \right) \quad (2.141)$$

olur.

5 Düz Boru

Susturucunun 5 no'lu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_5 ,

$$T_5 = \begin{bmatrix} e^{-i.M_5.k_c.l_5} \text{Cos}(k_c.l_5) & i.Y_{05}e^{-i.M_5.k_c.l_5} \text{Sin}(k_c.l_5) \\ \frac{i}{Y_{05}}e^{-i.M_5.k_c.l_5} \text{Sin}(k_c.l_5) & e^{-i.M_5.k_c.l_5} \text{Cos}(k_c.l_5) \end{bmatrix} \quad (2.142)$$

olarak elde edilir.

Uzatma borulu bir perdeli susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3][T_{34}][T_4][T_{45}][T_5] \quad (2.143)$$

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (2.144)$$

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_5}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_5)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_5} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_5} \right| \right] \quad (2.145)$$

eşitliği ile elde edilir.

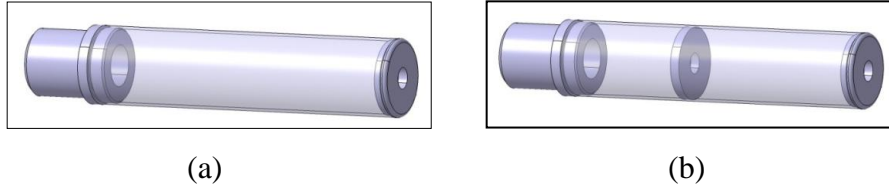
2.2. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi çalışmalarında öncelikle susturucuların analiz modelleri oluşturulmuş, daha sonra STL analizleri ve explicit analizleri gerçekleştirilmiştir. Modellerde odacık profili, odacık çapı, odacık sayısı ve odacıklar arası mesafe değiştirilerek, bu değişikliğin STL'ye etkisi araştırılmıştır.

Susturucuların STL analizleri ABAQUS/Standard'ın, genel amaçlı kapalı (implicit) sonlu elemanlar çözücüsü ile yapılmıştır. Susturucuların açık analiz modeli, ABAQUS/explicit sonlu elemanlar çözücüsü kullanılarak oluşturulmuştur. Analiz modelinin çözümü ile susturucuların çıkış borusundaki bir noktada ses basınç seviyesinin zamana göre değişimi elde edilmiştir.

2.2.1. Sonlu Elemanlar Analiz Modelinin Oluşturulması

Susturucu modelleri iki ve üç boyutlu olarak tasarlanmıştır. Üç boyutlu modellemede CATIA Bilgisayar Destekli Tasarım programı kullanılarak tek odacıklı ve çok odacıklı susturucuların katı model tasarımları gerçekleştirilmiştir. Daha sonra CATIA modeli ABAQUS'e aktararak, susturucu içerisindeki akustik ortam modellenmiştir. Şekil 2.7'de perdesiz ve bir perdeli susturucuların katı modeli görülmektedir.

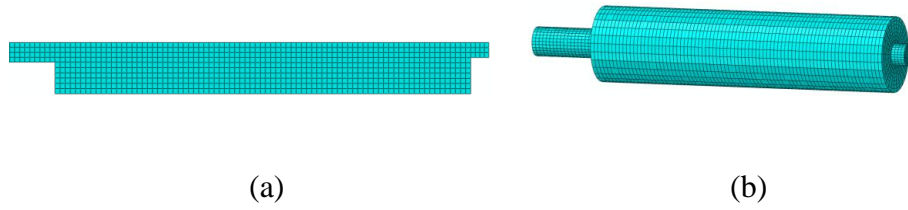


Şekil 2.7. Susturucu modelleri (a) perdesiz (b) bir perdeli

2.2.2. FEA ile Ses İletim Kaybı Analizi

Susturucuların analiz modelinin oluşturulmasında kısa çözüm zamanı ve modelleme kolaylığı açısından aksel simetrik iki boyutlu modelleme tercih edilmiştir. Aksel simetrik olmayan modeller ise üç boyutlu olarak modellenmiştir. Susturucu tasarımında boyutlar dünyadaki ticari susturucular ve kullanım koşulları dikkate alınarak belirlenmiştir.

Susturucuların odacık profili, odacık çapı, odacık sayısı ve odacıklar arası mesafenin STL'ye olan etkisi araştırılmıştır. Şekil 2.8'de perdesiz susturucunun üç boyutlu ve iki boyutlu aksel simetrik modeli görülmektedir.



Şekil 2.8. Perdesiz susturucunun FEA modeli (a) 2D, (b) 3D

Analiz modelinde akustik ortamın durağan olduğu (akışın olmadığı) kabulü yapılmıştır. Perdesiz aksel simetrik susturucu için akustik eleman tipi dört düğüm noktalı, doğrusal, aksel simetrik, dört yüzlü ACAX4 olarak belirlenmiştir [30]. İki boyutlu aksel simetrik susturucu modelinde eleman büyüklüğü 0,5 mm olarak alınmıştır. Daha sonraki analizde eleman boyutu 0,3 mm alınmış ve aynı sonuç elde edildiği için 0,5 mm olması yeterli görülmüştür. Model, 13316 eleman ve 13818 düğüm noktasından oluşmaktadır. Akustik ortamın malzeme özellikleri ise Çizelge 2.1' de verilmektedir.

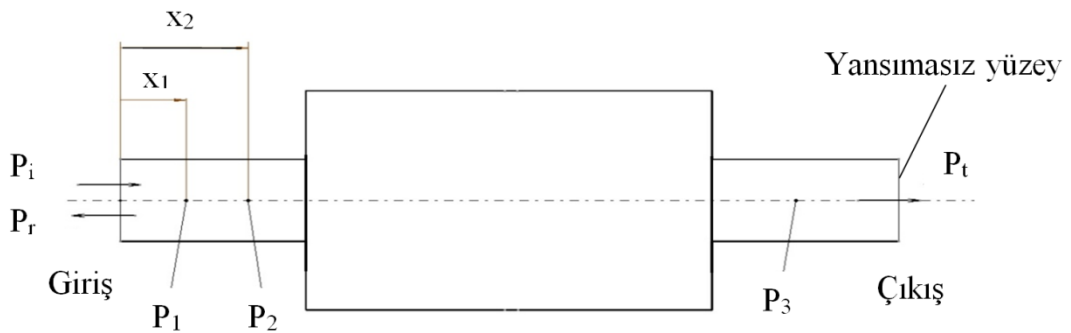
Çizelge 2.1. Susturucu içindeki akustik ortam için malzeme özellikleri

Malzeme	Hava
Bulk Modülü [Pa]	142,000
Yoğunluk [kg/m ³]	1,2
Ses Hızı [m/s]	340

Analiz modelinde, susturucu çıkışının düzlemsel ve yansısız olduğu kabulü yapılmıştır. Girişte ise 1 Pa genlikte sürekli ses basıncı uygulanmıştır. Silah atış sesi karakteristiği dikkate alınarak, frekans bandı 350-3000 Hz olarak belirlenmiştir. Çözüm adımı bu frekans bandında oluşturulmuştur. 4 işlemci ile çalıştırılan analizin toplam zamanı 592 saniye olarak gerçekleşmiştir.

Üç-Nokta Metodu:

ABAQUS programı kullanılarak yapılan akustik analizde her bir frekans için her bir noktadaki ses basınç seviyesi hesaplanmaktadır. Bir eklenti yazılımı ile STL hesabı yapılmaktadır (Bkz. EK 4). İletim kaybı, aşağıda yer alan üç nokta prensibine [31] göre hesaplanmaktadır.



Şekil 2.9. Üç-nokta metodu için susturucu modeli

Üç nokta metodu (Three-Point Method), susturucu içinde yer alan üç noktanın basınç değerinin elde edilmesi ile STL değerlerini hesaplama metodudur. Şekil 2.9'da gösterildiği gibi üç noktanın ikisi giriş borusunda (P_1 ve P_2), biri ise (P_3) çıkış borusundadır.

İletilen (P_t) basınç, (P_3) noktasındaki basınca eşittir. Bunun sebebi çıkışta yansıma olmamasıdır.

Giriş borusu ile genişleme odasında empedans süreksiz olduğundan gelen dalganın bir kısmı ses kaynağına doğru yansır. Bu yüzden 1 ve 2 noktalarındaki P_1 ve P_2 ses basınçları, gelen (P_i) ve yansıyan (P_r) dalgaların toplamıdır.

$$p_1 = p_i e^{ikx_1} + p_r e^{-ikx_1} \quad (2.146)$$

$$p_2 = p_i e^{ikx_2} + p_r e^{-ikx_2} \quad (2.147)$$

x_1 ve x_2 1 ve 2 noktalarının girişe göre konumlarıdır. Gelen ses dalgası basıncı;

$$p_{incom} = \frac{1}{2i \cdot \text{sink}(x_2 - x_1)} [p_1 e^{ikx_2} - p_2 e^{ikx_1}] \quad (2.148)$$

olarak elde edilir.

Burada $\text{sink}(x_2 - x_1) \neq 0$ or $k(x_2 - x_1) \neq n\pi$, $n = 0,1,2, \dots$ olmasına dikkat edilmelidir.

İletim Kaybı aşağıdaki Eşitlik 2.149 yardımıyla hesaplanır.

$$STL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{|p_{incom}|}{|p_3|} \right\} + 10 \log_{10} \left(\frac{S_{incom}}{S_o} \right) \quad (2.149)$$

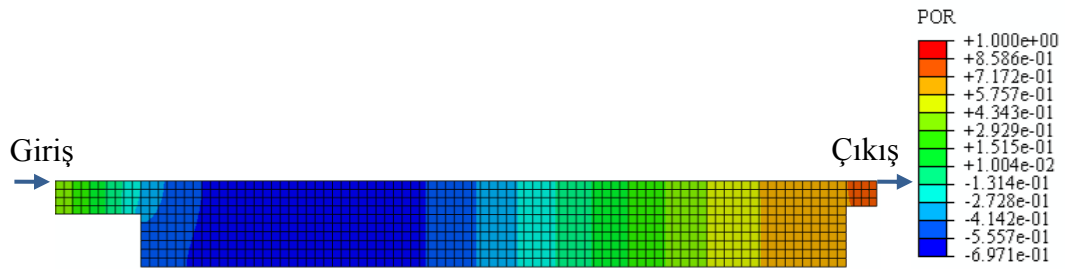
Eşitlik (2.149)'da S_{incom} ve S_o sırasıyla giriş ve çıkış borusu kesit alanıdır.

Sonlu Elemanlar Modelinin 2 veya 3 Boyutlu Olarak Oluşturulmasının Sonuçlar Üzerindeki Etkisi:

Sonlu elemanlar modelinin iki boyutlu ve ekstenel simetrik olarak oluşturulması çözüm süresini kısaltmaktadır. Ancak, susturucu modellerinin tamamı ekstenel simetrik olmadığı için bazı modellerin üç boyutlu olarak oluşturulmasına gereksinim vardır.

Bu bölümde, sonlu elemanlar modelinin 2 veya 3 boyutlu olarak oluşturulmasının sonuçlar üzerindeki etkisini araştırmak için, ilk olarak 2 boyutlu (2D) ekstenel simetrik, daha sonra aynı boyutlardaki 3 boyutlu (3D) perdesiz susturucunun analizleri gerçekleştirilmiştir.

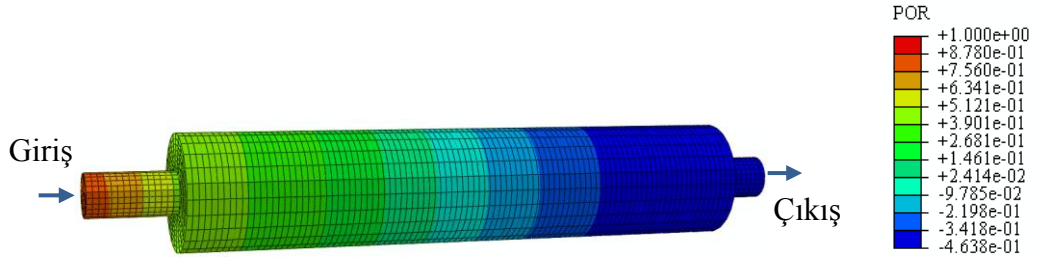
Şekil 2.10'da 2D ekstenel simetrik perdesiz susturucunun belirli bir andaki akustik basınç dağılımı görülmektedir.



Şekil 2.10. Perdesiz susturucunun 2D ekstenel simetrik modeli için elde edilen anlık akustik basınç dağılımı

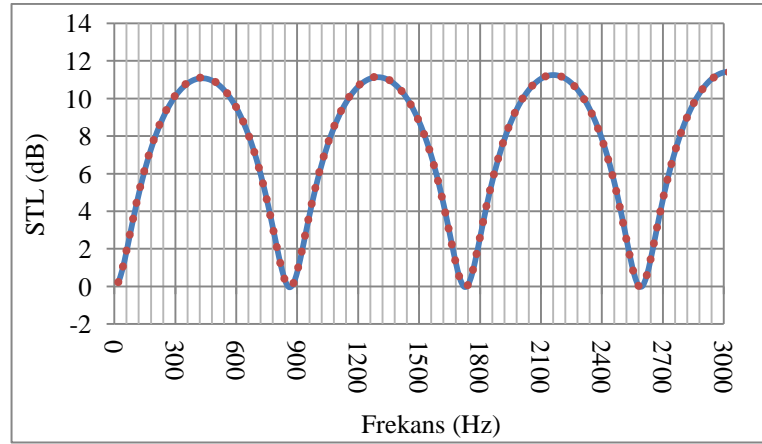
3D perdesiz susturucu için, AC3D8 tipinde lineer hexahedron elemanlar seçilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken, eklenti yazılımında, susturucu ekseninin x veya y alınması, basınç giriş düğüm noktalarının ise ya x ya da y eksenini üzerinde ve en az 3 noktada belirlenmesi gerektiğidir.

Şekil 2.11'de 3D perdesiz susturucunun belirli bir andaki akustik basınç dağılımı görülmektedir.



Şekil 2.11. Perdesiz susturucunun 3D modeli için elde edilen anlık akustik basınç dağılımı

2D ve 3D perdesiz susturucunun ABAQUS akustik analiz modeli ile sonlu elemanlar çözümü yapılmış ve Şekil 2.12'de gösterilen STL - Frekans eğrisi elde edilmiştir.

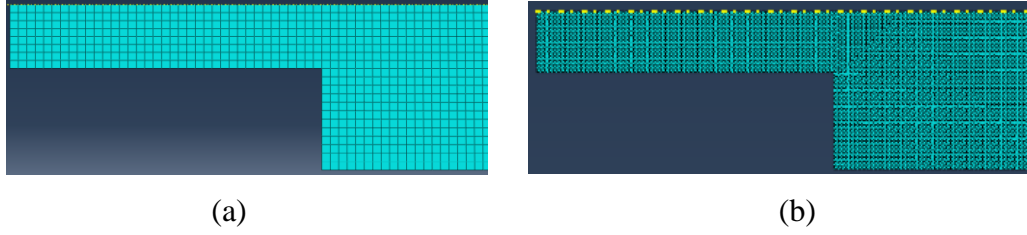


Şekil 2.12. Perdesiz susturucu için 2 ve 3 boyutlu modelleri için STL - Frekans grafiği, — 2D; 3D

Susturucunun 2D eksenel simetrik ve 3D modellenmesi ile elde edilen Frekans -STL grafiğinin birebir aynı çıktığı Şekil 2.12'de görülmektedir. Bunun sonucunda, perde ve odacık geometrisinin eksenel simetrik olmayan susturucuların FEA çözümünün doğru sonucu verdiği söylenebilir.

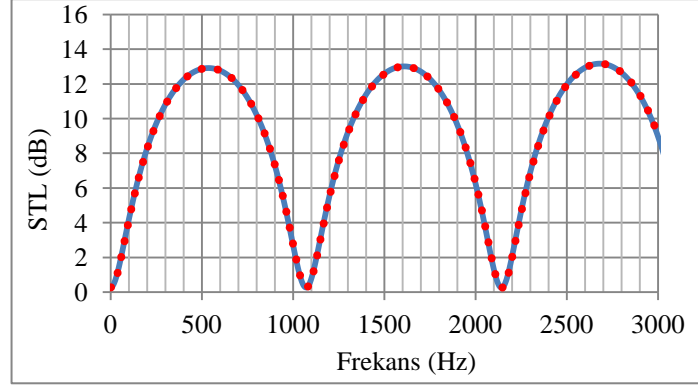
Eleman Boyutunun Belirlenmesi:

Eleman boyutunun belirlenmesinde en küçük yüzeye en az 2 sıra eleman alınması kuralı dikkate alınmıştır. Susturucuda en küçük boyuttaki eleman perde olup, kalınlığı ve geometrisi eleman boyutunun belirlenmesinde etkilidir. Bu nedenle eleman boyutu önce 1 mm olarak alınarak analiz modeli oluşturulmuş ve çözdürülmüştür. Daha sonra, eleman boyutu 0.5 mm seçilerek çözüm elde edilmiştir. Şekil 2.13'de 1 mm ve 0.5 mm boyutunda oluşturulan modellerin eleman büyüklükleri görülmektedir. Eleman büyüklüğünün belirlenmesinde model geometrisinin deforme edilmemesine dikkat edilmiştir. Ayrıca, eleman boyutunun belirlenmesinde akustik analiz yapılmak istenen 3000 Hz'e kadar olan frekans aralığına bağlı dalga boyundan (altıda birinden) daha küçük olması dikkate alınmıştır. Analizlerde, eleman boyutu dalga boyunun altıda biri olan 0.0188 m'den daha küçük olması gerekmektedir.



Şekil 2.13. Perdesiz susturucu FEA modeli yakın görünüşü, eleman boyutu (a) 1 mm; (b) 0.5 mm

Şekil 2.14'de, eleman boyutu 0.5 mm ve 1 mm olan modellerin STL - Frekans grafiği verilmektedir.



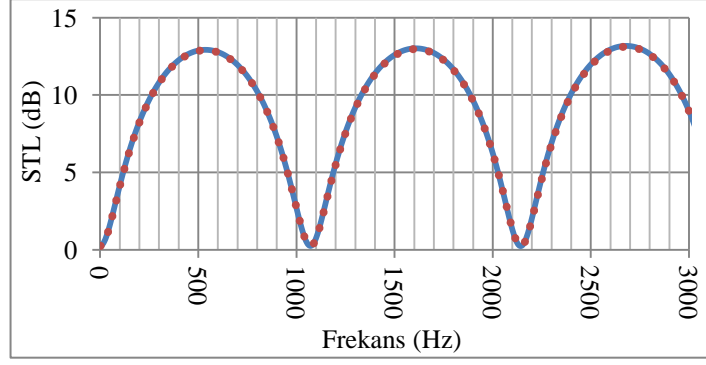
Şekil 2.14. Eleman boyutu 0.5 ve 1 mm olan perdesiz susturucu FEA modelinin çözüm sonucu, — 1 mm; 0.5 mm

Şekil 2.14 incelendiğinde, eleman boyutu 0.5 mm ile 1 mm olan modellerin Frekans-STL grafiğinin birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Çözüm süresi dikkate alındığında, eleman boyutu 1 mm olarak alınabilecektir.

Eleman Tipinin Belirlenmesi:

Analiz modelinin oluşturulmasında, eleman tipinin seçimi de önemli olmaktadır. Bazı karmaşık geometrilere üçgen eleman kullanmak gerekmektedir. Çözüm süresini de belirleyen bu kriterin sağlanması amacıyla ile aksel simetrik 2D susturucu modelinin üçgen elemanlara ayrılması ile de çözüm yapılmıştır. Eleman boyutu 1 mm ve tipi doğrusal üçgen ACAX3 olarak belirlenmiştir.

Şekil 2.15'de 2D ve iki farklı eleman tipindeki susturucu modellerinin FEA çözüm sonucu görülmektedir. Burada elemanların boyutu 1 mm olarak alınmıştır.

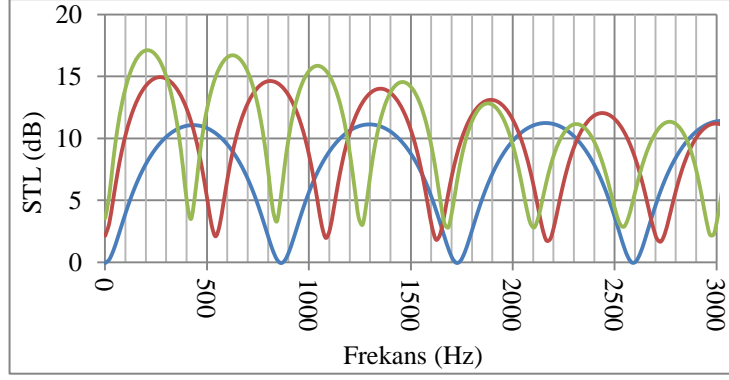


Şekil 2.15. 2D dörtgen ve üçgen eleman susturucu modelleri için STL - Frekans grafiği, — dörtgen eleman; üçgen eleman

Şekil 2.15 incelendiğinde, perdesiz susturucunun dörtgen ve üçgen eleman tipinde modellendiği akustik analizin sonucunda elde edilen Frekans-STL grafiğinin birbiri ile aynı olduğu ve görülmektedir. Buradan, susturucular için model oluşturulurken, karmaşık geometrilere üçgen eleman seçilmesinin sonuçları olumsuz etkilemeyeceği anlaşılmaktadır.

Akustik Ortam Yoğunluğunun FEA Sonuçlarına Etkisi:

FEA modellerinde akustik ortamın yoğunluğunun STL'ye etkisinin incelenmesi amacıyla, yoğunluk değerleri 1.2, 3 ve 5 kg/m³ alınarak çözümler gerçekleştirilmiştir. 2D perdesiz susturucu için yapılan analiz sonuçları Şekil 2.16'da görülmektedir.



Şekil 2.16. STL sonuçlarında yoğunluk etkisi, perdesiz susturucu, — yoğunluk 1.2 kg/m³, — yoğunluk 3 kg/m³, — yoğunluk 5 kg/m³

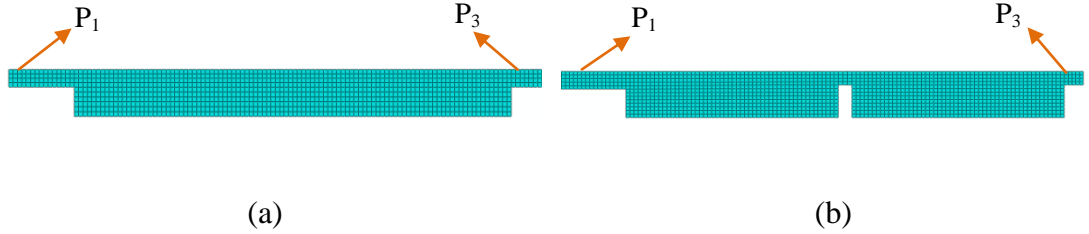
Şekil 2.16 incelendiğinde, susturucu içerisindeki akustik ortam yoğunluğunun artması ile STL rezonans sayısının arttığı görülmektedir. 2000 Hz'den düşük frekans bandında ise yoğunluğu fazla olan modellerin STL genliklerinde artış olduğu görülmektedir.

2.2.3. ABAQUS Sonlu Elemanlar Programı ile Explicit Akustik Analiz

Silahın ateşlenmesi ile ortaya çıkan ses basıncının zamana bağlı değişimi, genel amaçlı, açık (explicit) dinamik sonlu elemanlar çözücüsü olan ABAQUS/Explicit ile analiz edilmiştir. ABAQUS/Explicit, dinamik uygulamalar için geliştirilmiş genel amaçlı sonlu elemanlar yazılımıdır. Yüksek hızlı ve yüksek derecede doğrusalsızlık içeren dinamik problemleri etkili şekilde çözebilmektedir.

Bu tez çalışmasının bir önceki bölümünde susturucuların akustik analizleri FEA modelleri oluşturulup, çözdürülerek elde edilmiştir. Yapılan analizlerde susturucu içerisindeki akışkanın hava olduğu, susturucuya giren ses basıncının da 1 Pa genlikli sürekli beyaz gürültü olduğu kabulü yapılmıştır. Bu kısımda ise atış koşullarına daha yakın koşulların sağlandığı bir analiz modeli oluşturulmuştur.

Modeldeki odacık profili, odacık çapı, odacık sayısı, odacıklar arası mesafenin gürültü azaltımına (NR) olan etkisi, FEA yardımıyla araştırılacaktır. Şekil 2.17'de perdesiz ve bir perdeli susturucuların iki boyutlu aksenal simetrik FEA modeli görülmektedir. Susturucunun girişindeki bir nokta P_1 ve çıkışındaki bir nokta P_3 'dür.



Şekil 2.17. Susturucu modelleri perdesiz (a) ve bir perdeli (b) susturucunun FEA modeli

Susturucu modellerinde akustik ortamın durağan olduğu kabulü yapılmıştır. FEA modelinde akustik eleman tipi dört düğüm noktalı, doğrusal, aksenal simetrik, dört yüzlü ACAX4R olarak belirlenmiştir. Oluşturulan model 13836 eleman ve 14286 düğüm noktasından oluşmaktadır. İki boyutlu aksenal simetrik susturucu modelinde eleman büyüklüğü 0,5 mm olarak alınmıştır. Akustik ortam yanmış barut gazı olup, malzeme özellikleri Çizelge 2.2' de verilmektedir [32].

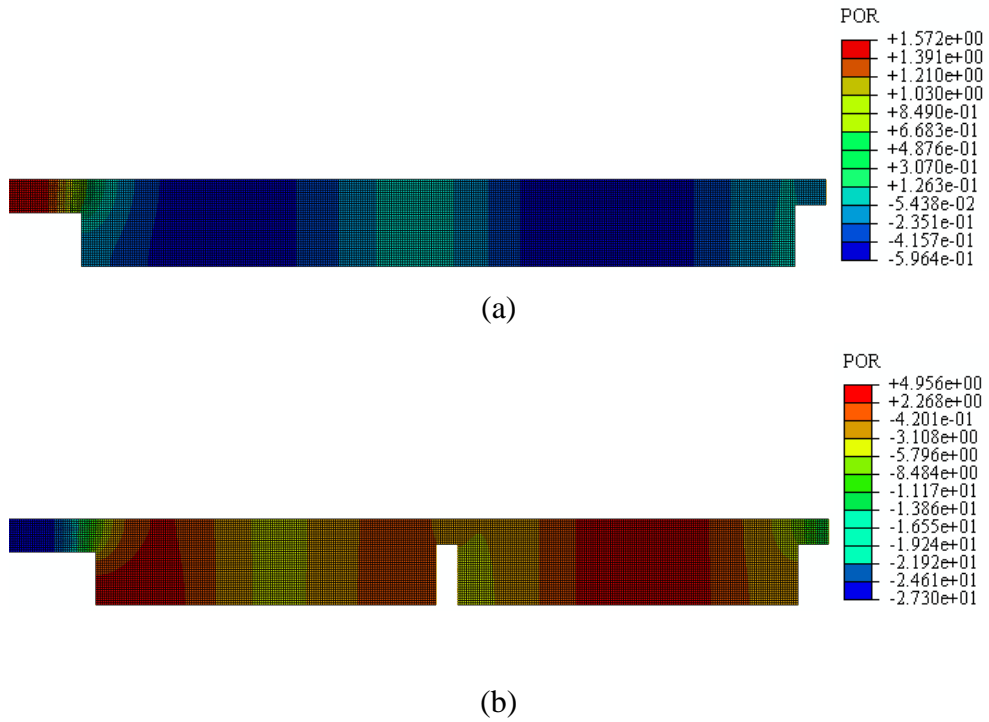
Çizelge 2.2. Susturucu içindeki akustik ortam için malzeme özellikleri

Malzeme	Yanmış Barut Gazı
Bulk Modülü [Pa]	2,000,000
Yoğunluk [kg/m^3]	3

FEA hesaplamalarında, susturucu giriş ve çıkışının düzlemsel olarak yansımaz olduğu kabulü yapılmıştır. Girişte atış ses basıncı yük olarak uygulanmıştır. Verilen bu giriş basıncı, Şekil 2.37 (a)'daki gibi, MP5 silahının susturucusuz olarak atışında

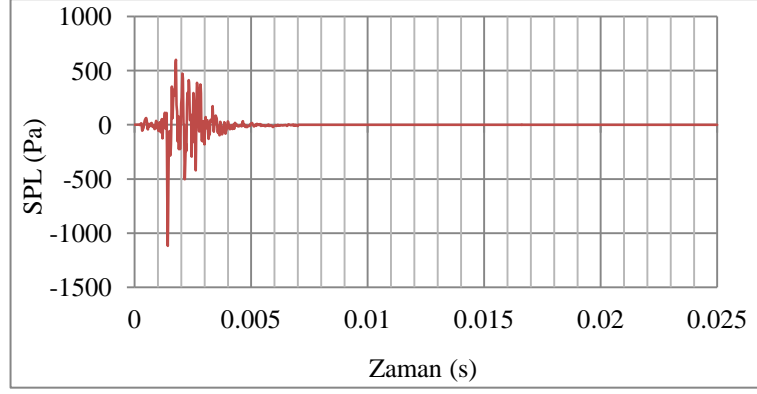
kulak hizası mikrofonunun kaydettiği ani darbe gürültüsüdür. 5 ms süre zarfında meydana gelen atış gürültüsü, ilgili askeri standartlara göre elde edilmiştir. Elde edilen bu dijital ses datası analiz edilmiş olup, mekanizma ve yansıma seslerinden arındırılmıştır. FEA modeli 25 ms zaman aralığında, açık, doğrusal olmayan dinamik analiz çözüm adımı ile oluşturulmuştur.

Perdesiz ve bir perdeli susturucunun anlık akustik basınç dağılımı Şekil 2.18'de görülmektedir.



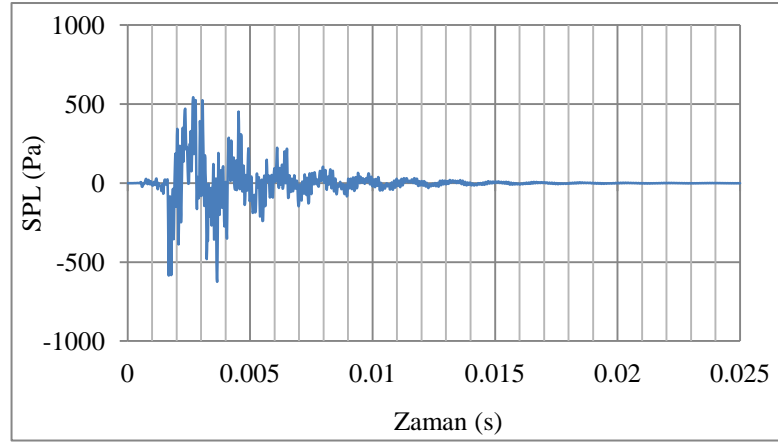
Şekil 2.18. Susturucu modellerinin 2D FEA çözüm sonucu elde edilen ses basınç dağılımı (a) perdesiz (b) bir perdeli

Susturucuların girişine verilen ses basınç grafiği Şekil 2.19'da verilmektedir. Grafikten, ses basıncının 1.4 ms sürede 1116 Pa tepe seviyesine ulaştığı ve 5 ms'de sönümlendiği görülmektedir.



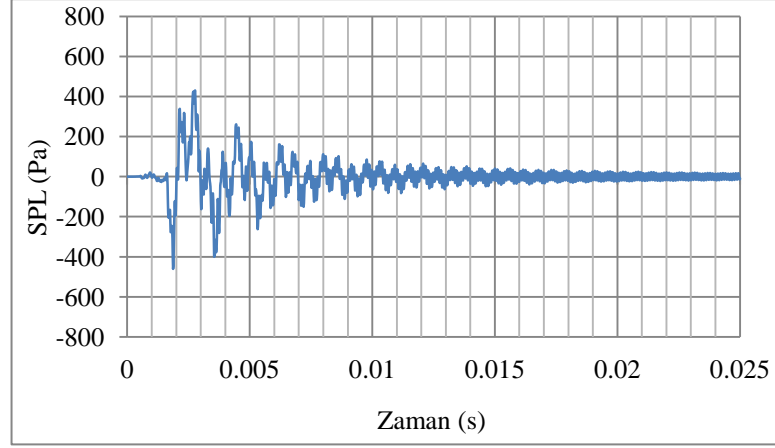
Şekil 2.19. Susturucunun girişine verilen ses basıncının zamana göre değişimi

FEA çözümü sonucunda, perdesiz susturucunun çıkış borusunda seçilen herhangi bir P_3 düğüm noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi Şekil 2.20'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 2.20. Perdesiz susturucunun P_3 çıkış noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi

Yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda Şekil 2.18 (b)'de verilen bir perdeli susturucunun çıkış borusunda seçilen herhangi bir P_3 düğüm noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi Şekil 2.21'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 2.21. Bir perdeli susturucunun P3 çıkış noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi

Susturucu girişinde verilen ses basıncının tepe değeri Şekil 2.37 (a)'dan görüleceği gibi 1217 Pa'dır. Şekil 2.20'de ve Şekil 2.21'de görüleceği gibi, perdesiz susturucunun çıkışında ortaya çıkan tepe ses basıncı 623 Pa ve bir perdeli susturucunun çıkışındaki tepe ses basıncı 460 Pa olarak elde edilmiştir. 623 Pa ses basıncı 149.9 dB, 460 Pa ses basıncı 147.2 dB ses basınç seviyesine karşılık gelmektedir. Susturucularda, susturucunun ortasına yerleştirilen bir adet perde, perdesiz susturucuya göre 2.7 dB kadar, daha fazla ses azaltımı özelliği sağlamaktadır.

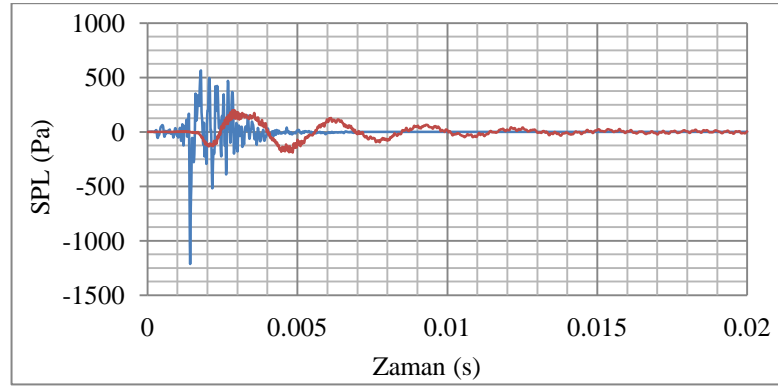
Giriş Darbe Ses Basıncının ABAQUS Explicit Analizde Elde Edilen Sonuçlara Etkisinin İncelenmesi:

Model oluşturulurken susturucu girişine verilen ses basıncının zamana bağlı değişimi, MP5 silahının susturucusuz atışı sırasında ortaya çıkan ses basıncı datasıdır. Bu data kulak hizasına yerleştirilen mikrofondan alınan datadır. Ayrıca, atıcının 5 m soluna yerleştirilen mikrofondan elde edilen ses datasının giriş ses basıncı olarak verilmesi durumu da incelenmiştir. Bu inceleme, Şekil 2.22'deki susturucu modeli için yapılmıştır.



Şekil 2.22. Uzatma borulu bir perdeli susturucuya ait 2D aksenel simetrik FEA modeli

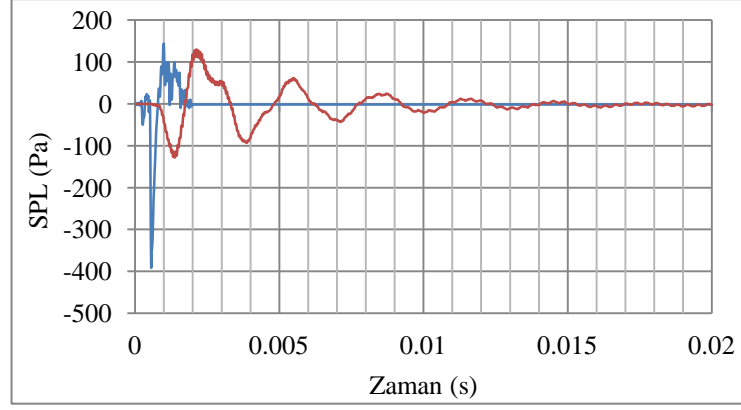
Şekil 2.19'daki kulak hizası mikrofon ölçüm datasının Şekil 2.22'deki susturucunun girişine verilmesi ile yapılan explicit analiz sonucu Şekil 2.23'de grafik olarak verilmektedir.



Şekil 2.23. Uzatma borulu bir perdeli susturucunun P_1 ve P_3 noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi (kulak hizası mikrofon giriş datası),
— P_1 noktasındaki Ses Basıncı; — P_3 noktasındaki Ses Basıncı

Şekil 2.23 incelendiğinde, 1215 Pa (155.6 dB) olan susturucu girişindeki akustik basınç, çıkış noktasında 198 Pa (139.9 dB) olmaktadır. Susturucunun bu durumda 15.7 dB ses azaltımı meydana getirdiği görülmektedir.

Şekil 2.22'de verilen aynı modelin bir başka mikrofondan (atıcının 5 m soluna yerleştirilen) ölçülen ses basınç datası ile yapılan analiz sonucu Şekil 2.24'de yer almaktadır.



Şekil 2.24. Uzatma borulu bir perdeli susturucunun P_1 ve P_3 noktasındaki ses basıncının zamana göre değişimi (5m sol mikrofon giriş datası) ——— P_1 noktasındaki ses basıncı; ——— P_3 noktasındaki ses basıncı

Şekil 2.24 incelendiğinde, 391 Pa (145.8 dB) olan susturucu girişindeki akustik basınç, çıkış noktasında 130 Pa (136.3 dB) olmaktadır. Susturucunun bu durumda 9.5 dB ses azaltımı meydana getirdiği görülmektedir.

Şekil 2.23 ve Şekil 2.24 incelendiğinde, aynı susturucuda farklı darbe ses basıncı datasının girişe verilmesi ile gerçekleştirilen açık akustik analizde susturucunun ses azaltımının farklılık gösterdiği görülmektedir. Bu nedenle, elde edilen analiz sonucunun değerlendirilmesi sırasında giriş datasının önemi vardır. Yapılan analizlerde, aynı giriş datası kullanılmak suretiyle, çözüm sonuçlarının giriş datasından bağımsız olması sağlanmıştır. Yüksek akustik basıncın mikrofona zarar verebileceği göz önünde bulundurularak, giriş datasının namlu ucuna ya da susturucunun çıkışına çok yakın alınamaması nedeni ile, FEA sonuçlarının ancak susturucu performanslarının birbiri ile karşılaştırılmasında kullanımı uygun olacaktır.

Perde Tipi ve Konumunun Performans Değerleri Üzerinde Etkisinin FEA Metodu İle İncelenmesi:

Susturucu modelinin tasarım kriterlerinden perde tipi ve konumunun performans değerleri üzerinde etkisinin incelenmesi amacıyla ekte yer alan analiz modelleri oluşturulmuş ve sonuçlar elde edilmiştir (Bkz. EK 1). İki boyutlu ve aksenal simetrik olarak yapılan susturucu modellerinde malzeme özellikleri Çizelge 2.2'deki gibi alınmıştır. Susturucu çıkışındaki P_3 noktasının ses basınç seviyesinin en düşük olduğu sonuç 45 no'lu modelde 139.9 dB olarak elde edilmiştir. Girişte 155.8 dB ses basıncı verilmiş olup, bu model için NR değeri 15,9 dB olmaktadır. Bu modelde perdenin her iki tarafında uzatma borusu vardır ve perde susturucunun çıkışına yakın yerleştirilmiştir.

2.3. Prototip Modelleme

Susturucuların katı modeli, bir bilgisayar destekli tasarım programı olan, CATIA ile yapılmıştır. Analiz modelleri ise ABAQUS programı kullanılarak oluşturulmuştur. Perde tipi ve konumunun susturucunun performansına olan etkisini incelemek ve diğer testlerde kullanılmak üzere, perde sayısının ve konumunun değiştirilebildiği bir prototip üretimi yapılmıştır. Son olarak, elde edilen kriterler ışığında üç susturucu modeli tasarlanarak, prototip üretimi gerçekteştirilmiştir.

2.4. Deneysel Yöntem

Çalışmada, hesaplamaların kontrolü için iki adet deney düzeneği oluşturulmuştur. Birinci deney düzeneği laboratuvar ortamında ve bazı kabullere dayalı olarak yapılmıştır. İkinci deney sistemi ise poligon ortamında ve susturucunun bir silaha monte edilip, atış yapılarak ortaya çıkan sesin ölçülmesine dayanır.

Oluşturulan STL deney düzeneği, laboratuvar ortamında, bazı kabullere dayalı deney yapmaya imkan sağlamaktadır. Atış sesi ölçme deney düzeneği ise susturucunun poligon ortamında testlerini yapmak ve atış sesini ölçmede kullanılmaktadır.

2.4.1. STL Deney Düzeneği

Silah susturucuların akustik performansının değerlendirilmesinde STL'nin deneysel olarak tespiti, tasarım geliştirme açısından önemli olmaktadır. Yaygın olarak oto egzoz ve akustik yutucu malzemelerin test edilmesinde kullanılan deney sisteminin bir benzeri silah susturucuları için oluşturulmuştur. Bu sayede susturucunun STL değeri giriş empedansından bağımsız olarak elde edilebilmiştir. Silah susturucularının nihai testi olan poligonda atış yapılarak oluşan ses seviyesinin tespiti daha zor bir test yöntemi olduğundan, laboratuvar ortamında gerçekleştirilerek, arka plan gürültüsünden fazlaca etkilenmeyen bir deney düzeneği çalışmalarda fayda sağlamıştır.

Silah susturucusu STL ölçme test düzeneği Şekil 2.25'de görüldüğü gibi empedans tüpü, hoparlör, amplifikatör, veri toplama kartı, mikrofonlar, kalibratör ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Şekil 2.26 ve Şekil 2.27'de deney düzeneğini oluşturan elemanlar görülmektedir.



Şekil 2.25. Deney düzeneğinin genel görünüşü

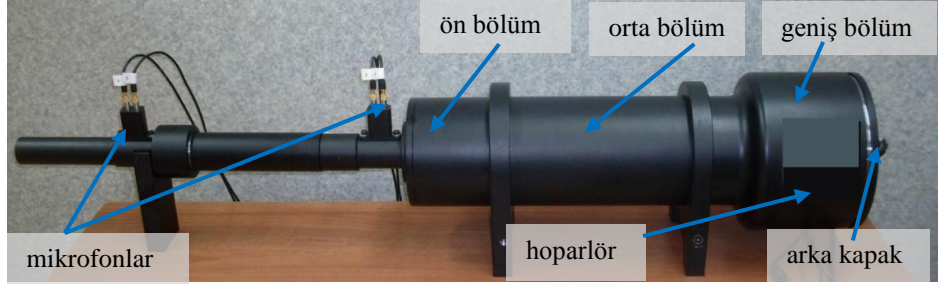
Deney düzeneğinde, bilgisayardan empedans tüpüne gürültü sinyalinin gönderilmesi için Tang Band marka W4-930SF model hoparlör kullanılmıştır. Hoparlörün band genişliği 70 Hz ile 20 kHz arasındadır.

Yazılımdan yollanan gürültü sinyalinin hoparlörü sürebilmesi için mA düzeylerindeki akımın yükseltilmesi gerektiğinden veri kartı ve hoparlör arasında Sure Electronics 2x15 W TA2024 dijital yükseltici kullanılmıştır. Kullanılan yükselticinin band genişliği 20 Hz ile 20 kHz aralığındadır ve sinyal/gürültü oranı 90 dB dir.

Sistemin kontrolü National Instruments USB 4431 model analizör ile yapılmıştır. Analizör üzerindeki 4 adet 24-bit analog giriş ve 1 adet 24-bit analog çıkış, anti-aliasing filtreleri ve 1 ila 102,4 kS/s (kilosample/second) örnekleme oranı ile IEPE tipi sensörler kullanılarak yüksek doğrulukta ölçüm alınabilecek bir veri toplama donanımdır.

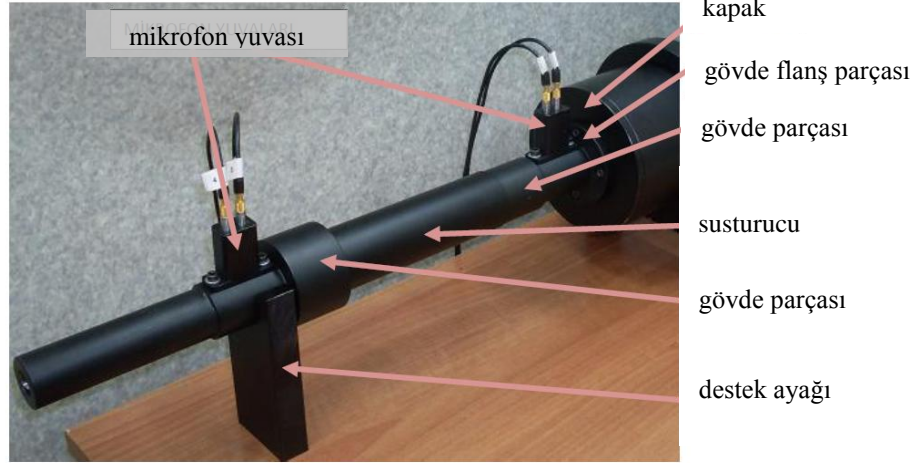
Ses basınç seviyesinin ölçülmesinde kullanılmak üzere dört adet 1/4" IEPE tip G.R.A.S. marka Type46BD model mikروفon kullanılmıştır. Mikروفonların kalibrasyonu için G.R.A.S. 42AB tip kalibrasyon cihazı kullanılmıştır. Kalibrasyon cihazı 1000 Hz frekansta 114 dB ses basıncı üretmektedir.

Sistem, gerek gürültü sinyalini yollama, gerekse gerekli ölçümleri yaparak akustik veri elde etmek için bilgisayar kullanmaktadır. STL hesabı için LabVIEW programında hazırlanan bilgisayar yazılımında frekans aralığı, ortam sıcaklığı ve susturucu boyu girişi yapılabilmektedir. Bu çalışmada, prototip olarak üretimi gerçekleştirilen susturucu deneyleri için frekans aralığı 2 Hz, ortam sıcaklığı 25 °C ve susturucu boyu 161 mm olarak alınmıştır.



Şekil 2.26. Deney düzeneğinin elemanları

Şekil 2.27'de görüldüğü gibi, susturucunun deney düzeneğine iki gövde parçasına yerleştirilmesi gerekmektedir. Burada susturucunun sisteme boşluksuz olarak takıldığına dikkat edilmelidir.



Şekil 2.27. Deney düzeneğinin elemanları

Program ana menüsü üç temel başlıktan oluşmaktadır; kalibrasyon, ölçüm ve test, STL hesabı. İşlemler aynı sıra ile gerçekleştirilmektedir.

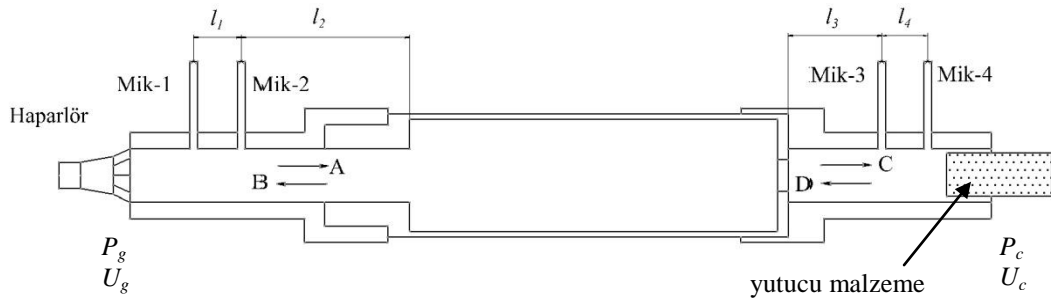
Susturucunun çıkışının bağlandığı boru açık olarak ve bir yutucu malzeme ile kapatılmak sureti ile test tekrarlanarak ölçüm aşaması tamamlanmış olacaktır.

Ölçümler bittikten sonra, son aşamada STL hesabı bölümüne geçilebilir. Bu kısım tamamlandıktan sonra test tamamlanmış olur. Hesaplama bittiğinde sonuçlar ekranda grafik olarak görülebilmektedir.

Deney Düzeneginin Çalışma Prensibi:

Susturucuların akustik performansını belirlemede kullanılan deney düzeneginin boyutlandırılmasında ve matematiksel hesaplamalarında ASTM-E-2611 standardından yararlanılmıştır.

ASTM-E-2611 standardı, STL ve malzemelerin diğer önemli akustik özelliklerini ölçmek için bir tüp, dört adet mikrofona ve bir sinyal analiz sistemi ile transfer matrisinin hesaplanmasına dayanır. Dört adet mikrofondan elde edilen veriler arasında frekans cevap fonksiyonları hesaplanır ve aşağıda verilen matematiksel işlemler ile STL hesabı yapılır. Şekil 2.28'de deney düzeneginin şematik görünüşü verilmektedir. Mikrofonlar arası mesafe, l_1 ve l_4 10 mm'dir. Mikrofonların susturucuya olan uzaklıkları, l_2 ve l_3 27 mm dir. ρ havanın yoğunluğu, f frekans, c ses hızı, d susturucu boyu, k dalga sayısı ve P her bir mikrofona ölçtüğü ses basıncıdır.



Şekil 2.28. Deney düzenegi şematik gösterimi ve mikrofona konumları

Dalga sayısı frekans ve ses hızına bağlı olarak Eşitlik 2.150'ye göre hesaplanır.

$$k = 2\pi f/c \quad (2.150)$$

Her bir mikrofon konumu için ses basınç bağıntıları P_1-P_4 , Eşitlik 2.151-154'deki gibi yazılır.

$$P_1 = Ae^{jk(l_1+l_2)} + Be^{-jk(l_1+l_2)} \quad (2.151)$$

$$P_2 = Ae^{jkl_2} + Be^{-jkl_2} \quad (2.152)$$

$$P_3 = Ce^{-jkl_3} + De^{-jkl_3} \quad (2.153)$$

$$P_4 = Ce^{-jk(l_3+l_4)} + De^{-jk(l_3+l_4)} \quad (2.154)$$

A, B, C, D ile hesaplanan değerler, ölçüm malzemesinin her iki tarafındaki akustik dalga alanının bileşenleridir [33]. Bu katsayılar, mikrofonlardan elde edilen ölçüm sonuçları cinsinden Eşitlik (2.155)-(2.158)'e göre elde edilir.

$$A = \frac{-j P_1 - P_2 e^{-jkl_1}}{2 \sin(kl_1)} e^{-jkl_2} \quad (2.155)$$

$$B = \frac{j P_1 - P_2 e^{jkl_1}}{2 \sin(kl_1)} e^{jkl_2} \quad (2.156)$$

$$C = \frac{j P_4 - P_3 e^{jkl_4}}{2 \sin(kl_4)} e^{jkl_3} \quad (2.157)$$

$$D = \frac{-j P_4 - P_3 e^{-jkl_4}}{2 \sin(kl_4)} e^{-jkl_3} \quad (2.158)$$

R yansımaya katsayısı ve T iletim katsayısı olmak üzere, Eşitlik (2.159)-(2.160)'a göre elde edilir.

$$R = B/A \quad (2.159)$$

$$T = C/A \quad (2.160)$$

Elde edilen bileşenler vasıtası ile susturucunun her iki yüzeyindeki akustik basınç (P_g ve P_c) ve parçacık hızı (U_g ve U_c) Eşitlik 2.161-2.164'e göre hesaplanır.

$$P_g = 1 + R \quad (2.161)$$

$$P_c = T e^{-jkd} \quad (2.162)$$

$$U_g = \frac{1-R}{\rho c} \quad (2.163)$$

$$U_c = \frac{T e^{-jkd}}{\rho c} \quad (2.164)$$

Transfer Matris Metodunun Deney Sistemine Uygulanması:

Transfer matrisi, ses basıncı ve parçacık hızından, bir diğer deyişle susturucunun her iki ucundaki yürüyen dalgaların akustik empedansından hesaplanır. Temel prensip, dört mikrofondan aynı anda veri toplanması ile durağan dalgaların ayrıştırılması ve yürüyen dalgaların izafi genlik ve faz değerlerinin incelenmesidir. İletim kaybı değerleri transfer matrisi kullanılarak hesaplanır. Deneyde iki ölçüm yapılır. Birinde susturucu çıkışı açık tutulurken, ikinci ölçümde bir yutucu malzeme ile kapatılır. Açık uçlu ölçüm a alt indisi ile kapalı uçlu ölçüm b alt indisi ile ifade edilmiştir.

Susturucu girişindeki ses basıncı ve hızı, çıkışındaki ses basıncı ve hızının transfer matrisi olarak adlandırılan bir matris ile çarpımı ile Eşitlik 2.165 ve 2.166'daki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} P_{g,a} \\ U_{g,a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{c,a} \\ U_{c,a} \end{bmatrix} \quad (2.165)$$

$$\begin{bmatrix} P_{g,b} \\ U_{g,b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{c,b} \\ U_{c,b} \end{bmatrix} \quad (2.166)$$

Buradan, transfer matrisi Eşitlik 2.167'deki gibi elde edilir.

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \frac{1}{P_{c,a}U_{c,b} - P_{c,b}U_{c,a}} \begin{bmatrix} P_{g,a}U_{c,b} - P_{g,b}U_{c,a} & -P_{g,a}P_{c,b} + P_{g,b}P_{c,a} \\ U_{g,a}U_{c,b} - U_{g,b}U_{c,a} & -P_{c,b}U_{g,a} + P_{c,a}U_{g,b} \end{bmatrix} \quad (2.167)$$

Bu iki ölçümden elde edilen transfer matrisinin elemanları yardımı ile iletim kaybı sabiti, t ve STL değerleri hesaplanır.

$$t = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + (T_{12}/\rho c) + \rho c T_{21} + T_{22}} \quad (2.168)$$

$$STL = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{t} \right| \quad (2.169)$$

Empedans tüpü ve transfer matris hesaplaması kullanılarak elde edilen STL değerinin frekans band genişliği, kullanılan tüpün uzunluğuna, mikrofonlar arası mesafeye ve t p çapına doğrudan bağlıdır.

Deneyde çalışılacak frekanslar alt ve üst frekanslar arasında kalacak şekilde seçilmiştir;

ISO 10534-2'ye göre alt kesme frekansı,

$$f_l = 0.005c/l_1 \quad (2.170)$$

olur ve değerler Eşitlik (2.170)'de yerine yazılırsa, $f_l=170$ Hz olarak bulunur.

Düzlem dalganın geçerli olduğu durum için aşağıda hesaplanan alt ve üst kesme frekansları arasında testin yapılabilir olduğu standartlardaki verilen hesap yöntemine göre belirlenmiştir.

ASTM E1050-08'e göre, D mikrofonların yerleştirildiği borunun çapı 0.015 m olmak üzere, üst kesme frekansı,

$$f_u = 0.586 c/D \quad (2.171)$$

olur.

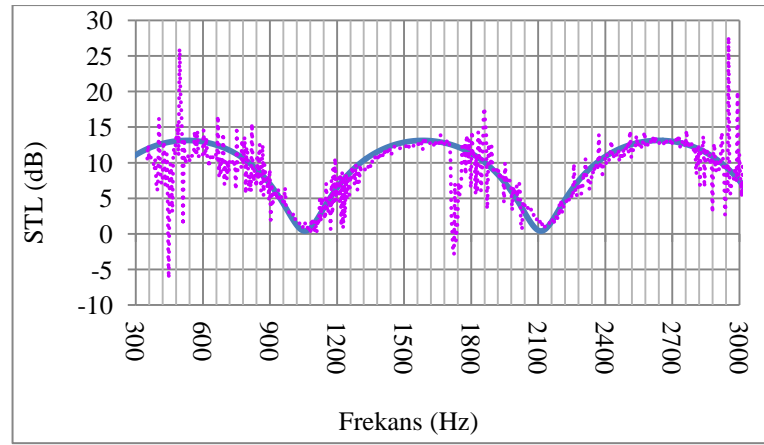
Değerler Eşitlik (2.171)'de yerine yazılırsa $f_u=13300$ Hz olarak bulunur.

Deney Düzeneğinin Doğrulanması:

Susturucuların deneysel olarak incelenmesi amacı ile oluşturulan deney düzeneğinin doğru bir şekilde tasarlandığını ve düzgün çalıştığını görmek amacı ile bir doğrulama

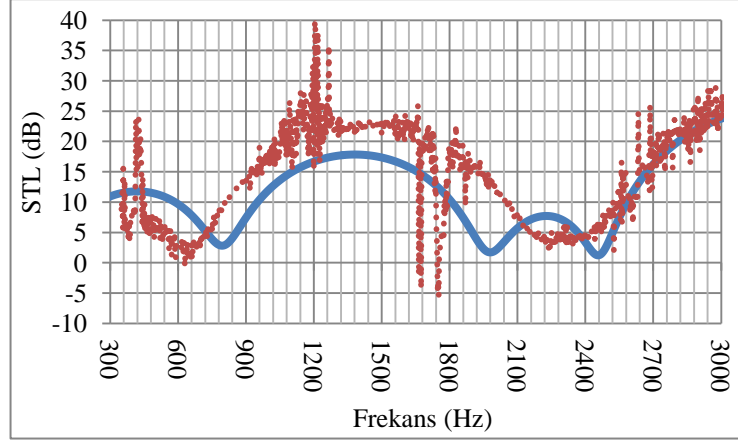
kontrolü yapılması gerekmektedir. Deney düzeneği sonuçları ile TMM'na dayalı teorik analiz sonuçları perdesiz, bir düz perdeli ve bir uzatma borulu perdeli olmak üzere toplam üç adet susturucu için karşılaştırılmıştır.

Şekil 2.29'da bir odacıklı perdesiz susturucunun teorik ve deneysel STL sonuçları görülmektedir. Teorik hesaplamalar, MATLAB programı ile hazırlanan bir algoritma ile elde edilmiştir (Bkz. EK 5).



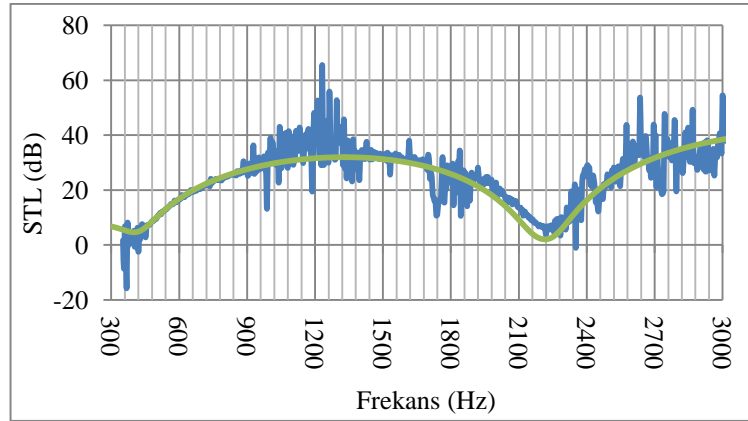
Şekil 2.29. TMM teorik analizi ve deneysel olarak perdesiz (bir odalı) susturucunun STL sonuçları, — TMM; — Deneysel

Ayrıca, bir düz perdeli susturucuya ait deney ve teorik hesaplama sonuçları Şekil 2.30'da gösterilmiştir. Burada, perde susturucunun tam ortasına yerleştirilmiştir.



Şekil 2.30. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir düz perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları, — TMM; — Deneysel

Üçüncü olarak bir uzatma borulu perdeli susturucuya ait deney teorik hesaplama sonuçları Şekil 2.31'de gösterilmiştir. Burada, perde susturucunun tam ortasına yerleştirilmiştir.



Şekil 2.31. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir uzatma borulu perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları, — TMM; — Deneysel

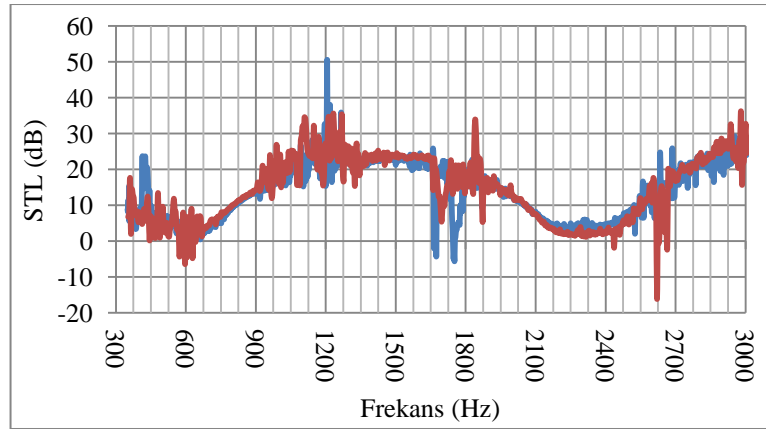
Deney düzeneğinin doğruluğunu görmek amacı ile yapılan testlerle, Şekil 2.2-4'de görülen perdesiz, bir düz perdeli ve bir uzatma borulu perdeli susturucunun STL

sonuçları Şekil 2.29-31'de yer almaktadır. Bu sonuçlar incelendiğinde, deney düzeneğinin doğru ölçüm ve hesaplama yaptığı görülmektedir. Şekil 2.30'da 2500 Hz'den daha büyük frekanslarda grafikler tam olarak birbirine uygun olmasına karşı, daha düşük frekanslarda farklı çıkmıştır. Bunun, prototip susturucunun elemanlarının ölçüsüne uygun üretilmemiş olmasından kaynaklanabileceği öngörülmektedir.

Deney Düzeneğinin Tekrarlanabilirlik Test Ölçümü:

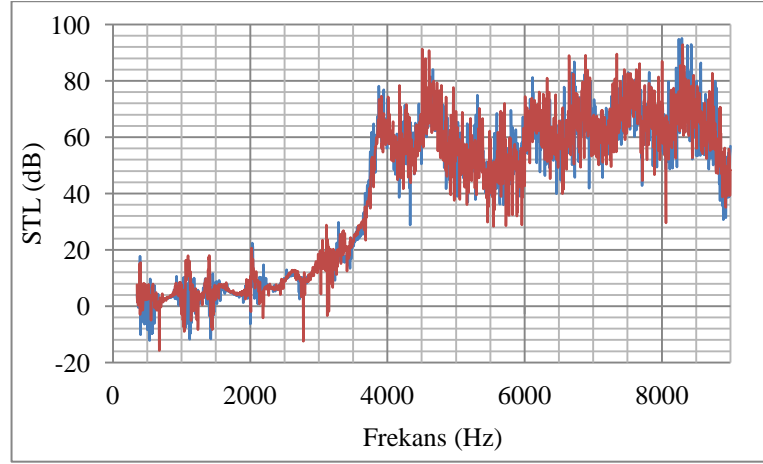
Deney sisteminde aynı susturucu prototipi için aynı şartlarda iki kez deney gerçekleştirilmiştir. Burada amaç, deney düzeneğinin tekrarlanabilirliğini test etmektedir.

Tekrarlanabilirlik testi için, önce perdenin tam ortaya yerleştirildiği bir perdeli, susturucunun STL sonuçları elde edilmiştir. 1. ve 2. ölçümlere ait grafikler Şekil 2.32'de verilmektedir.



Şekil 2.32. Bir perdeli (perde tam ortaya yerleştirilmiş, iki odalı) susturucunun deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, — 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm

Tekrarlanabilirlik testi için daha sonra, deney düzeneği kullanılarak, yabancı menşeli (A-Model) bir ticari susturucunun STL sonuçları elde edilmiştir. 1. ve 2. ölçümlere ait grafikler Şekil 2.33'de verilmektedir.



Şekil 2.33. Bir ticari susturucunun (A-Model) deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, — 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm

Şekil 2.32 ve Şekil 2.33'de görülen grafiklerden, her iki susturucu için iki kez tekrarlanarak gerçekleştirilen deneylerin çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu durum, deney cihazının tekrarlanabilirlik açısından güvenilir olduğunu göstermektedir.

2.4.2. Atış Sesi Ölçme Deneyi

Bu tez çalışmasında, oluşturulan atış sesi ölçme deney düzeneği kullanılarak MP5 silahı ile susturucusuz ve susturucu takılı olarak atışlar yapılarak ses ölçüm testleri gerçekleştirilmiştir. Poligon ortamında ve standartlara uygun şekilde yapılan testlerle atış esnasında meydana gelen ses basıncı (Pa) zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Ayrıca oktav band analizi ve FFT analizleri yapılarak frekansa bağlı ses basınç seviyesi (dB) olarak da sonuçlar elde edilmiştir.

Deneilerin uygun şartlarda gerçekleştirilebilmesi amacıyla silah atış sesi ölçüm standartları ve test prosedürü araştırılmıştır. Belirlenen bu isteklere göre silah sesi ölçüm deney düzeneği hazırlanmıştır.

Silah Atış Sesi Ölçüm Standartları ve Test Prosedürü:

Silah sesi anlık bir gürültü olduğundan, silah atış sesi test sisteminin çeşitli askeri standartlarda belirtilen hususlara göre düzenlenmesi gerekmektedir.

Sistemin, TOP 3-2-045 [34], TOP 1-2-608 [35] ve MIL-STD-1474D [36] askeri standartlarında belirtilen özellikleri sağlaması gerekmektedir.

Cihaz özellikleri ve kalibrasyon bilgileri MIL-STD-1474D'de yer almaktadır; bu doküman ayrıca gerekli olan analiz prosedürleri ile gürültü sınır standartlarını da içermektedir. Ayrıca bu standartta, insanın işitme sistemi sağlığı için darbeli gürültüye maruz kalınması durumunda kulaklık kullanımı ve günlük kaç kez bu gürültüye maruz kalabileceği tablolar halinde yer almıştır. 140 dB ve üzeri anlık gürültüye maruz kalınması durumunda, günlük kaç kez olduğuna bakılmaksızın, kulaklık kullanılması gerektiği bu standartta yer almaktadır. Arka plan gürültüsünün, ölçülen tepe basınç değerinden en az 40 dB daha düşük bir değerde olması gerekmektedir. Yapılan testlerde start trigger değeri bu değere uygun olarak belirlenmiştir.

Test için 4 adet mikrofon, ses ölçüm düzeneği ve atış sehpası gerekli olan teçhizatlardır. Bir test silahı, namlu ağzı yerden 1,6 m yukarıda olacak şekilde sabitlenip, test düzeneğinin tüm yapı ve parçaları, mikrofonlarla namlu ağzı arasındaki ölçümü etkilememesi için silahtan geride olacak şekilde yerleştirilmiştir. Test düzeneğinin çevresinde sesi yansıtacak herhangi bir yüzey olmaması için 15 m bir açık alan sağlanmıştır.

Test sırasında ayrıca, silah ve mühimmatın tanımı, hava şartları (sıcaklık, nem, barometrik basınç, rüzgar yönü ve hızı), en yüksek basınç seviyeleri, A-süresi

(basınç dalga süresi), B-süresi (basınç zayıflanma süresi) kayıt altına alınan verilerdir. Pals süresi yaklaşık 0,25 milisaniye olup, A ve B süreleri tez kapsamı dışında tutulmuştur.

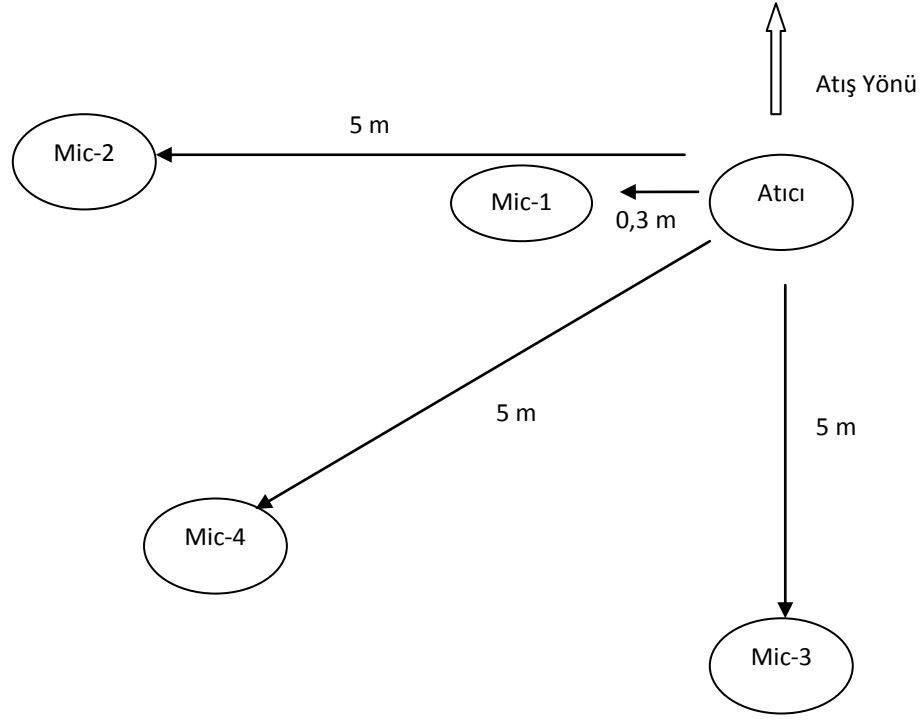
En az 20 kHz'e kadar bir frekans cevabına sahip (bununla beraber avantajlı bulunması halinde daha büyük band genişlikleri kullanılmalıdır), 200 dB ses basıncı düzeyine kadar okuma değeri veren, bu tür basınç darbelerine dayanabilecek sağlamlıkta ve yükselme zamanı yaklaşık 10 µs olan, uygun mikrofon kullanımı gerekmektedir.

İlgili dokümanlarda belirtilen pozisyonlarda olmak üzere mikrofonlar yerden 1,6 m yukarıda olacak şekilde yerleştirilmiştir. En az dört mikrofon, atıcının sol kulağı hizasına (sağ elle atış yapan atıcı için), 5 m tam silahın gerisinde, 5 m namlu ağzının solunda ve paralelinde, 5 m atış hattından 45° sol geri pozisyonda olmak üzere yerleştirilmiştir. Beş tekli atış yapılarak her bir mikrofondan zamana karşı ses basınç değerleri kaydedilmiştir.

İlgili standartlara göre test sistemi şu özellikleri taşımalıdır: Mikrofonların sönüm rezonansı 100 kHz'den ve zaman sabiti 200 ms'den aşağı olmamalıdır. Sensor yüzeyi 6.4 mm den fazla olmamalıdır. Mikrofon tutucular küçük olmalı ve akışa etkisi minimum olmalıdır. Yükselme zamanı ölçülen A-süresinin 1/20 sinden küçük olmalı ve 20 µs'yi geçmemelidir. Kullanılan kabloların yükselme zamanını artırmaması ve ivme hassasiyetinin eksenel yönde 0.014 kPa/g den küçük olması gerekir. Mikrofonların test ortamındaki sıcaklık etkisini minimize edecek şekilde seçilmesi gerekmektedir. Gerekirse mikrofonlar, ışık ve sıcaklıktan etkilenmemesi için hassasiyet ya da frekans cevap özelliğini etkilemeyecek şekilde hafif bir koruyucu ile örtülebilir. Mikrofon ve kablolar titreşim ve benzeri etkilerden izole edilmelidir. Mikrofon rüzgar kılıfı rüzgarsız bir ortamda 1 dB'den daha az bir etki etmesine rağmen kullanılabilir.

Kayıt sisteminin minimum 35 dB sinyal/gürültü oranında komple data toplama yeteneğine sahip olması gerekmektedir. Dijital kaydın örnekleme oranı minimum

160,000 samples/sec olmalıdır. Analog sinyaller 40 kHz cutoff frekans olarak filtrelenmelidir. Data analizinde 40 kHz lowpass filtreleme yapılmalıdır.



Şekil 2.34. Ses ölçme testi mikrofon yerleşimi

Uygun bir kalibrasyon prosedürü mikrofonlar, kablolar, yükselticiler, kaydediciler ve diğer cihazlar için en az günlük olarak yapılmalıdır. Test sırasında, testin yapılacağı alanda gereğinden fazla personel bulunmamalıdır.

Silah Sesi Ölçüm Deney Düzenegi:

Ses ölçüm testinde MIL-STD 1474 standardına uygun koşullar sağlanmış, Ses Ölçme Cihazı Puls yazılımında Konfigürasyon ayarlamaları yapılarak MP5 silahı ile susturuculu ve susturucusuz olarak atış yapılmış ve dijital olarak ses kaydı alınmıştır. Sistem aşağıdaki sistem elemanlarından oluşmaktadır:

1. Veri Toplayıcı ve Input Kanalları
2. Veri Analiz Sistemi
3. Analiz Yazılımı
4. Kalibratör
5. Mikrofon ve Ön Yükseltici

Test sisteminde kullanılan elemanlar Şekil 2.35'de görülmektedir. Sistemde Brüel & Kjør 1/4-inch Type 2670 Ön Yükseltici (Preamplifier), Brüel & Kjør Type 4231 Ses Kalibratörü, Brüel & Kjør High-level Pressure-field 1/4-inch Type 4941 Mikrofon, 3052-A-030 3-ch. Input Module LAN-XI 102.4 kHz Puls Jeneratörü Giriş Modülü kullanılmaktadır.



Şekil 2.35. Mikrofon ön yükseltici, ses kalibratörü, mikrofon, puls jeneratörü giriş modülü

Input kanallarının analog/dijital dönüştürme (A/D) 24 bit'dir. Dinamik ölçüm aralığı en az 160 dB ve kanal başına en az saniyede 160,000 örnekleme hızına sahiptir. Sistem 45 kHz'e kadar zaman sinyal kaydı yapabilmektedir.

Sistemde Brüel & Kjør High-level Pressure-field 1/4-inch Type 4941 mikrofonlar kullanılmıştır. Mikrofon çapı 1/4 inç.dir ve basınç alanı ölçümlerinde kullanılabilme özelliği bulunmaktadır. Dinamik ölçüm aralığı 75 ila 178 dB'dir. Çalışma Sıcaklığı -40 to +120°C ve maksimum ses basınç seviyesi en az 185 dB'dir ve yükselme zamanı yaklaşık 10 µs'dir. Ayrıca sistemde, Brüel & Kjør's 1/4-inch Type 2670 ön yükseltici kullanılmıştır.

Sistemde iki adet 3052-A-030 3-ch. LAN-XI 102.4 kHz Puls Jeneratörü Giriş Modülü (Input Module) ve Brüel & Kjær firmasına ait gürültü ve titreşim analiz platformu olan PULSE jeneratörü için yazılım kullanılmıştır.

Sistemde Brüel & Kjær Type 4231 Ses Kalibratörü kullanılmaktadır. Kalibrasyon frekansı, ağırlık eğrilerinden bağımsız olarak kalibrasyon yapılacak şekilde ayarlanmıştır. Kalibratör, ses düzeyi ölçme cihazlarına doğrudan bağlanabilmekte ve -10° : +50°C sıcaklık aralığında ve % 80 nemde çalışabilmektedir.

MP5 Silahının Ses Ölçüm Testleri ve Silah Atış Sesi Karakteristiğinin Belirlenmesi:

Susturucu tasarımı yapılmadan önce, oluşan sesin analiz edilmesi ve frekanslarına göre ses basınç değerlerinin görülmesi gerekmektedir. İndirgenmek istenen frekans bandının tespiti, susturucunun da etkili olduğu frekans bandına isabet etmelidir.

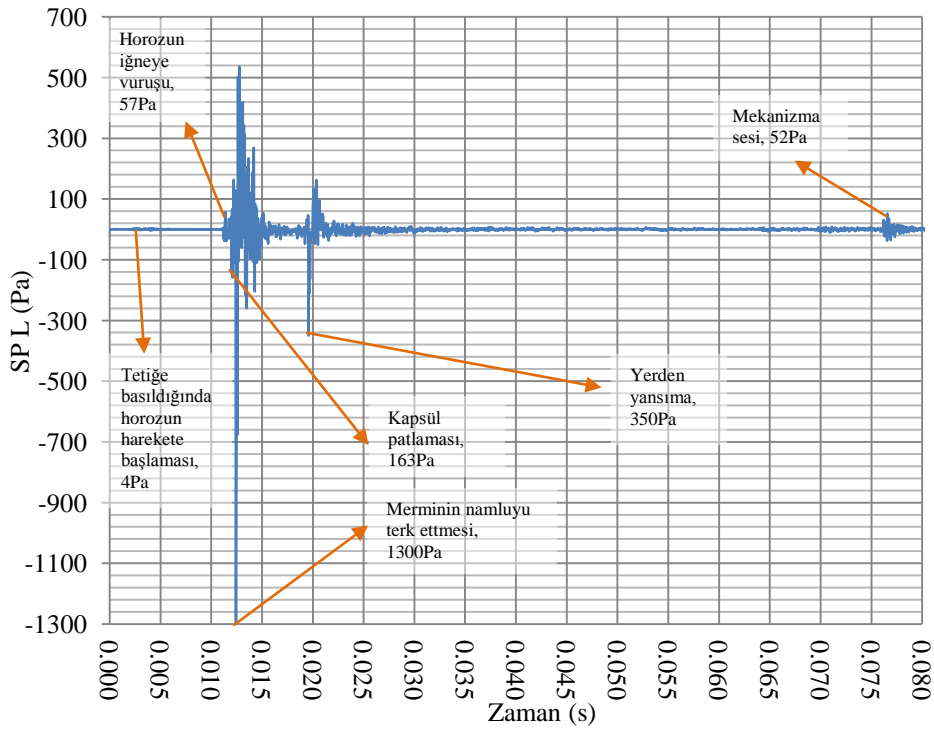
Ses ölçüm testinde MIL-STD 1474 standardına uygun koşullar sağlanıp, ses ölçme test cihazı puls yazılımında konfigürasyon ayarlamaları yapılarak MP5 silahı ile susturuculu ve susturucusuz olarak atış yapılmış ve dijital olarak ses kaydı alınmıştır.

MP5 silahının atışı, yalnız tetik mekanizması, yalnız mekanizma, yalnız kapsül patlama sesinin ölçümleri yapılmıştır. Her silahın kalibresine, mekanizma sistemine, kullanılan fişegün tipine, namlu özelliklerine ve ebatlarına göre atış sesi karakteristiği farklılık göstermektedir.

Yapılacak susturucu tasarım ve analiz çalışmalarına başlamadan önce, ilk olarak silah atış sesinin karakterizasyonu gerçekleştirilmiştir. Susturucusuz olarak bir silahın ateşlenmesi ile ortaya çıkan sesin zamana ve frekansa bağlı ses basınç seviyesi grafikleri elde edilmiştir. Ayrıca, 1/3 oktav band grafikleri de elde edilmiştir. 9x19 mm MP5 makinalı tabancasının susturucusuz olarak atış sesi ölçümleri MIL-STD 1474 askeri standardına göre gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, atıcının kulak hizasında yerleştirilen mikrofondan alınan değerlerdir. Silahın

ateşlenmesi ile ortaya çıkan yansımalar ve mekanizma çarpma sesi dahil, zamana bağlı ses basınç seviyesi Şekil 2.36'da gösterilmektedir.

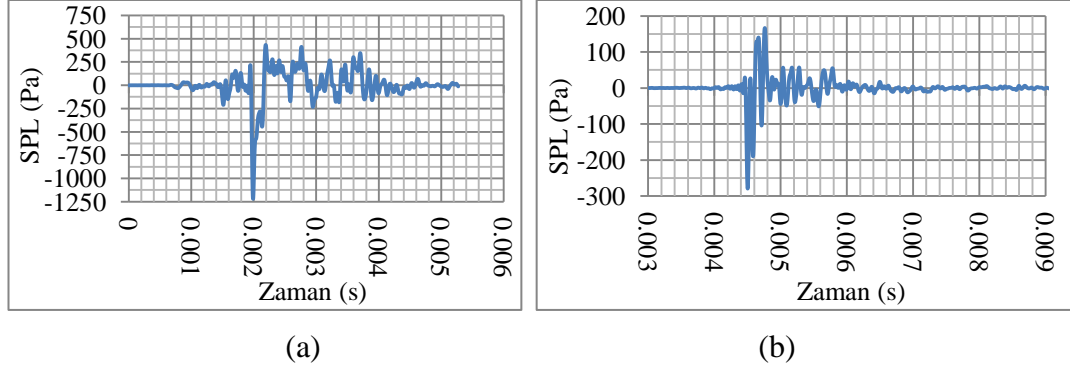
Şekilde görüleceği gibi, bir MP5 silahının bir kez ateşlenmesi ile 80 ms'lik toplam süre zarfında çeşitli kaynaklardan ses meydana gelmektedir. Silahın tetiğe basılması ile horoz mekanizması harekete başladığında 4 Pa, horoz iğneye çarptığında 57 Pa, kapsül ateşlendiğinde 163 Pa, mermi namluyu terk ettiğinde 1300 Pa, yerden yansıma 350 Pa ve mekanizmanın çarpması 52 Pa şiddetinde ses basıncı ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.36. Silah atış ses basınç seviyesi SPL- Zaman grafiği

Şekil 2.37 (a)'da MP5 silahının ateşlenmesi ile mermi namluyu terk etmesi sırasında oluşan patlama ses basıncının; Şekil 2.37 (b)'de fişek kapsülünün ateşlenmesi ile ortaya çıkan ses basıncının zamana göre değişimi grafiği yer almaktadır. Yalnız fişek kapsülü atış gürültüsünü ölçmek için, 9x19 mm fişegin

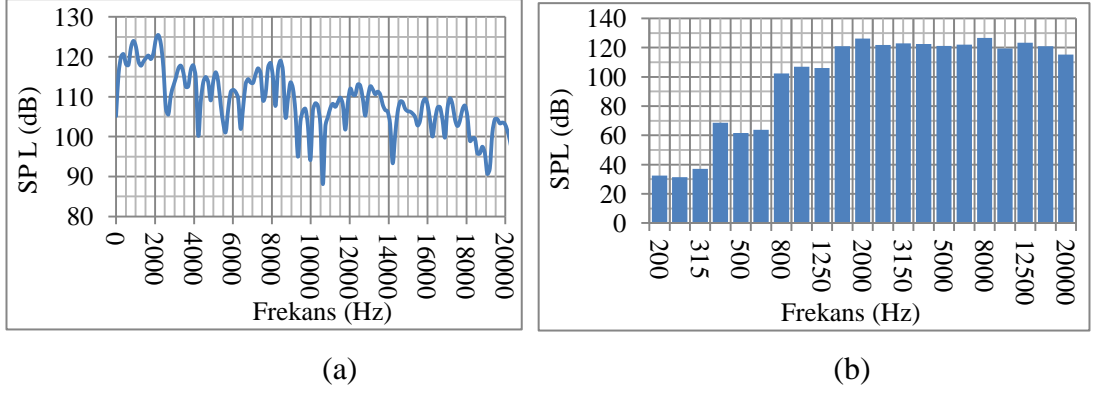
çekirdeği sökülmüş ve barutu alınmıştır, yani kapsülü sağlam bir boşkovan ile atış yapılarak ses datası elde edilmiştir.



Şekil 2.37. (a) Susturucusuz MP5 silahının yalnız namlu çıkışındaki, (b) yalnızca kapsül patlama ses basıncının zamana göre değişimi

Şekil 2.37'deki grafikte, susturucusuz MP5 silahının, kapsül patlama sesi ve mekanizma sesi gibi ses kaynaklarının oluşturduğu seslerden arındırılan, atış ses basıncının zamana göre değişimi yer almaktadır. Grafik incelendiğinde patlama ses basıncı 3,5 ms süre zarfında meydana gelmektedir. Tepe basınç ise 1217 Pa olarak gerçekleşmektedir.

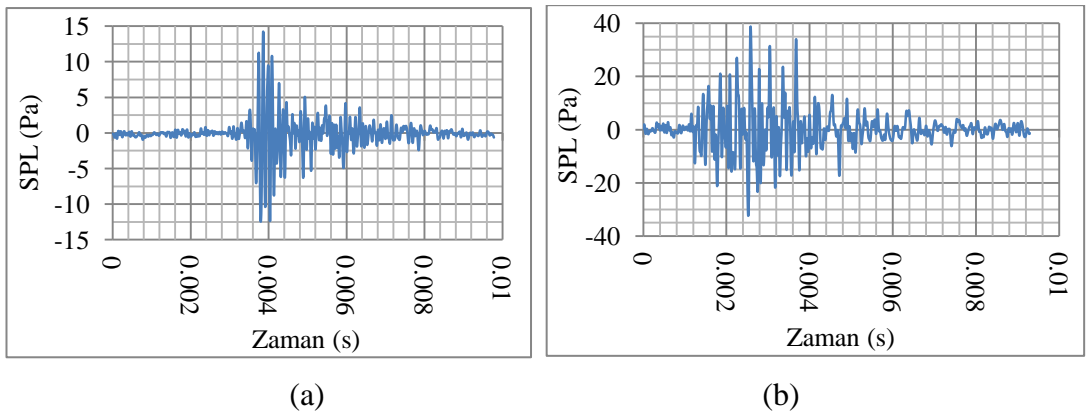
Şekil 2.38'de susturucusuz olarak MP5 silahının atış sesinin FFT analizi sonucu ses basınç seviyesinin frekansa göre değişimi ve 1/3 oktav band grafiği yer almaktadır.



Şekil 2.38. (a) Susturucusuz silahın atış ses basınç seviyesi değişimi; (b) 1/3 oktav band grafiği

Şekil 2.38'de görüldüğü gibi, silah atışında, duyulabilir frekans aralığı olan 20 Hz - 20 kHz aralığında meydana gelen ses basıncı 3000 Hz'in altında maksimum genliğe ulaşmaktadır. Atış gürültüsü 2000 Hz civarında 125 dB ses basınç seviyesi değerine kadar yükselmektedir. Şekil 2.38 (b) incelendiğinde, silahın atış sesinin 1600 Hz değerindeki oktav bandından daha yüksek bandlarda 120 dB'nin üzerinde SPL (dB) değerine sahip olduğu görülmektedir.

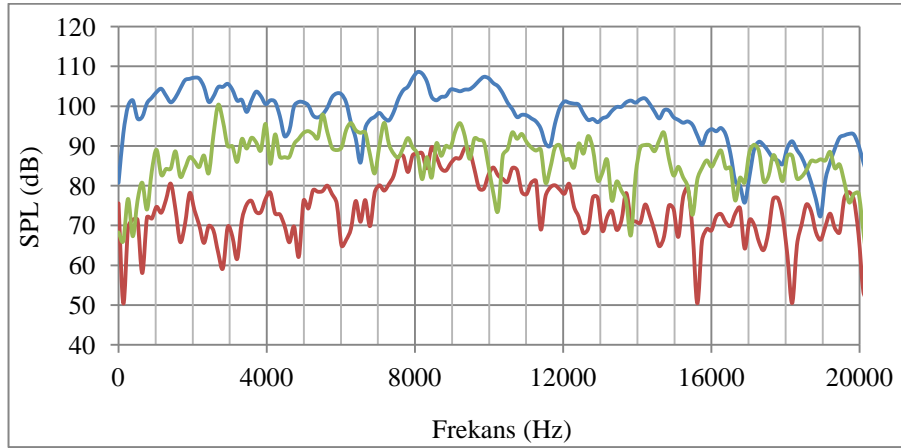
Şekil 2.39'da MP5 silahının tetik düşürme, ve mekanizma çarpma ses basıncının zamana göre değişimi grafiği yer almaktadır.



Şekil 2.39. (a) MP5 Silahının yalnızca tetik düşürme; (b) yalnızca mekanizma ses basıncının zamana göre değişimi

Şekil 2.37'de, susturucusuz olarak MP5 silahının atış ses basıncı seviyesi tepe değerinin 1217 Pa (156 dB), kapsül patlamasının 280 Pa (143 dB) olduğu, Şekil 2.39'da kuru tetik düşürmenin 14 Pa (117 dB) ve mekanizma çarpma ses basıncı tepe değerinin 39 Pa (125 dB) olduğu görülmektedir. Buradan, barutsuz fişğin yalnız kapsül patlaması bile sağlık için zararlı ses basınç seviyesine ulaştığı görülmektedir. Susturucular oluşan kapsül patlama ses basıncının da seviyesini azaltmaktadır.

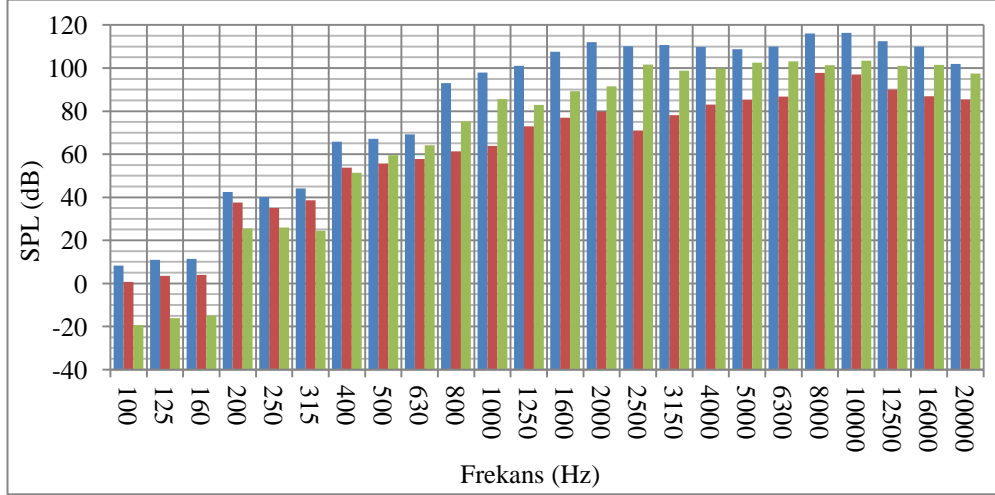
Şekil 2.40'da MP5 silahının kapsül patlama sesi, tetik sesi, mekanizma çarpma sesinin FFT analizi sonucu ses basınç seviyesinin frekansa göre değişimi verilmektedir.



Şekil 2.40. MP5 silahının kapsül patlama, tetik ve mekanizma çarpma sesinin FFT analizi sonucu ses basınç seviyesi, — kapsül patlama sesi, — tetik sesi, — mekanizma çarpma sesi

Şekil 2.40 incelendiğinde, MP5 silahının 20 kHz'e kadar olan tüm frekanslarda, tetik düşürme sırasında açığa çıkan SPL değerinin mekanizma çarpma ve kapsül patlatma sesinden daha düşük olduğu görülmektedir. 8 kHz ile 10 kHz aralığında tetik ve mekanizma çarpma sesi birbirine yakın ses basınç seviyesine sahiptir. 16,5 kHz frekansından sonra ise mekanizma çarpma sesi ile kapsül patlama sesi birbirine yakın basınç düzeyinde oluşmaktadır.

Şekil 2.41'de MP5 silahının kapsül patlama sesi, tetik sesi, mekanizma çarpma sesinin 1/3 oktav band grafiği yer almaktadır. Bu grafik incelendiğinde, 20 kHz'e kadar tüm oktav bantlarında kapsül patlama sesi diğer tetik ve mekanizma çarpma sesinden daha yüksek SPL değerine sahip olduğu görülmektedir. Bu durum, tepe ses basınç değerleri ile de uyumludur.



Şekil 2.41. MP5 Silahının yalnızca kapsül patlama, tetik ve mekanizma sesinin 1/3 oktav band grafiği, ■ Kapsül Patlama Sesi, ■ Tetik Sesi, ■ Mekanizma Sesi

2.5. Susturucuların STL Performansına Etki Eden Faktörler

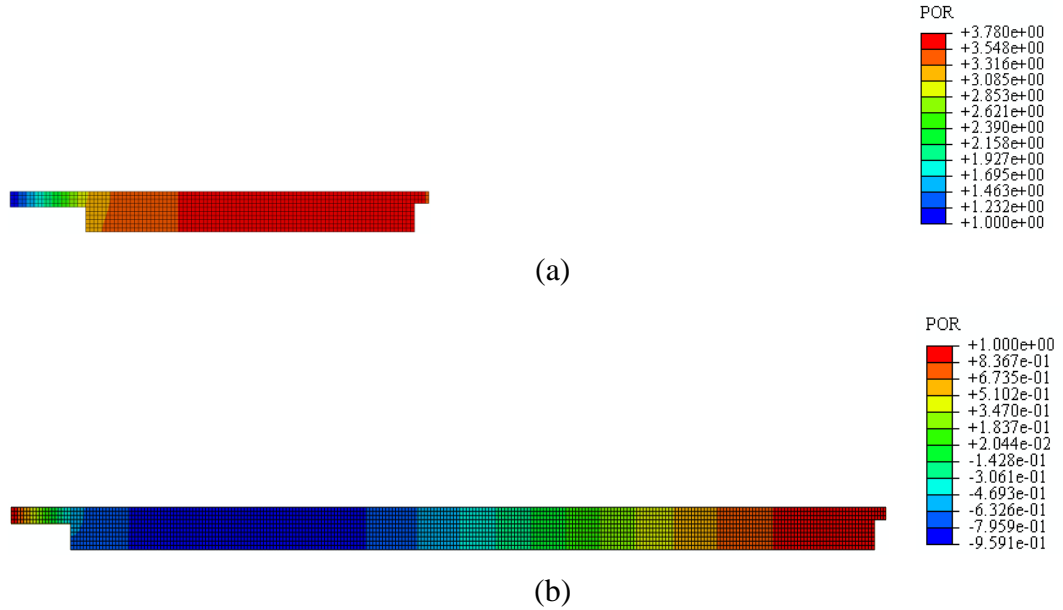
Susturucu tasarımı yapılırken, bazı kriterlerin belirlenmesi gerekmektedir. Susturucularda fonksiyon, ergonomi vb. etkiler nedeni ile kısıtlayıcı faktörler vardır. Susturucunun silahın kullanımını olumsuz hale getirmemesi gerekmektedir. Nişan hattını bozmaması, namlu balistiğini etkilememesi, fazla ağır olmaması, taşınmasının kolay olması, demonte edilip temizliğe imkan sağlaması ve mümkün olduğunca küçük olması vb. istenmektedir. Ayrıca, uzun ömürlü olması ve düşük maliyetli olması da yine istenen kriterlerdendir. Bunların yanında en iyi performans özelliğine sahip olması da susturuculardan beklenen kriterlerdendir. Bu durumda susturucu boyu, çapı, içerisine yerleştirilecek perdenin tipi ve sayısı da bu isteklerin sağlanması

için önem taşımaktadır. Aşağıda bazı kriterler ele alınmış olup, bu kriterlerin susturucunun performansına etkisi incelenmiştir.

2.5.1. Susturucu Boyunun STL'ye Etkisi

Susturucu boyu ne kadar kısa olursa, taşıma ve ağırlık açısından, kullanıcı için tercih sebebi olacaktır. Susturucu uzunluğunun performans etkisini görmek amacıyla, boyları farklı olan iki susturucunun STL analizleri yapılmıştır.

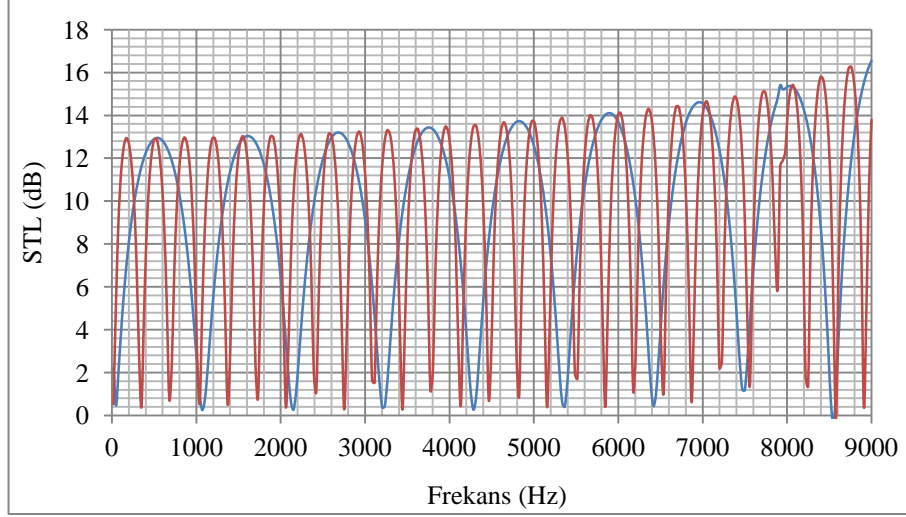
Şekil 2.42'de perdesiz susturucunun belirli bir andaki akustik basınç dağılımı görülmektedir. Aynı çaptaki iki susturucunun boyu 161 mm ve 500 mm olarak alınmıştır.



Şekil 2.42. Perdesiz Susturucu modeli FEA sonucu anlık ses basınç dağılımı (a) 161 mm, (b) 500 mm

Şekil 2.43'de, aynı çapta fakat 161 mm ve 500 mm boydaki iki perdesiz susturucunun frekansa göre STL değişimi görülmektedir. Grafik incelendiğinde, perdesiz susturucunun boyunun performansa etkisi bulunmamaktadır. Ancak aynı

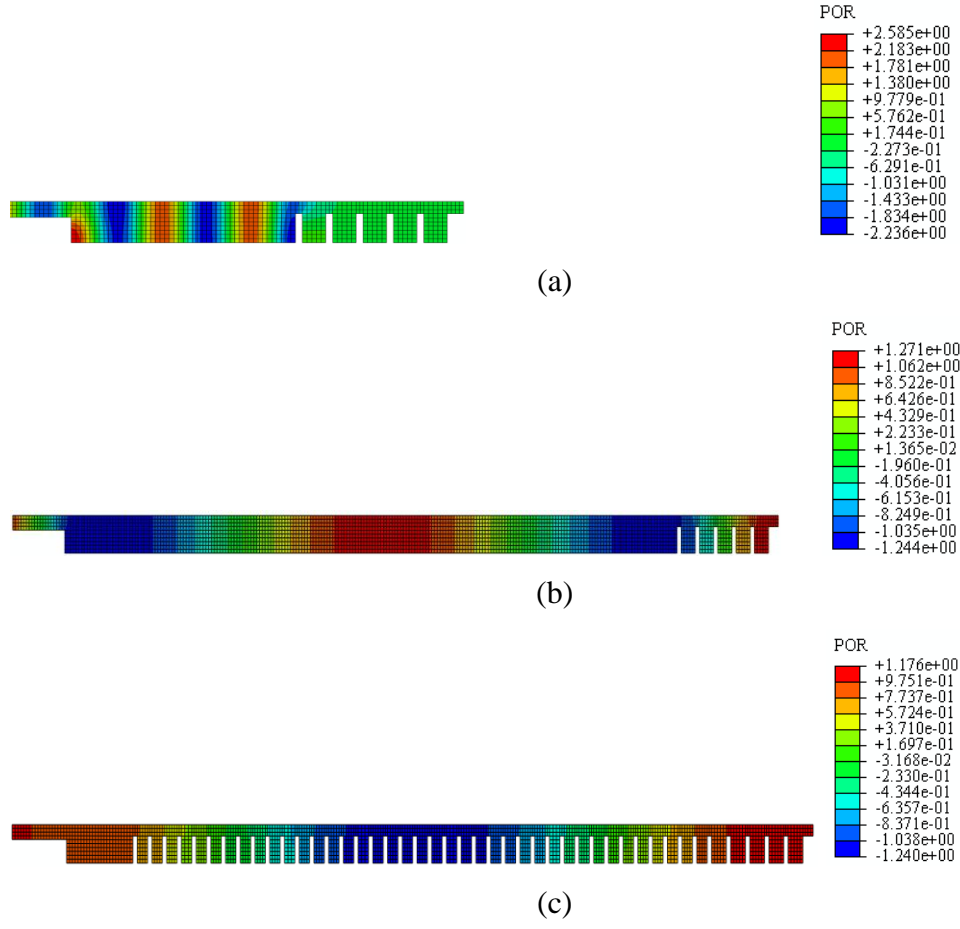
frekans bandında daha fazla rezonans oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum ise susturucu performansını önemli ölçüde etkilememektedir.



Şekil 2.43. Perdesiz 161 mm ve 500 mm boy susturucu FEA sonucu STL - Frekans grafiği, — 161 mm; — 500 mm

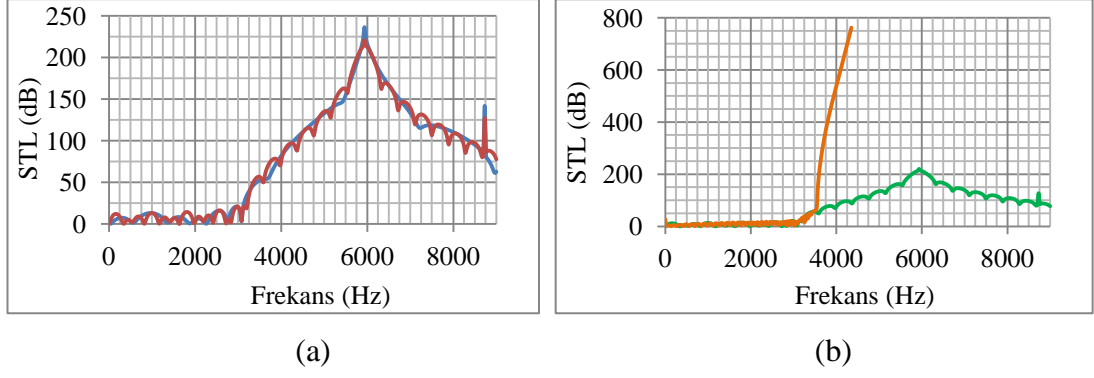
Şekil 2.44'de belirli bir andaki akustik basınç dağılımı görülmektedir. Bu susturucu modelinde 5 ve 45 adet düz perde için çözüm elde edilmiştir.

Aynı çapta farklı boy ve perde sayısına sahip üç susturucunun Şekil 2.44'de FEA modelleri görülmektedir.



Şekil 2.44. 5 adet Perdeli susturucu modeli FEA sonucu (a) boy 161 mm, 5 adet perde, (b) 500 mm, 5 adet perde (c) boy 500 mm, 45 adet perde

Şekil 2.44'de görülen susturucu modellerinin FEA sonucu elde edilen STL değişimleri Şekil 2.45'de görülmektedir.

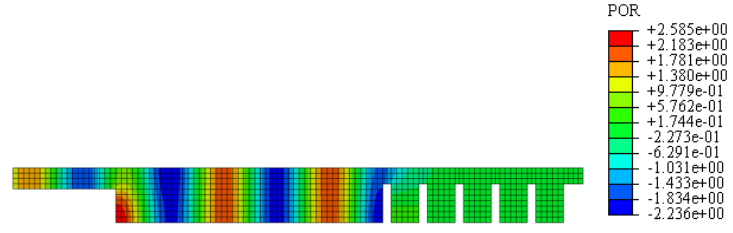


Şekil 2.45. Farklı boy ve perde sayılarına sahip susturucuların FEA sonucu STL - Frekans grafikleri (a) — 5 adet perde, 161 mm boy; — 5 adet perde, 500 mm boy; (b) — 5 adet perde, 500 mm boy, — 45 adet perde, 500 mm boy

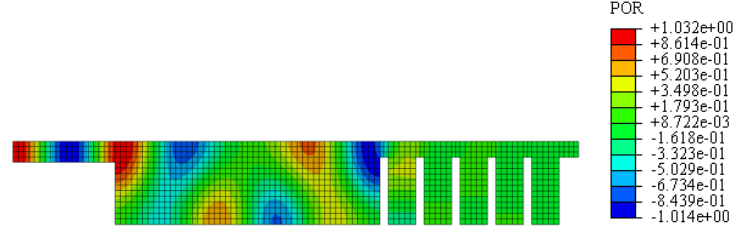
Şekil 2.45 (a) incelendiğinde, susturucunun boyunun çok fazla uzatılmasının akustik performansa olumlu katkısı bulunmadığı görülmektedir. (b)'de ise 500 mm uzunluğundaki iki susturucunun perde sayısının artırılmasının STL değerini 3200 Hz frekansından sonra artırdığı fakat, bu frekansın altında olumlu etkisinin olmadığı görülmektedir. Silah sesinin en yüksek olduğu frekans aralığının 1000-2000 Hz civarında olduğu göz önünde bulundurulduğunda, 500 mm uzunluğundaki bir susturucu ile 160 mm uzunluğundaki bir susturucunun 5 veya 45 perdeye sahip olmasının susturucu performansına olumlu katkısı bulunmamaktadır.

2.5.2. Susturucu Dış Çapının STL'ye Etkisi

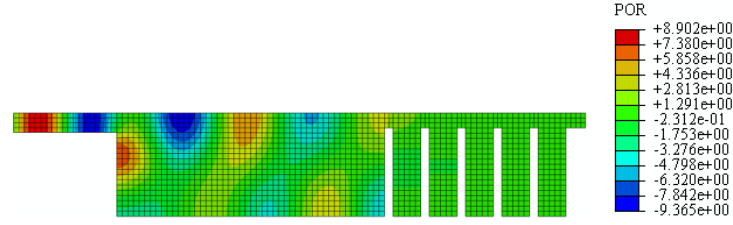
Susturucunun dış çapı da ağırlık, taşıma kolaylığı, nişan alma ve balistik açıdan önemli bir boyutsal kriterdir. Susturucunun dış çapı 39, 60 ve 80 mm alınarak analiz yapılmış ve bu çap değişiminin STL'ye olan etkisi incelenmiştir. Bu kısımda ele alınan susturucu modellerinde 5 perde bulunmaktadır. Şekil 2.46'da belirli bir anda susturucu içerisindeki akustik basınç dağılımı görülmektedir.



(a)



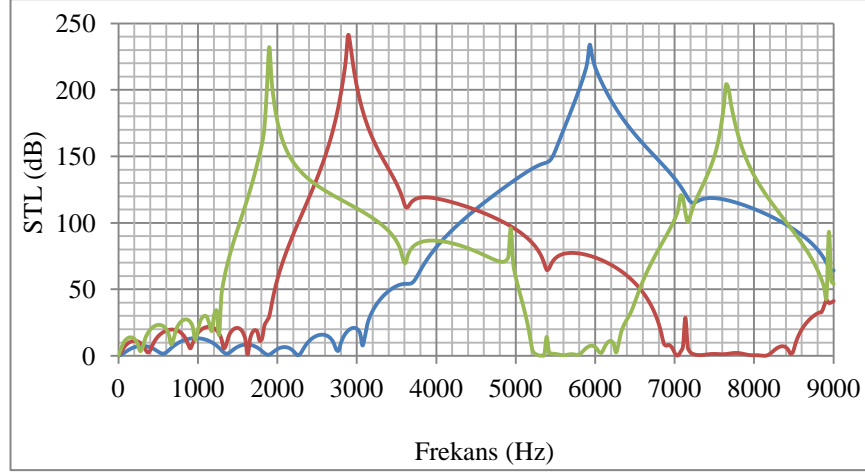
(b)



(c)

Şekil 2.46. 5 adet perdeli, 3 farklı çaptaki susturucuların FEA sonucu anlık akustik basınç dağılımı (a) 39 mm; (b) 60 mm; (c) 80 mm

Şekil 2.47'de, boyu 161 mm ve dış çapı 39, 60 ve 80 mm olan susturucuların frekansa göre STL değişimi görülmektedir.

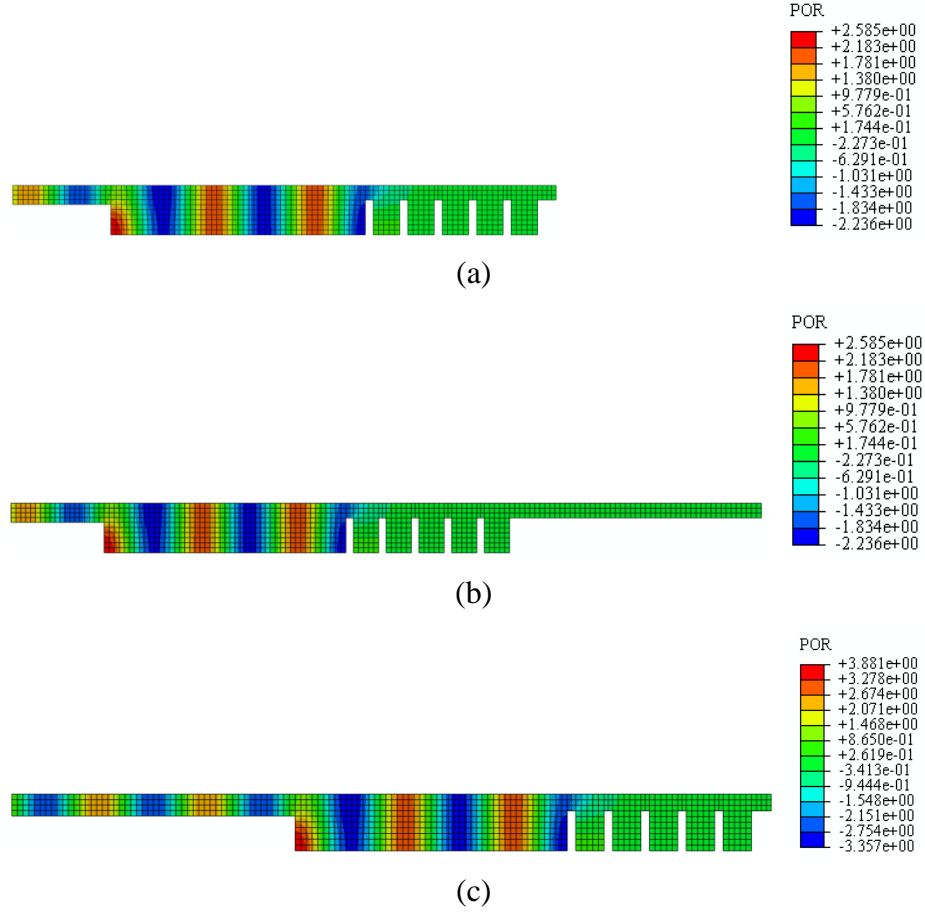


Şekil 2.47. 5 adet perdeli, 3 farklı çaptaki susturucuların FEA sonucu STL - Frekans grafiği, — Çap 39 mm; — Çap 60 mm; — Çap 80 mm

Şekil 2.47 incelendiğinde, susturucu çapının büyümesi ile susturucunun STL grafiğinin düşük frekanslara doğru kaydığı görülmektedir. Bu da çapın büyümesi ile susturucunun düşük frekanslarda daha etkili olacağını göstermektedir. MP5 silahının atış ses karakteristiği göz önünde bulundurulduğunda, susturucudan beklenen etkili frekansların düşük frekanslar olması nedeni ile, tasarımlarda, çapın mümkün olduğunca büyük seçilmesi fayda sağlayacaktır. Susturucu çapının 39 mm olduğu modelde etkin STL değerine sahip olunan frekans 6000 Hz bandında iken, çapın 80 mm olması durumunda etkin frekans bandı 2000 Hz olmaktadır.

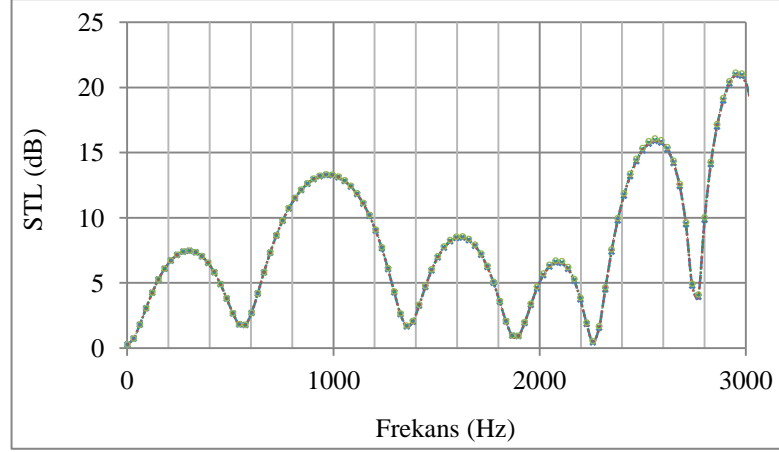
2.5.3. Giriş ve Çıkış Borusunun Uzunluğunun STL'ye Etkisi

Çalışmanın bu kısmında, susturucunun giriş ve çıkış borusunun uzunluğunun STL grafiğine etkisini incelemek için üç farklı analiz modeli oluşturulmuştur. Çıkış borusunu 7 ve 100 mm uzunluğunda olduğu, giriş borusunun 37 ve 100 mm olduğu durum için analizler gerçekleştirilmiştir. Susturucularda 5 adet düz perde bulunmaktadır.



Şekil 2.48. 5 düz perdeli susturucu FEA çözümü (a) giriş 37 mm - çıkış 7 mm; (b) giriş 37 mm - çıkış 100 mm ve (c) giriş 100 mm - çıkış 37 mm

Şekil 2.48'de belirli bir anda susturucunun akustik basınç dağılımı görülmektedir. Şekil 2.49'da, giriş borusunun 37 mm veya 100 mm; çıkış borusunun 37 mm veya 100 mm olduğu, 5 düz perdeli susturucuların frekansa göre STL değişimi görülmektedir.



Şekil 2.49. 5 düz perdeli susturucu için STL - Frekans grafiği --- giriş 37 mm - çıkış 7 mm; giriş 37 mm - çıkış 100 mm ve -.-.- giriş 100 mm - çıkış 37 mm

Şekil 2.49 incelendiğinde, susturucu giriş borusunun 37 mm ve 100 mm olan; çıkış borusunun 37 mm ve 100 mm olması durumunda susturucunun STL performansında herhangi bir değişiklik meydana gelmediği görülmektedir.

2.6. Perde Konumu ve Sayısının Susturucuların Akustik Performansına Olan Etkisinin İncelenmesi

Çalışmanın bu kısmında düz perdeli susturucularda perde sayısı ile konumunun, susturucunun STL ve IL performansı üzerine etkisi incelenmiştir.

Bu amaçla önce, perde sayısı ve konumu önceden belirlenmiş olan susturucuların FEA modelleri oluşturulmuştur ve gerçekleştirilen akustik analiz sonucunda STL grafikleri elde edilmiştir.

Sonra FEA sonuçları elde edilen susturucu modellerin üretimi gerçekleştirilmiş, üretilen modeller ile STL deney sistemi kullanılarak deneyleri yapılmıştır. Her bir model için STL - Frekans değişimleri grafik olarak elde edilmiştir.

Susturucu modellerinin analiz sonuçları ve STL deney sonuçları aynı grafikte gösterilerek, birbiri ile uyumu incelenmiştir. Son aşamada, ise üretilen susturucu modelleri ile atış testleri ve ses ölçüm deneyleri yapılarak, tepe ses basınç seviyesi ve frekansa göre IL değişimi grafikleri elde edilmiştir.

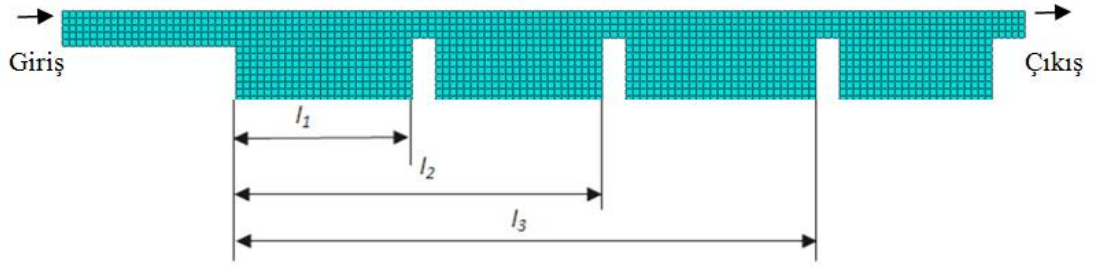
Bu kısımdaki susturucu modellerinin boyutları birbiri ile aynı olup, genişleme odası uzunluğu 165 mm ve çapı 40 mm.dir. Giriş ve çıkış borularının uzunluğu 37 mm ve 7 mm olup, çapı ise 10 mm.dir.

2.6.1. Susturucu Modellerinin STL Değişiminin İncelenmesi

Susturucuların FEA modelleri iki boyutlu aksenal simetrik olarak oluşturulmuştur. Analiz modelinin eleman tipi, boyutu, akustik basınç yükü verilmesi ve sınır şartları Bölüm 2.2.2'deki gibi alınmıştır. Akustik ortamın malzeme özellikleri Çizelge 2.1'e göre belirlenmiştir.

Farklı sayı ve konumda perdelerle sahip olan susturucuların analizleri yapılmış ve daha sonra testleri gerçekleştirilmiştir.

Prototip modellerde düz perde kullanılmış olup, perdelerin sayısı ve konumları birbirinden farklıdır. Perdeler susturucu içerisinde, girişe yakın, ortaya yakın veya çıkışa yakın olmak üzere belirli konumlara yerleştirilmiştir. Üç perdeli ve girişten l_1 , l_2 ve l_3 konumlarına yerleştirilen bir susturucunun sonlu elemanlar analiz modeli Şekil 2.50'de görülmektedir.

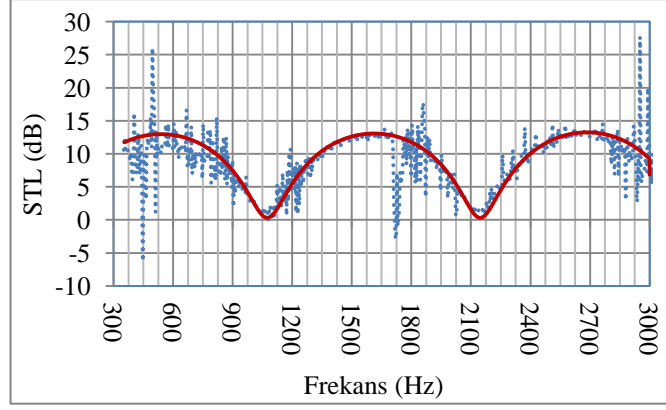


Şekil 2.50. Girişten l_1 , l_2 ve l_3 mesafelerine yerleştirilen 3 perdeli susturucunun FEA modeli

Şekil 2.50'de görülen parametrik susturucu modellerinin perde sayısı ve konumları Çizelge 2.3'de verilmektedir. Model-1 ile tanımlanan susturucu perdesiz olup, Model-10 ile tanımlanan susturucu ise 3 adet perdeye sahiptir ve perdeler, susturucunun girişinden 10 mm, 25 mm ve 40 mm uzaklıkta konumlandırılmışlardır.

Çizelge 2.3. Susturucu modelleri ile bu modellere ait perde sayısı ve konumları çizelgesi.

Susturucu Model No	Perde Sayısı	l_1	l_2	l_3
1	0	0	0	0
2	1	37,5	0	0
3	1	78	0	0
4	1	118,5	0	0
5	2	37,5	78	0
6	2	78	118,5	0
7	2	37,5	118,5	0
8	3	37,5	78	118,5
9	3	116	131	146
10	3	10	25	40

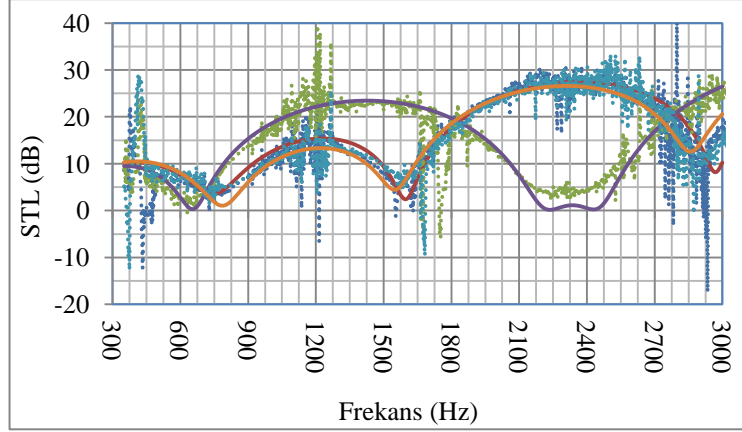


Şekil 2.51. Perdesiz Model-1 Susturucunun FEA ve deneysel sonuçlarla elde edilen STL - Frekans grafiği, — FEA; — Deneysel

Şekil 2.51'de Model-1 perdesiz susturucunun, FEA ve deney sonucu elde edilen STL değerlerinin frekansa göre değişimi görülmektedir. Şekil 2.51'de görüleceği gibi Model-1 perdesiz susturucunun FEA ve deney sonucu elde edilen STL değerlerinin frekans bantlarına göre değiştiği ve performansının en iyi olduğu frekans bantlarında bile 13 dB değerine ancak ulaştığı görülmektedir. 1100 ve 2150 Hz frekanslarında rezonans meydana geldiği ve bu frekanslarda STL değerinin sıfır olduğu görülmektedir.

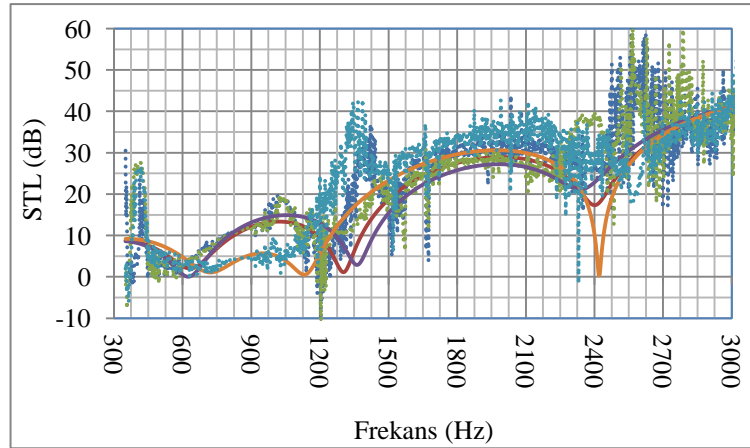
Şekil 2.52'de bir perdeli susturucu modelleri olan Model 1-3'ün, FEA ve deney sonucu elde edilen STL değerlerinin frekansa göre değişimi görülmektedir.

Bir perdeli susturucular için perde pozisyonunun STL üzerine etkisi Şekil 2.52'de görülmektedir. Perde girişe ve çıkışa yakın olduğu durumda STL-Frekans eğrileri birbirine oldukça yakın bir seyir izlemektedir. 700 Hz - 1800 Hz aralığında, perdenin girişe veya çıkışa yakın olduğu duruma göre, ortada iken daha iyi bir performans gösterdiği fakat, 1800-2800 Hz aralığında daha kötü bir STL değeri gösterdiği anlaşılmaktadır.



Şekil 2.52. Farklı perde konumlarındaki bir perdeli susturucuların FEA ve deneysel olarak elde edilen STL - Frekans grafiği, — FEA Model-2, Deneysel Model-2, — FEA Model-3, Deneysel Model-3, — FEA Model-4, Deneysel Model-4

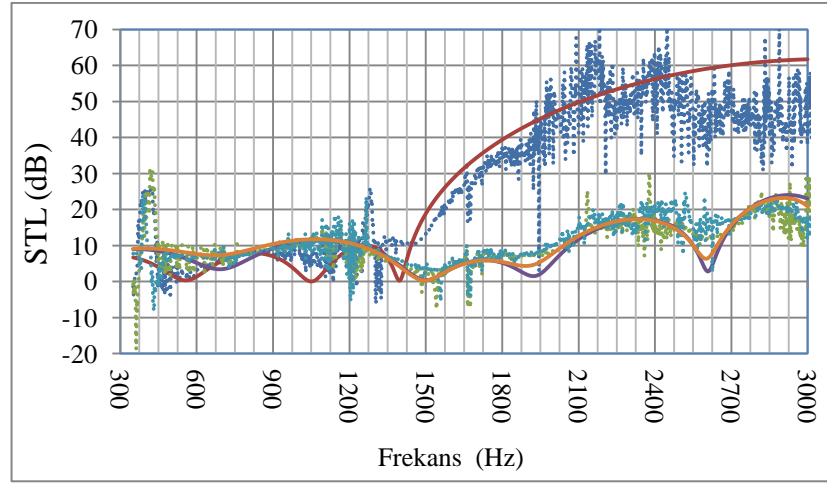
Şekil 2.53'de, iki perdeli susturucu modelleri olan Model-5-7'nin, FEA ve deney sonucu elde edilen STL değerlerinin frekansa göre değişimi görülmektedir.



Şekil 2.53. Farklı perde konumlarındaki iki perdeli susturucunun FEA ve deneysel olarak elde edilen STL - Frekans grafiği, — FEA Model-5, Deneysel Model-5, — FEA Model-6, Deneysel Model-6, — FEA Model-7, Deneysel Model-7

Şekil 2.53 incelendiğinde, Model 5 ve 6'nın STL değişimi birbirine oldukça yakın bir eğilim göstermektedir. Model 7'nin STL değeri, diğer susturucu modellerine göre, 650-1200 Hz frekans aralığında daha düşük, 1250-1850 Hz arası ise daha yüksektir.

Şekil 2.54'de üç perdeli susturucu modelleri olan Model-8-10'un, FEA ve deney sonucu elde edilen STL değerlerinin frekansa göre değişimi görülmektedir.



Şekil 2.54. Farklı perde konumlarındaki üç perdeli susturucununun FEA ve deneysel olarak elde edilen STL - Frekans grafiği; — FEA Model-8, Deneysel Model-8, — FEA Model-9, Deneysel Model-9, — FEA Model-10, Deneysel Model-10

Şekil 2.54'de Model 9 ve 10'un STL değişimi birbiri ile oldukça yakın bir eğilim göstermektedir. Model 8 ise 350-1400 Hz frekans aralığında daha düşük bir STL değerine sahiptir ve 1400 Hz den sonra diğer susturucu modellerine göre 30-60 dB değeri ile çok daha iyi bir performans göstermektedir.

Şekil 2.51-54'deki STL grafikleri incelendiğinde, FEA ve deneysel sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Ayrıca, susturucu performansının frekans bantlarına göre farklılık gösterdiği görülmektedir. 3000 Hz'e kadar olan rezonans frekansları ve ulaşılan maksimum STL değerleri Çizelge 2.4'de verilmektedir.

Çizelge 2.4. Susturucu modelleri ile bu modeller için elde edilen maksimum STL değerleri ve Rezonans Frekansları.

Model No	Rezonans Frekansları (Hz)	Maksimum STL (dB)
1	1100, 2150	13
2	750, 1600, 2950	27
3	650, 2350	25
4	800, 1550, 2850	25
5	650, 1300, 2400	40
6	600, 1350, 2350	40
7	720, 1120, 2420	40
8	550, 1050, 1400	60
9	700, 1500, 1950, 2600	25
10	700, 1500, 1950, 2600	25

Çizelge 2.4'ten de görüleceği gibi, perde sayısı arttıkça, rezonans sayısı ve belirli perde konumu için maksimum STL değerleri yükselmektedir. Perde sayısı artmasına rağmen üç perdeli susturuculardan perdeleri girişe ve çıkışa yakın yerleştirilen susturucularda maksimum STL değerlerinde düşüş meydana gelmektedir.

Tasarlanan bu 10 model susturucu içerisinde en iyi STL performansını Model 8 göstermektedir. Çizelge 2.4'de görüleceği gibi Model 8'de 550 Hz, 1050 Hz ve 1400 Hz frekanslarında rezonans meydana gelmektedir. 1350 Hz'e kadar 10-15 dB seviyesinde olan STL değeri, 1400 Hz üzerinde 60 dB seviyesine çıkmaktadır.

Bu durum FEA ile deney sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Perde sayısı ve konumunun susturucu performansında önemli etkisi bulunmaktadır. Bu etki, maksimum STL değeri, etkili olunan frekans aralığı ve rezonans frekansları üzerinedir.

2.6.2. Susturucuların Performansının Atış Ses Ölçüm Deneyi ile İncelenmesi

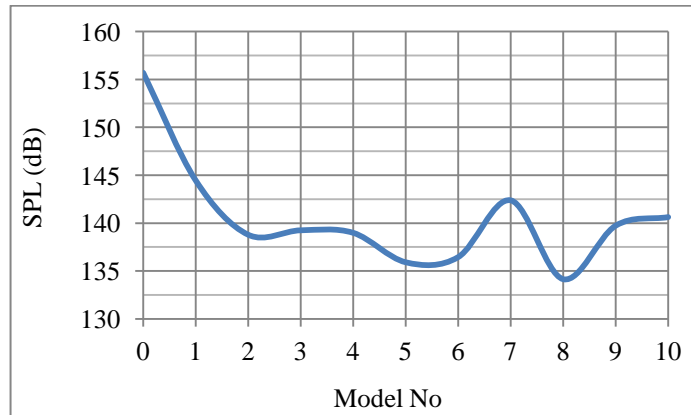
Perde sayısına ve konumuna göre Çizelge 2.3'de verilen konfigürasyonlardaki susturucular ile atış sesi ölçme deneyi gerçekleştirilmiştir. Deneyler Bölüm 2.4.2'de belirtilen şartlara uygun olarak yapılmış ve atış sesleri kulak hizası mikrofonu yardımı ile kaydedilmiştir.

IL analizlerinin birbiri içinde karşılaştırılması performans belirlemede önemli bir yöntem olduğundan, susturucu modellerinin IL analiz sonuçları grafik olarak elde edilmiştir. IL, susturucu takılı değilken ses kaynağının yaydığı ses gücü ile susturucu takılı iken yaydığı ses gücü arasındaki farktır.

$$IL = L_{W_1} - L_{W_2} = 10 \log_{10}(W_1 / W_2) \quad 2.172$$

Eşitlik (2.172)'de L_{W_1} , L_{W_2} susturucu takılmamış ve takılmış olan sistemlerin ses gücü düzeyi, W_1 ve W_2 susturucu takılmamış ve takılmış olan sistemlerin akustik gücüdür.

Şekil 2.55'de farklı sayı ve pozisyonda perdeye sahip olan model susturucuların tepe ses basınç seviyesi değerleri verilmiştir.



Şekil 2.55. Susturucuların perde sayısının ve konumunun tepe SPL'ye olan etkisi

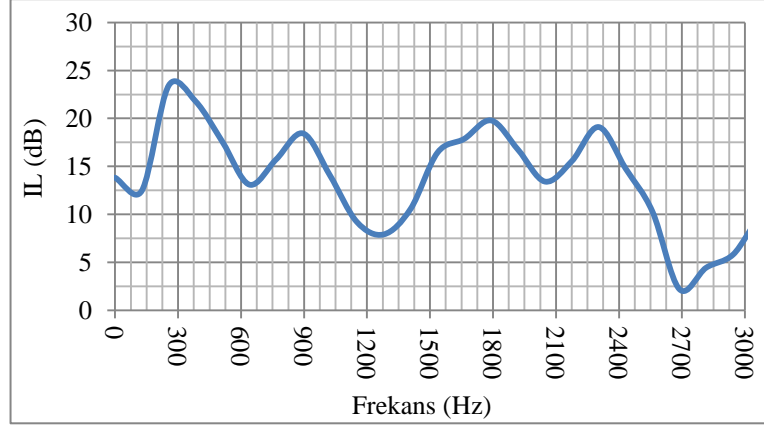
Şekil 2.55'den görüleceği gibi susturucusuz (Model-0) atış yapıldığında MP5 silahının kulak hizasında ölçülen tepe ses basınç düzeyi 155,6 dB iken, perdesiz susturucu (Model-1) ile 144 dB, 3 perdeli susturucu (Model-8) ile 134 dB olmaktadır. Perde sayısı arttıkça uygun perde konumu için ses düzeyinde azalma meydana gelmektedir.

Susturucu modellerine ait atış ses ölçüm sonucu elde edilen tepe ses basınç seviyelerinin gösterildiği Şekil 2.55 ile STL analizi sonucu elde edilen maksimum değerleri gösteren Çizelge 2.4 incelendiğinde sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Atış testi sonrasında Model-1'in 144,5 dB ile en yüksek SPL değerine ve 13 dB ile en küçük maksimum STL değerine sahip olduğu görülmektedir. Atış testi sonrasında Model-8'in 134 dB ile en düşük SPL değerine ve 60 dB ile en büyük maksimum STL değerine sahip olduğu görülmektedir.

FFT Analizleri:

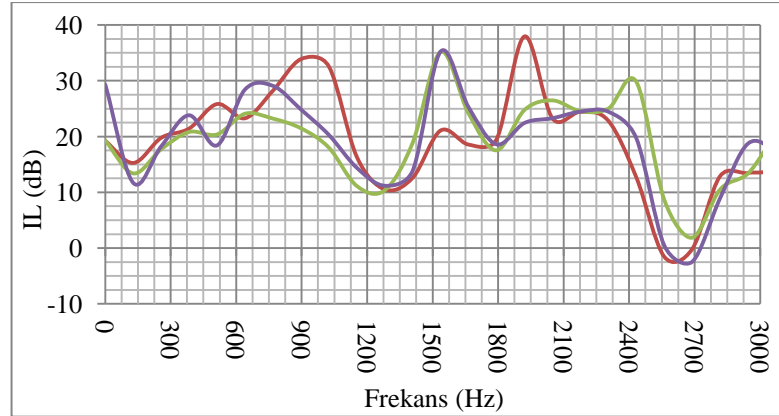
Atış testi sonuçlarının zamana göre tepe ses basınç seviyesinin ölçümü yanı sıra, frekansa göre ses seviyelerinin görülmesi ve STL deney sonuçları ile karşılaştırmanın yapılabilmesi için zamana göre SPL değerlerinin FFT analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analiz için, 10 ms lik bir zaman dilimi alınmıştır.

Her bir susturucu modelinin FFT analiz sonucunun susturucusuz silahın FFT analiz sonucundan çıkarılması ile elde edilen IL grafikleri Şekil 2.56 - 2.59'da gösterilmektedir. Elde edilen IL grafikleri sayesinde, susturucuların her bir frekans için performans değerlerinin görülmesi mümkün olmaktadır.



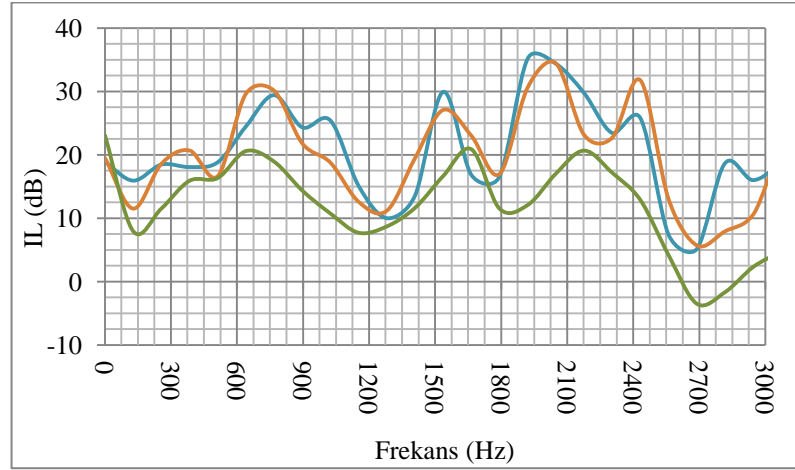
Şekil 2.56. Model-1 susturucu ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği

Şekil 2.56'da Model-1 susturucunun IL değerinin frekansa göre değişim grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde perdesiz Model-1 susturucunun 1150 Hz ile 1400 Hz arasında ve 2560 Hz ile 3000 Hz arasında 10 dB'nin altında IL değerine sahip olduğu görülmektedir. Diğer frekans aralıklarında IL değeri 10 dB'nin üzerindedir.



Şekil 2.57. Bir perdeli susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği, — Model-2; — Model-3; — Model-4

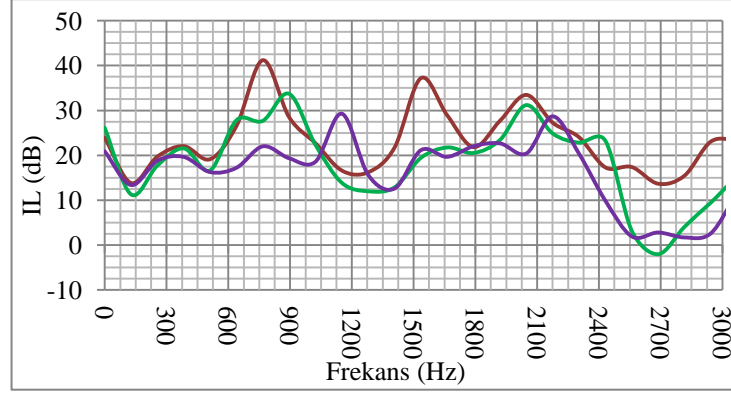
Şekil 2.57'de Model-2, 3 ve 4 susturucuların IL değerinin frekansa göre değişim grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde, bir perdeli Model 2, 3 ve 4 susturucuların 2475 Hz ile 2850 Hz arasında 10 dB'nin altında IL değerine sahip olduğu görülmektedir. Diğer frekans aralıklarında IL değeri 10 dB'nin üzerindedir.



Şekil 2.58. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği, — Model-5; — Model-6; — Model-7

Şekil 2.58'de Model-5, 6 ve 7 susturucuların IL değerinin frekansa göre değişim grafiği görülmektedir. Grafik incelendiğinde, iki perdeli Model-5 ve 6 susturucunun, 2700 Hz bandı hariç, her frekans için 10 dB'nin üzerinde IL değerine sahip olduğu görülmektedir. Ancak, Model-7 susturucu 2450 Hz ile 3000 Hz arasında, bazı frekanslarda 0 dB olmak üzere, 10 dB'nin altında bir IL değerine sahiptir.

Şekil 2.59'da Model-8, 9 ve 10 susturucuların IL değerinin frekansa göre değişim grafiği görülmektedir. Grafikten, üç perdeli Model-8 susturucunun her frekans için 14 dB'nin üzerinde IL değerine sahip olduğu görülmektedir. Ancak, Model-9 ve 10 susturucu 2400 Hz ile 3000 Hz arasında, bazı frekanslarda 0 dB olmak üzere, 10 dB'nin altında bir IL değerine sahiptir.



Şekil 2.59. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği,
— Model-8; — Model-9; — Model-10

Çizelge 2.5'de susturucu modellerinin atış sonucu elde edilen IL değerlerinin maksimum ve minimum seviyeleri yer almaktadır. Şekil 2.56-59'da verilen IL grafikleri kullanılarak elde edilen bu çizelgede, oluşan rezonans sayısı ve frekansları da gösterilmektedir.

Çizelge 2.5. Susturucu modellerinin rezonans frekansları ve maksimum/minimum IL değerleri

Model No	Rezonans Sayısı	Rezonans Frekansları (Hz)	Maksimum IL (dB)	Minimum IL (dB)
1	5	128, 640, 1280, 2050, 2690	23	2
2	6	128, 640, 1280, 1660, 2050, 2600	38	0
3	6	128, 512, 1280, 1790, 2180, 2690	35	2
4	5	128, 512, 1280, 1790, 2690	35	0
5	7	128, 896, 1280, 1790, 2300, 2690, 2940	36	5
6	6	128, 512, 1280, 1790, 2300, 2700	35	6
7	4	128, 1150, 1790, 2700	21	0
8	5	128, 512, 1280, 1790, 2700	41	14
9	7	128, 512, 750, 1300, 1800, 2300, 2700	34	0
10	7	128, 512, 1020, 1410, 1660, 2050, 2560	29	2

Çizelge 2.5 incelendiğinde, Model-8 susturucunun maksimum ve minimum IL değeri 41 ve 14 dB ile diğer modellere göre en yüksek değere sahiptir. Model-8'de 5 adet rezonans oluşmaktadır. Çizelgeden, Model-1 ve 7'nin en düşük IL değerine sahip olduğu görülmektedir.

Bu çalışmada, susturucuların performanslarının karşılaştırılmasında deneyler sonucu elde edilen STL ve IL grafiklerinin RMS değerleri de dikkate alınmıştır. Bu yüzden Çizelge 2.6'da susturucu modellerinin STL deney ve atış testi sonucu elde edilen IL grafiklerinden hesaplanan RMS değerlerine yer verilmiştir. Susturucuların tepe ses basınç seviyesi de yine bu çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.6. Susturucu modellerinin STL RMS, IL RMS ve tepe SPL değerleri çizelgesi

Model No	STL RMS (dB)	IL RMS (dB)	Tepe SPL (dB)
1	10,3	5,1	144,5
2	17,8	7,4	138,8
3	16,3	7,1	139,3
4	17	7,3	139
5	22,7	7,6	135,9
6	22,7	7,4	136,5
7	23,3	4,9	142,4
8	36,6	8,4	134,2
9	11,7	7,7	139,7
10	11,9	6,3	140,6

Çizelge 2.6 incelendiğinde Model-8'in tepe ses basınç seviyesi 134,2 dB olup, diğer susturuculara göre en az ses seviyesine sahiptir. Aynı şekilde, STL RMS değeri 36,6 dB ve IL RMS değeri 8,4 dB olup, en yüksek değere sahiptir. Model-8 susturucunun

en iyi performansa sahip olduğu gör÷lmektedir. Çizelgeden, IL RMS değerlerinin tepe SPL değerleri ile uyum sağladığı gör÷lmektedir. IL RMS sonucunun yüksek olduğu susturucu modelinin tepe SPL değeri ise düşük olduğu gör÷lmektedir. Bununla beraber, STL RMS değerinin yüksek olduğu modelin IL RMS değerinin de yüksek olması gerekmektedir fakat, hesaplamalarda yapılan kabuller ve ölçme sırasındaki hata kaynakları nedeni ile elde edilen STL ve IL sonuçlarında bazı uyumsuzluklar bulunmaktadır. Bu uyumsuzluk, iki perdeli susturucular arasında Model-7'nin diğer Model-5 ve 6'dan daha yüksek STL RMS değerine sahip olmasına karşılık, daha düşük IL RMS değerine sahip olmasıyla ortaya çıkmaktadır.

Frekans bantları göz önünde bulundurulduğunda, perde sayısının artırılmasıyla STL performansının arttığı, buna göre üretimi yapılan susturucu takılı silah ile atış yapıldığında elde edilen IL değerinin de benzer artış gösterdiği gör÷lmektedir. En iyi STL performansına sahip olan susturucunun aynı zamanda en iyi IL performansını gösterdiği gör÷lmüştür. IL performansı en yüksek olan susturucu ile yapılan atışlarda ölçülen tepe ses basınç değerinin de diğer susturuculara göre daha az olduğu gör÷lmüştür.

2.7. Susturucu Prototipleri ile İlgili Çalışmalar

Bu tez çalışmasında, susturucu performansını etkileyen kriterler ve susturucuların testleri ile elde edilen STL ve IL değerlerinin değerlendirilmesi sonucunda 3 adet susturucu prototip tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan bu susturucuların ABAQUS programı kullanılarak FEA ile STL ve explicit analizleri ve çıkış borusundaki bir noktadaki SPL grafikleri elde edilmiştir. Daha sonra bu prototiplerin üretimi yapılmış ve deneyleri gerçekleştirilmiştir. Aşağıda, prototip susturucuların analiz ve deneysel çalışmalar ve sonuçları yer almaktadır.

2.7.1. Prototip Susturucuların Tasarımı

Bu tez çalışmasında, perde sayısı ile konumunun etkisi vb. performans kriterleri ve literatürde yer alan tasarım örnekleri göz önünde bulundurularak 3 adet susturucu prototip tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Birinci prototip (Prototip-1), perfore delikli bir boru elemana sahip olduğundan, analiz modeli 3D olarak oluşturulmuştur. Ayrıca, bu prototip, 4 düz perde ve 5 genişleme odasından meydana gelmektedir.

Perde tipinin susturucu performansına etkisinin araştırılması için yapılan analizler sonucunda, uzatma borulu perdelerin en iyi sonuçları verdiği görülmüş ve bu nedenle ikinci prototip (Prototip-2), bu tip perdelerden oluşmaktadır. Ayrıca, bu model, 7 uzatma borulu perde ve 8 genişleme odasından meydana gelmektedir. Eksenel simetrik modellemeye uygun olduğu için, Prototip-2'nin analiz modeli, 2D olarak oluşturulmuştur.

Üçüncü prototip (Prototip-3) uzatma borulu giriş ve uzatma borulu perdelerden oluşmaktadır. Bu susturucu modeli 4 uzatma borulu perde ve 5 genişleme odasından meydana gelmektedir. Eksenel simetrik modellemeye uygun olduğu için, Prototip-3'ün analiz modeli, 2D olarak oluşturulmuştur.

2.7.2. Prototip Susturucuların Sonlu Elemanlar Metodu ile Akustik Analizi

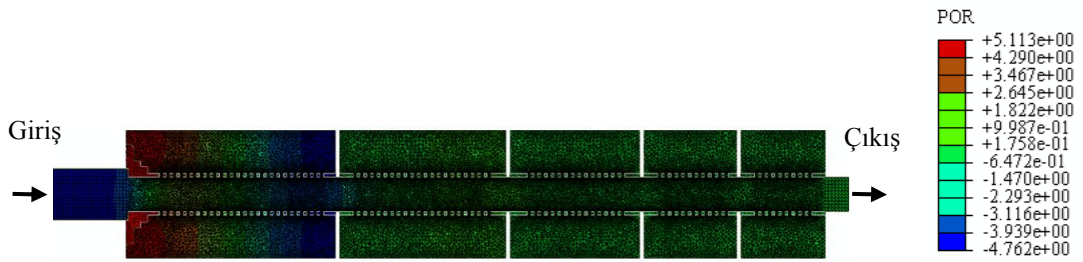
İlk olarak, prototip susturucu modellerinin STL analizleri yapılmış ve daha sonra silah sesi datası girişte başlangıç şartı olarak verilerek explicit akustik analizleri yapılarak, susturucunun çıkış borusundaki bir noktadaki ses basıncının zamana göre değişimleri elde edilmiştir.

Prototip Susturucuların STL Analizleri:

Prototip susturucuların STL analizleri için FEA modelinde akustik ortamın hava olduğu kabulü yapılmıştır. Hava durağan ve malzeme özellikleri Çizelge-1'deki gibi alınmıştır.

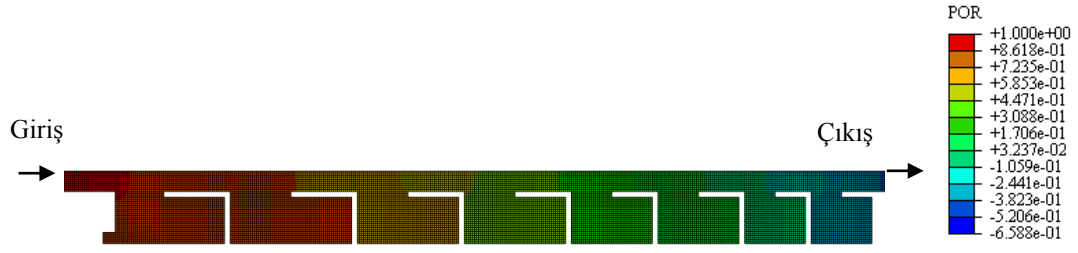
Prototip-1 susturucu aksel simetrik olmadığından, 3D FEA modeli oluşturulmuştur. Prototip-2 ve 3 aksel simetrik olduğundan, modelde akustik eleman tipi dört düğüm noktalı, doğrusal aksel simetrik, dört yüzlü ACAX4 olarak belirlenmiştir. Model 13950 eleman ve 14880 düğüm noktasından oluşmaktadır. 2D aksel simetrik susturucu modelinde eleman büyüklüğü 0,5 mm alınmıştır. Sonlu elemanlar analiz modelinde, susturucu çıkışının düzlemsel ve yansız olduğu kabulü yapılmıştır. Girişte ise 1 Pa genlikte sürekli ses basıncı uygulanmıştır. Çözüm frekans bandı 3000 Hz'e kadar alınmıştır. Çözüm adımı bu frekans bandında oluşturulmuştur.

Prototip-1 susturucu aksel simetrik olmadığından, üç boyutlu olarak modellenmiştir. Şekil 2.60'da, 1 nolu prototipin akustik basıncının anlık değişimi verilmiştir.



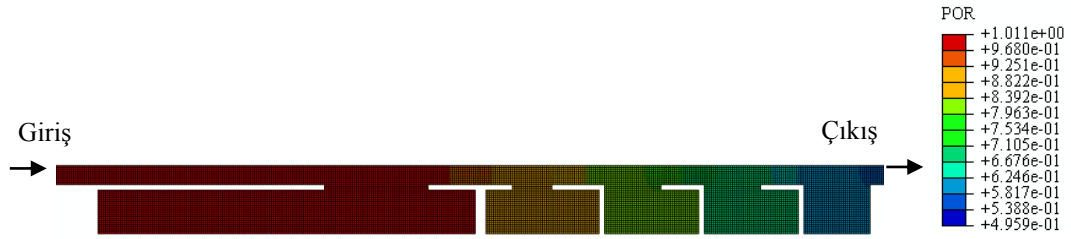
Şekil 2.60. Prototip-1 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Prototip-2 susturucunun sonlu elemanlar analiz modeli aksel simetrik iki boyutlu olarak yapılmıştır. Şekil 2.61'de, 2 nolu prototipin analiz sonucu akustik basınç değişimi görülmektedir.



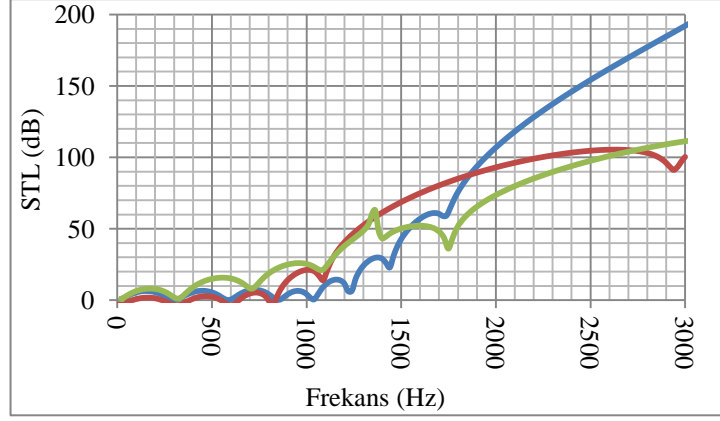
Şekil 2.61. Prototip-2 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Prototip-3 susturucunun sonlu elemanlar analiz modeli eksenal simetrik iki boyutlu olarak yapılmıştır. Şekil 2.62'de, 3 nolu prototipin analiz sonucu akustik basınç değişimi görülmektedir.



Şekil 2.62. Prototip-3 susturucunun STL analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Tasarlanan prototip susturucuların sonlu elemanlar analizi sonucunda frekansa bağlı STL grafikleri elde edilmiştir. Şekil 2.63'de, elde edilen STL grafikleri verilmektedir.



Şekil 2.63. Prototip-1, 2 ve3 susturucuların STL analizi sonuç grafiği, — Prototip-1, — Prototip-2, — Prototip-3

Şekil 2.63 incelendiğinde, prototiplerin STL değerleri, 1500 Hz'den daha yüksek frekanslarda 30 - 192 dB arasında değişmektedir. Bu değerler çok iyi bir performans özelliği sağlamaktadır. Prototip 1'in STL değerinin 800 Hz'den daha düşük frekanslarda ortalama 4 dB olduğu, Prototip 2'nin 1100 Hz'den daha yüksek frekanslarda daha iyi olduğu ve Prototip 3'ün ise 1500 Hz'den daha düşük frekanslarda daha iyi değere sahip olduğu görülmektedir.

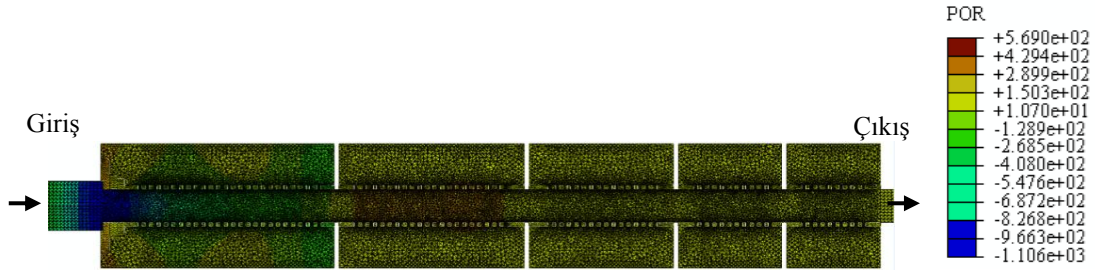
Prototip Susturucuların Explicit Analizleri:

Analiz modelinde susturucuların giriş ve çıkışının düzlemsel yansımasız olduğu kabulü yapılmıştır. Giriş basıncı olarak MP5 silahının susturucusuz olarak atışında kulak hizası mikrofonunun kaydettiği (Şekil 2.37'de verilen) darbe gürültüsü yük olarak uygulanmıştır. 5 ms süre zarfında meydana gelen atış gürültüsü, ilgili askeri standartlara göre elde edilmiştir. Elde edilen bu dijital ses datası analiz edilmiş olup, mekanizma ve yansıma seslerinden arındırılmıştır. 10 ms zaman aralığında, explicit doğrusal olmayan dinamik analiz çözüm adımı oluşturulmuştur.

Modelde, akustik ortamın durağan olduğu kabulü yapılmıştır. Akustik ortam yanmış barut gazı olarak alınmış ve malzeme özellikleri Çizelge 2.2' de verilmektedir.

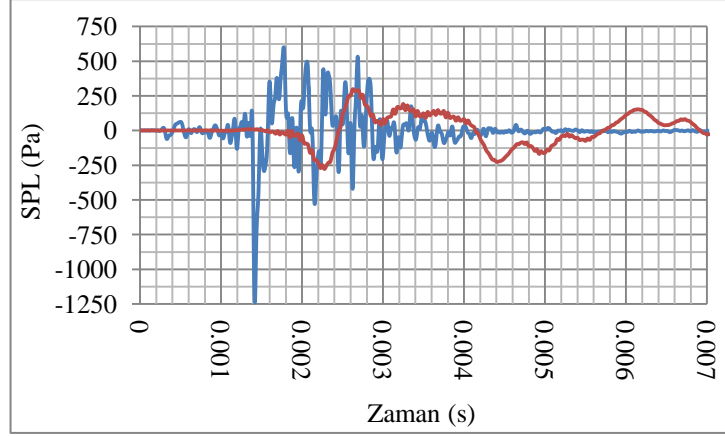
STL analizlerinde olduğu gibi, Prototip-1 susturucu aksel simetrik olmadığından üç boyutlu sonlu elemanlar analiz modeli oluşturulmuştur. Prototip-2 ve 3 aksel simetrik olarak modellenmiştir. Akustik eleman tipi dört düğüm noktalı, doğrusal, aksel simetrik, dört yüzlü ACAX4R olarak belirlenmiştir. Model, 13950 eleman ve 14880 düğüm noktasından oluşmaktadır. İki boyutlu aksel simetrik susturucu modelinde eleman büyüklüğü 0,5 mm alınmıştır. Susturucuların çıkışının düzlemsel ve yansız olduğu kabulü yapılmıştır. Kritik zaman adımı 1.281 E-7 s olarak gerçekleştirilmiştir.

Prototip-1 susturucunun sonlu elemanlar analiz modelinin kesit görünüşü ve anlık akustik basıncın değişimi Şekil 2.64'de görülmektedir.



Şekil 2.64. Prototip-1 perfore susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Şekil 2.65'de Prototip-1 susturucunun Giriş ve Çıkış nodlarındaki Ses Basıncı-Zaman Grafiği (Pa-s) görülmektedir.



Şekil 2.65. Prototip-1 Perfore Susturucunun Giriş ve Çıkış nodlarındaki Ses Basıncı-Zaman Grafiği (Pa-s), — P1 noktasındaki ses basıncı, — P3 noktasındaki ses basıncı

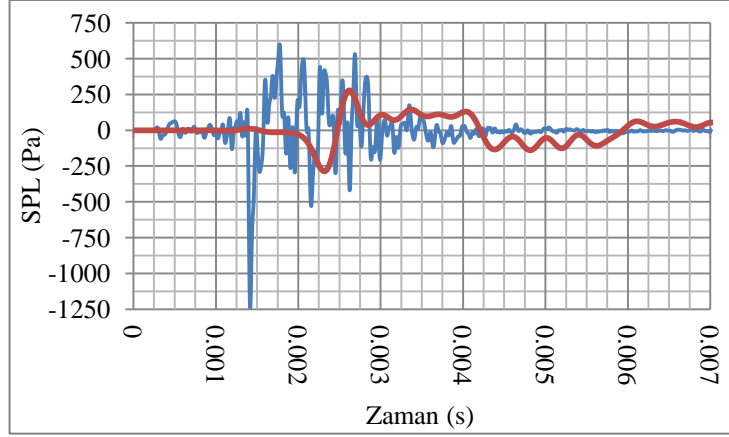
Şekil 2.65 incelendiğinde, giriş tepe ses basıncının 1230 Pa ve susturucunun çıkış borusunda herhangi bir P3 noktasındaki ses basıncının tepe değerinin 303 Pa olduğu görülmektedir. Giriş basıncı 6 ms süresinde meydana gelmekte, çıkış basıncı ise giriş basıncının tepe değere ulaşmasından 0,8 ms sonra tepe noktasına ulaşmaktadır.



Şekil 2.66. Prototip-2 Susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Prototip-2 susturucunun sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen anlık akustik basıncın değişimi Şekil 2.66'da görülmektedir. Şekil 2.67'de, Prototip-2 susturucunun

giriş ve çıkış noktalarındaki ses basınç seviyesinin zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 2.67. Prototip-2 Susturucunun explicit Analizi sonucu Giriş ve Çıkış nodlarındaki SPL - Zaman grafiği, — P1 noktasındaki ses basıncı, — P3 noktasındaki ses basıncı

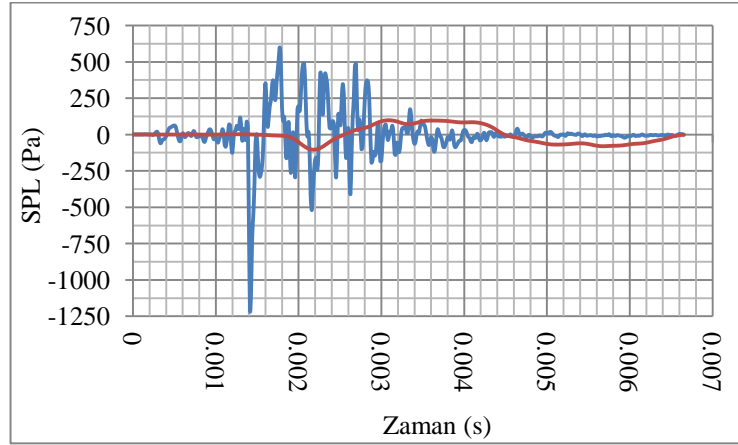
Şekil 2.67'den, susturucunun girişinde tepe ses basıncının 1239 Pa olduğu, çıkış borusunda herhangi bir P3 noktasında ise ses basıncının tepe değerinin 285 Pa olduğu görülmektedir. Giriş basıncı süresi 6 ms'dir ve çıkış basıncı giriş basıncının tepe değere ulaşmasından 0,8 ms sonra tepe noktasına ulaşmaktadır.

Tasarımı gerçekleştirilen 3. prototipin analiz modeli 2 Boyutlu aksenal simetrik olarak oluşturulmuştur. Şekil 2.68'de 3 nolu prototipin analiz sonucu görülmektedir. Şekilde modelin anlık akustik basınç değişimi verilmiştir.



Şekil 2.68. Prototip-3 susturucunun FEA explicit analiz sonucu akustik basınç dağılımı

Şekil 2.69'da Prototip-3 susturucunun giriş ve çıkış noktalarındaki ses basınç seviyesinin zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 2.69. Prototip-3 Susturucunun ABAQUS explicit analizi giriş ve çıkış nodlarındaki SPL - Zaman Grafiği, — P1 noktasındaki ses basıncı, — P3 noktasındaki ses basıncı

Şekil 2.67'den, susturucunun girişinde tepe ses basıncının 1200 Pa olduğu, çıkış borusunda P3 noktasında ise ses basıncının tepe değerinin 105 Pa olduğu görülmektedir. Giriş basıncı 6 ms süresinde meydana gelmekte, çıkış basıncı ise giriş basıncından 0,8 ms sonra tepe noktasına ulaşmaktadır.

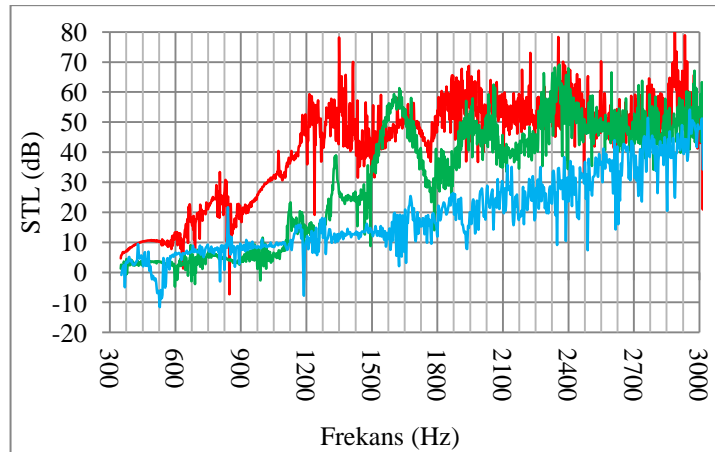
Şekil 2.65, 67 ve 69 incelenirse, explicit analiz sonucunda susturucuların çıkış borusundaki bir noktada meydana gelen tepe ses basınçları Prototip-1, 2 ve 3 için sırasıyla 200, 285 ve 105 Pa olmaktadır. Prototip-3 susturucu en az SPL değerine sahiptir.

2.7.3. Prototip Susturucuların Deneyleri

Tasarımı ve sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilen susturucuların prototip olarak üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretilen prototip susturucuların (Bkz. EK 2) STL deneyleri ve atış test sonuçları aşağıda yer almaktadır.

Prototip Susturucuların STL Deneyleri:

Tasarım doğrulama için 1., 2. ve 3. prototiplerin deneyleri yapılmış ve aşağıdaki gibi frekans ile STL (dB) değişimi grafiği elde edilmiştir. Şekil 2.70'de, deney sonucu elde edilen STL grafiği görülmektedir.



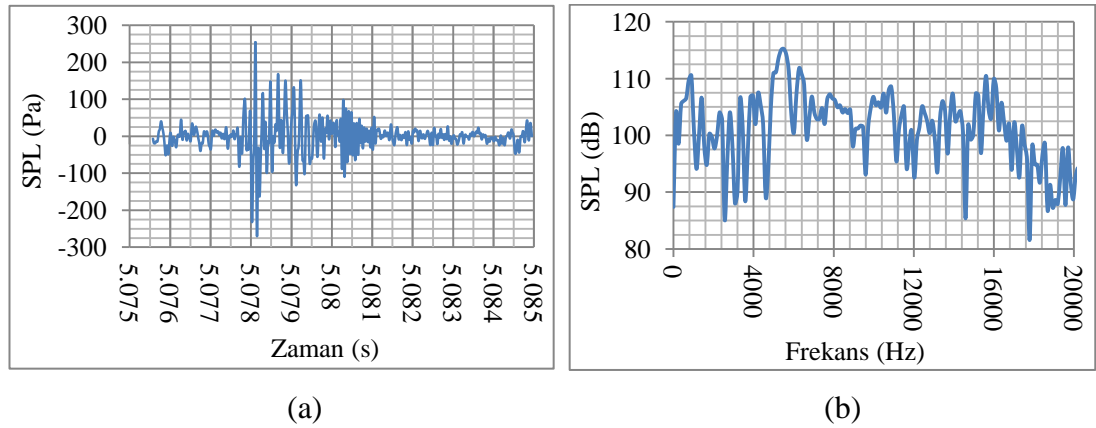
Şekil 2.70. 1, 2 ve 3 nolu prototipin deney sonucu STL grafiği, — Prototip-1, — Prototip-2, — Prototip-3

Şekil 2.70'den, 2 nolu susturucunun 1 nolu susturucuya göre 1200-4500 Hz aralığında daha iyi bir STL özelliğine sahip olduğu, 3 nolu prototipin ise 800-2400 Hz frekans aralığında 2. prototipten de daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. 3. prototip, 2. ye göre 1200 Hz bandında 30 dB daha iyi bir STL değerine sahiptir.

Prototip Susturucuların Atış Sesi Ölçme Deneylei:

STL deneylei gerçekteştirilen prototip susturucuların, ses azaltma performansını belirlemek amacıyla, MP5 silahına monte edilerek atışları yapılmıştır (Bkz. EK 3). Kulak hizasına yerleştirilen, standartlara uygun mikrofon ve test düzeneği ile ses ölçümü ve analizleri gerçekteştirilmiştir.

Şekil 2.71'de Prototip-1 susturucu ile atış sonucunda elde edilen SPL - Zaman ve ses datasının FFT analizi ile elde edilen 20 Hz - 20 kHz frekans aralığı için SPL - Frekans grafiği görülmektedir.

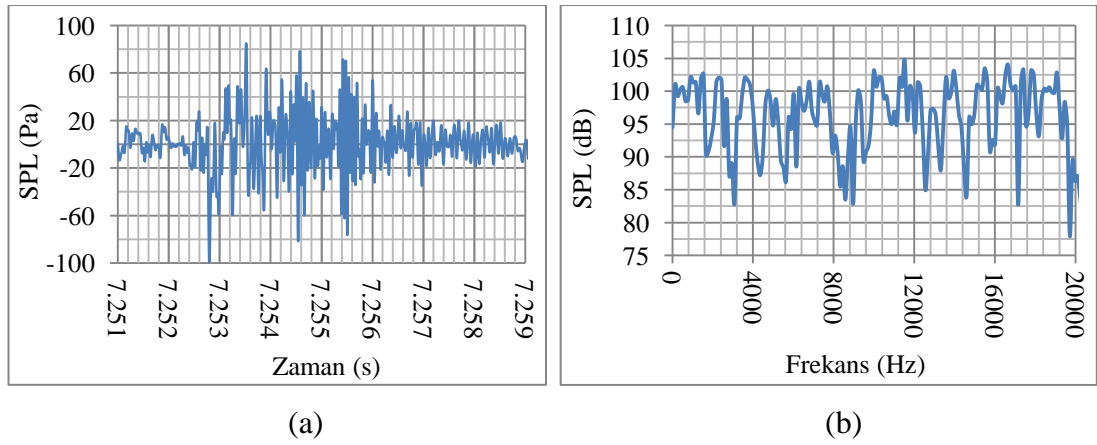


Şekil 2.71. Prototip-1 susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans Grafiği

Prototip-1 takılarak yapılan atış için Şekil 2.71 (a)'ya baktığımızda, maksimum basınç değeri olan -270 Pa 143 dB tepe ses seviyesine karşılık gelmektedir. Bu

durumda geliştirilen 1 nolu perfore delikli susturucunun ses azaltma miktarı 13 dB olarak gerçekleşmektedir. Şekil 2.71 (b)'den, Prototip-1'in 4900 ile 6400 Hz aralığında 110 dB'nin üzerinde bir ses basınç seviyesine sahip olduğu görülmektedir.

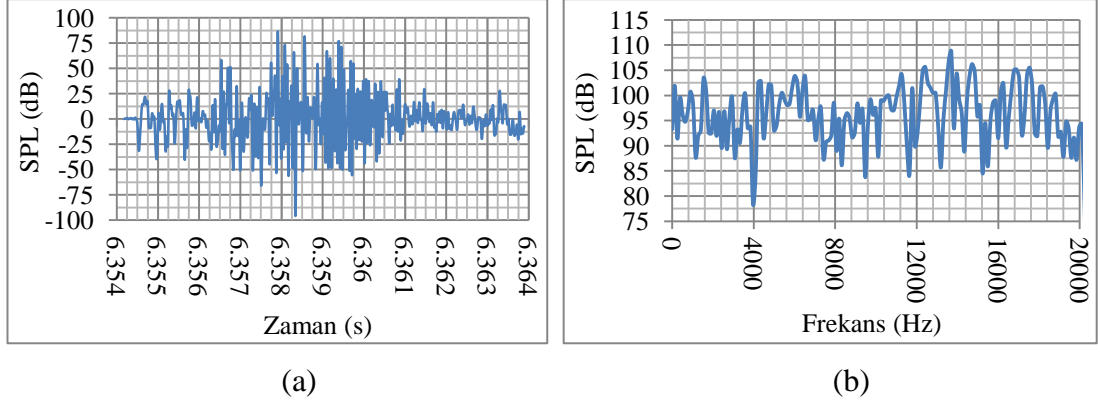
Şekil 2.72'de Prototip-2 Susturucu ile atış sonucunda elde edilen SPL - Zaman grafiği ve ses datasının FFT analizi ile 20 Hz - 20 kHz frekans aralığı için SPL - Frekans grafiği görülmektedir.



Şekil 2.72. Prototip-2 Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği

Prototip-2 takılarak yapılan atış için Şekil 2.72 (a)'ya baktığımızda, maksimum basınç değeri olan -99 Pa, 134 dB tepe ses basınç seviyesine karşılık gelmektedir. Bu durumda, geliştirilen 2 nolu uzatma borulu susturucunun ses azaltma miktarı 22 dB olarak gerçekleşmektedir. Şekil 2.131 (b)'den, Prototip-2'nin 20 ile 20000 Hz aralığında 105 dB'nin altında ses basınç seviyesine sahip olduğu görülmektedir.

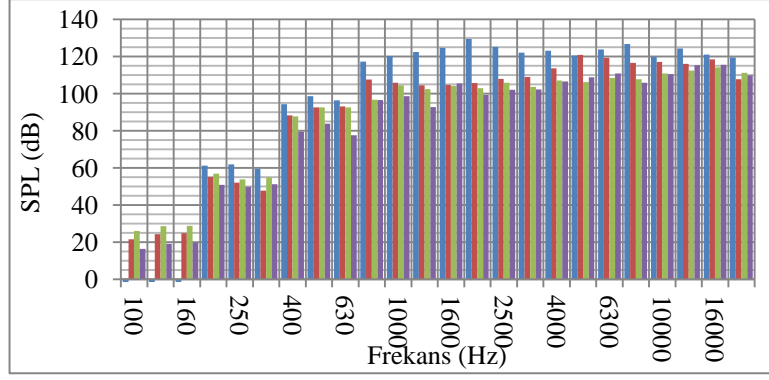
Şekil 2.73'de Prototip-3 Susturucu ile atış sonucunda elde edilen SPL - Zaman grafiği ve ses datasının FFT analizi ile 20 Hz - 20 kHz frekans aralığı için SPL - Frekans grafiği görülmektedir.



Şekil 2.73. Prototip-3 susturucunun kulak hizası mikrofonu atış ses ölçümü (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği.

Prototip-3 takılarak yapılan atış için Şekil 2.73 (a)'ya baktığımızda, maksimum basınç değeri olan -96 Pa, 133 dB tepe ses basınç seviyesine karşılık gelmektedir. Bu durumda geliştirilen 2 nolu uzatma borulu susturucunun ses azaltma miktarı 23 dB olarak gerçekleşmektedir. Şekil 2.73 (b)'den, Prototip-3'ün 20 ile 4000 Hz aralığında 100 dB'nin altında ses basınç seviyesine sahip olduğu görülmektedir.

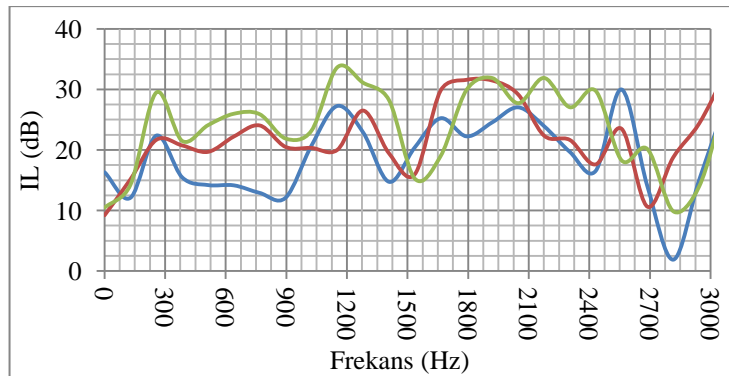
MP5 silahının susturucusuz ve prototip susturucularla atış testi sonucunda 1/3 oktav band analizi yapılmıştır. Elde edilen 1/3 oktav band grafiği Şekil 2.74'de görülmektedir.



Şekil 2.74. MP5 silahının susturucusuz ve prototip susturucularla atış sonucunda elde edilen 1/3 Oktav Band Grafiği, ■ Susturucusuz, ■ Prototip-1, ■ Prototip-2, ■ Prototip-3

Şekil 2.74'den görüleceği gibi Prototip-1'in en yüksek SPL değeri 120 dB olup, 5000 Hz bandında olmaktadır. Prototip-2'nin en yüksek SPL değeri 115 dB olup, 16000 Hz bandında olmaktadır. Prototip-3'ün en yüksek SPL değeri 114 dB olup, 16000 Hz bandında olmaktadır. Buna göre 125 - 8000 Hz aralığında Prototip-3 daha iyi performans göstermektedir.

Şekil 2.75'de Prototip-1, 2 ve 3 susturucuların IL değerinin frekansa göre değişim grafiği görülmektedir.



Şekil 2.75. Susturucu modelleri ile yapılan atışlarda elde edilen IL - Frekans grafiği, — Prototip-1; — Prototip-2; — Prototip-3

Şekil 2.75 incelendiğinde Prototip-2 ve 3 her frekans için 10 dB'nin üzerinde IL değerine sahip olduğu görülmektedir. Ancak Prototip-1, 2700 Hz ile 2800 Hz arasında, bazı frekanslarda 0 dB olmak üzere, 10 dB'nin altında bir IL değerine sahiptir.

Çizelge 2.7'de susturucu prototiplerinin atış sonucu elde edilen IL değerlerinin maksimum ve minimum seviyeleri yer almaktadır. Şekil 2.75'de verilen IL grafikleri kullanılarak elde edilen bu çizelgede, oluşan rezonans sayısı ve frekansları da gösterilmektedir.

Çizelge 2.7. Susturucuların rezonans frekansları ve maksimum/minimum IL değerleri

Prototip No	Rezonans Sayısı	Rezonans Frekansları (Hz)	Maksimum IL (dB)	Minimum IL (dB)
1	6	128, 896, 1408, 1792, 2432, 2816	30	2
2	6	0, 512, 1152, 1536, 2432, 2688	32	10
3	8	0, 384, 896, 1536, 2048, 2304, 2560, 2816	34	10

Çizelge 2.7 incelendiğinde, Prototip-3 susturucunun maksimum ve minimum IL değeri 34 ve 10 dB ile diğer modellere göre en yüksek değere sahiptir. Prototip-3'de 8 adet rezonans oluşmaktadır. Çizelgeden, Prototip-1'in en düşük IL değerine sahip olduğu görülmektedir.

Çizelge 2.8'de susturucu prototiplerinin STL deney ve atış testi sonucu elde edilen grafiklerden hesaplanan RMS değerleri yer almaktadır. Susturucuların tepe ses basınç seviyesi de yine bu çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.8. Susturucu prototiplerinin STL, IL ve tepe SPL değerleri çizelgesi

Prototip No	STL RMS (dB)	IL RMS (dB)	Tepe SPL (dB)
1	22,8	20	143
2	22	22,7	134
3	34,6	24,6	133

Çizelge 2.8 incelendiğinde Prototip-3'ün en iyi performansa sahip olduğu görülmektedir. Prototip-3'ün tepe ses basınç seviyesi 133 dB olup, diğer susturuculara göre en az ses seviyesine sahiptir. Aynı şekilde, STL RMS değeri 34,6 dB ve IL RMS değeri 24,6 dB olup, en yüksek değere sahiptir. STL değerleri incelendiğinde, Prototip-1'in Prototip-2'den daha yüksek bir değere sahip olduğu görülmektedir. Bu durum, STL deneyinde yapılan kabullerden kaynaklanmaktadır.

Çizelge 2.9'da susturucu prototiplerinin atış testi sonucu elde edilen tepe ses basınç seviyesi ve azaltma miktarı verilmiştir.

Çizelge 2.9. Susturucuların Tepe SPL değerleri ve Tepe SPL azaltma miktarları

	Tepe SPL (Pa)	Tepe SPL dB	Tepe SPL azaltma Miktarı (dB)
Susturucusuz	1296	156	-
Prototip-1	270	143	13
Prototip-2	99	134	22
Prototip-3	96	133	23

Çizelge 2.9 incelendiğinde, susturucusuz silahın atış ses ölçüm testi sonucu elde edilen ses basıncı 1296 Pa ve ses seviyesi 156 dB olduğu görülmektedir. Aynı silaha susturucu takılarak yapılan atışın oluşturduğu tepe SPL değerleri incelendiğinde

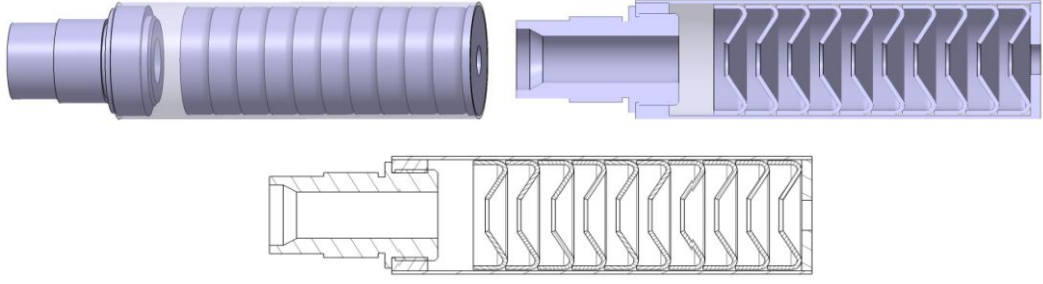
Prototip-3, 133 dB ile en az ses seviyesine sahiptir. Susturucusuz ve susturuculu arasındaki ses basınç seviyesi farkı 23 dB olmaktadır.

2.7.4. Piyasada Mevcut Ticari Susturucular ile Prototip-3'ün Karşılaştırılması

Bu tez kapsamında üç tip prototip susturucu geliştirilmiştir. Yapılan analiz ve test sonuçlarına göre Prototip-3'ün en iyi performansı gösterdiği tespit edilmiştir. Prototiplere uygulanan testler dünyada ticari olarak üretilmekte olan iki model susturucuya daha uygulanmıştır. Bu sayede prototiplerin diğer susturucular ile karşılaştırılması yapılabilmektedir. A-Model ve B-Model susturucular ticari olarak üretilmekte olan susturuculardır. Her ikisi de MP5 silahları ile kullanılmaktadır. Bu çalışmada öncelikle A ve B model susturucular modellenecek, daha sonra test sonuçları Prototip-3 ile karşılaştırılacaktır.

A-Model Susturucu:

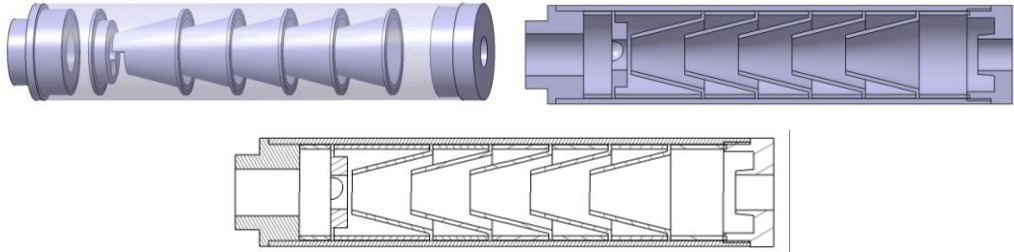
Piyasada mevcut olan yabancı menşeli susturuculardan A-Model susturucunun katı modeli ve kesitleri Şekil 2.76'da görülmektedir. Bu susturucu reaktif tipte bir susturucu olup, yutucu herhangi bir malzeme içermemektedir. Susturucu gövdesi, namlu bağlantı arayüz parçası ve birbirinden eşit uzaklıktaki 10 adet perdeden oluşmaktadır. Gövde parçasının boyu 122 mm ve dış çapı 39 mm'dir. Parçaların tamamı çelik olup, perdeler gövdeye kaynak ile sabitlenmiştir. Susturucunun temizlenmesi için demontesi mümkün değildir.



Şekil 2.76. A-Model Susturucunun katı model ve kesit görünüşleri

B-Model Susturucu:

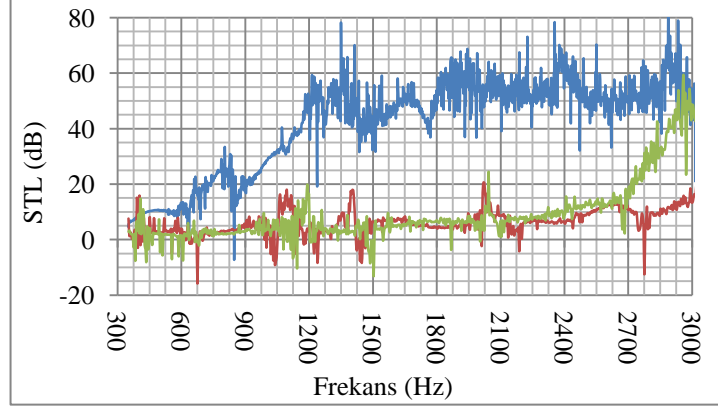
Piyasada mevcut olan susturuculardan B-Model susturucunun katı modeli Şekil 2.77'de görülmektedir. Bu susturucu reaktif tipte bir susturucu olup, yutucu herhangi bir malzeme içermemektedir. Susturucu gövdesi, namlu bağlantı arayüz parçası, ara burçlar, kapak ve birbirinden farklı uzaklıklara yerleştirilen 5 adet konik perdeden oluşmaktadır. Gövde parçasının boyu 157,5 mm ve dış çapı 35,5 mm'dir. Parçaların tamamı alüminyum olup, perdeler gövdeye ara burç parçaları yardımıyla ve kapak ile sabitlenmiştir. Susturucunun temizlenmesi için demontesi mümkündür.



Şekil 2.77. B-Model Susturucunun katı model ve kesit görünüşleri

2.7.4.1. Piyasada Mevcut Ticari Susturucuların Deneyleri

A ve B-Model susturucunun deney düzeneğine takılabilir hale gelmesi için adaptör tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir. Deney sonucunda elde edilen Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların STL - Frekans grafiği Şekil 2.78'de verilmektedir.



Şekil 2.78. Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların deney sonucu elde edilen STL - Frekans Grafiği, — Prototip-3, — A-Model, — B-Model

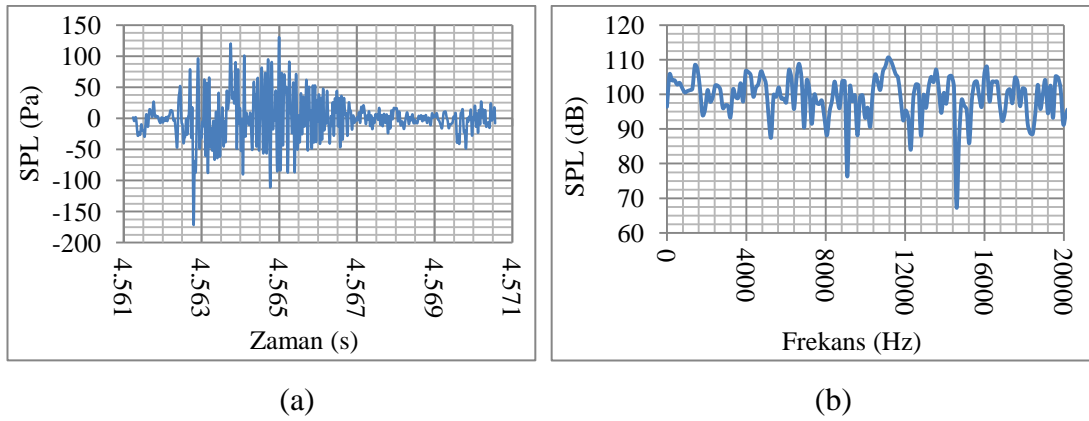
Şekil 2.78'den görüleceği gibi, Prototip-3 susturucunun 720 Hz'den daha büyük frekanslarda 20 dB'den daha fazla STL performansı gösterdiği görülmektedir. A-Model susturucu 3000 Hz'e kadar 20 dB değerinin altında STL değerine sahiptir. B-Model susturucu, 2700 Hz'den daha yüksek frekanslarda 20 dB'nin üzerinde bir STL performansına sahip olduğu görülmektedir. Sonuç olarak, Prototip-3, 3000 Hz'in altındaki frekanslarda A ve B-Model susturuculardan çok daha iyi STL performansına sahiptir.

2.7.4.2. Piyasada Mevcut Ticari Susturucuların Atış Sesi Ölçme Deneyi

Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların STL deneyleri yapıldıktan sonra, STL performansını belirlemek amacıyla, MP5 silahına monte edilerek atışları

yapılmıştır. Kulak hizasına yerleştirilen ve standartlara uygun mikrofon ve test düzeneği ile ses ölçümleri yapılmıştır.

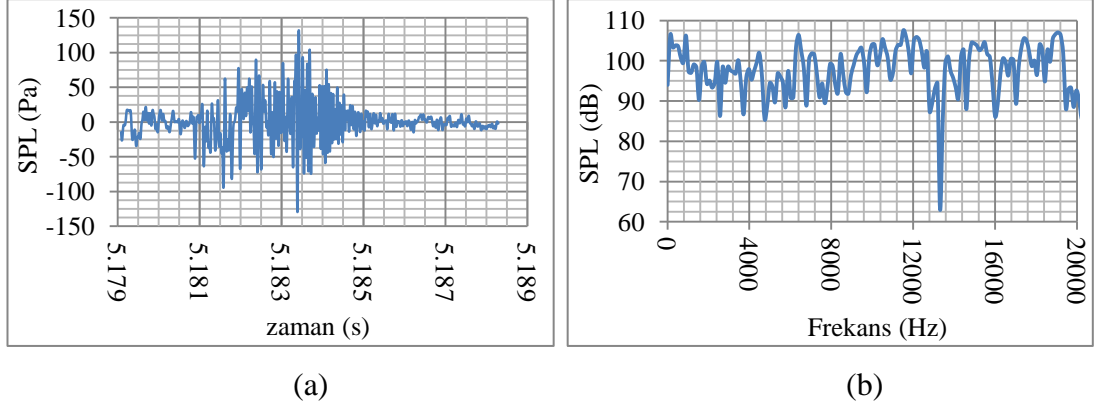
A-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen SPL - Zaman grafiği Şekil 2.79 (a)'da görülmektedir. Şekil 2.79 (b)'de A-Model susturucunun SPL - Frekans grafiği görülmektedir



Şekil 2.79. A-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL - Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği

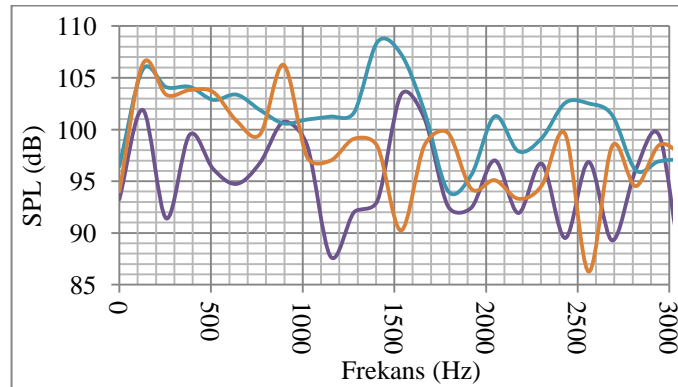
Şekil 2.79 (a)'dan A-Model susturucunun, ses basıncı süresi toplam 10 ms'dir. -171 Pa tepe ses basıncı meydana gelmektedir. Susturucunun 20 Hz ile 20 kHz arasında 110 dB'nin altında bir ses basınç seviyesine sahip olduğu Şekil 2.79 (b)'den görülmektedir.

B-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen SPL - Zaman grafiği Şekil 2.80 (a)'da görülmektedir. Şekil 2.80 (b)'de B-Model susturucunun frekans - SPL grafiği görülmektedir. B-Model susturucunun ses basıncı süresi toplam 10 ms'dir. 132 Pa tepe ses basıncı meydana gelmektedir. Susturucunun 20 Hz ile 20 kHz arasında 108 dB'nin altında bir ses basınç seviyesine sahip olduğu Şekil 2.80 (b)'den görülmektedir.



Şekil 2.80. B-Model Susturucu ile atış sonucunda elde edilen (a) SPL-Zaman; (b) SPL - Frekans grafiği

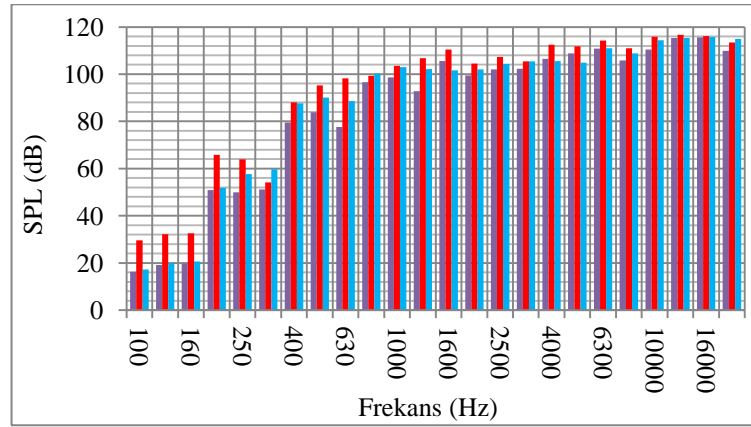
Şekil 2.81'de Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların SPL - Frekans grafiği görülmektedir. Susturucuların 20 Hz ile 3000 Hz arasında ses basınç seviyelerinin frekansa göre değişim gösterdiği görülmektedir. Susturucuların frekanslara göre ses basınç seviyelerinin RMS değerleri hesaplanarak birbiri arasında performans kıyaslaması yapılabilecektir. Çizelge 1'de RMS değerleri verilmiştir.



Şekil 2.81. Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucular ile atış sonucunda elde edilen SPL - Frekans grafiği, — Prototip-3, — A-Model, — B-Model

Şekil 2.81'de Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların 1/3 oktav band grafiği görülmektedir. Grafikten, 3000 Hz'e kadar olan tüm frekanslarda A-Model susturucunun diğerlerine göre daha yüksek ses basınç değerine sahip olduğu söylenebilir. Ayrıca grafikten, Prototip-3'ün, diğer susturucu modellerine göre en iyi ses basınç seviyesine sahip olduğu görülmektedir.

Şekil 2.82'de Prototip-3, A-Model ve B-Model susturucuların 1/3 oktav band grafiği görülmektedir.



Şekil 2.82. Prototip-3, A-Model ve B-Model Susturucular ile atış sonucunda elde edilen 1/3 oktav band grafiği, ■ Prototip-3, ■ A-Model, ■ B-Model

Şekil 2.81'den, A-Model susturucunun SPL değerlerinin 315, 800 ve 20000 Hz bantları hariç olmak üzere, 20 kHz'e kadar olan oktav bantlarında diğer susturucu modellerinden daha yüksek değere sahip olduğu görülmektedir.

Atış sesi ölçme testleri sonrası yapılan MP5 silahının MIL-STD 1474'e göre kulak hizası mikrofonundan elde edilen verilerin analizlerden elde edilen sonuçlar Çizelge 2.10'da verilmektedir.

Çizelge 2.10. Susturucuların tepe SPL ve RMS değerleri

	Tepe SPL (Pa)	Tepe SPL dB	Tepe SPL azaltma Miktarı (dB)	FFT RMS (dB)	RMS azaltma Miktarı (dB)
Susturucusuz	1296	156	-	119.1	-
Prototip-3	96	133	23	95.6	23.5
A-Model	171	139	17	101.2	17.9
B-Model	130	136	20	98.1	21

Çizelge 2.10 incelendiğinde, susturucusuz silahın tepe ses basıncı 1296 Pa olup, bu basıncın 156 dB ses basınç seviyesine karşılık geldiği görülmektedir. Bu tez çalışması ile üretimi gerçekleştirilen Prototip-3'ün ise tepe ses basıncı 96 Pa olup, bu basınç 133 dB ses basınç seviyesine tekabül etmektedir ve 23 dB'lik bir ses azaltımı meydana getirmektedir. Prototip-3'ün sahip olduğu bu ses azaltma miktarı karşılaştırılan ve piyasada ticari olarak satılan iki farklı susturucudan da saha iyi bir sonuçtur. Ayrıca çizelgeden Prototip-3'ün ses frekans analizinden elde edilen RMS değeri olarak da diğer iki susturucudan daha iyi performansa sahip olduğu görülmektedir. Burada 3000 Hz'e kadar olan frekanslardaki ses basınç seviyesinin RMS değeri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, Prototip-3 susturucu diğer A ve B- Model susturuculardan daha iyi bir performans sağlamaktadır.

3. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, silahların ateşlenmesi ile ortaya çıkan gürültüyü azaltmak için kullanılan silah susturucularının akustik performanslarının teorik hesaplamaları, sonlu elemanlar analizleri, performansa etki eden ekleme kaybı (IL), gürültü azaltımı (NR) ve ses iletim kaybı (STL) kriterlerinin tespiti yapılmıştır. Yapılan hesaplama, analiz ve deney sonuçlarına göre susturucu tasarımları ve prototip üretimi gerçekleştirilerek, gerçek atış deneyleri yapılmıştır. Böylece, susturucuların tasarım kriterleri belirlenmiş ve özgün prototip tasarımlar elde edilmiştir.

Çalışmada önce, akustik dalga teorisi kullanılarak Transfer Matris Metodu (TMM) ile sabit cidarlı düz borunun, perdesiz, bir perdeli ve uzatma borulu perdeli susturucular için genel transfer matrisleri elde edilerek STL hesabı yapılmıştır. Bu susturucu sistemlerinin transfer matrisi, giriş ve çıkış noktalarındaki durum değişkenlerine bağlı olarak elde edilmiştir. Bu durum değişkenleri, dalga sayısına, susturucu elemanın boyuna ve akustik empedansına bağlıdır. Susturucunun ses iletim kaybı, bu durum değişkenleri ile akustik empedans kullanılarak hesaplanmış ve hesaplamalarda MATLAB programı kullanılmıştır.

Çalışmanın devamında, sonlu eleman programı olan ABAQUS paket programı kullanılarak, akustik problemlerin sayısal olarak çözümü gerçekleştirilmiştir. Susturucunun içerisindeki hava veya yanmış barut gazının sonlu eleman analiz modeli ABAQUS programında oluşturularak, kapalı (implicit) ve açık (explicit) olmak üzere iki farklı çözüm adımı tanımlanmıştır. Sonlu elemanlar programında yapılan çözümler sonucu, susturucu modellerinin STL grafikleri ve çıkış noktasındaki akustik basınç değişim grafikleri elde edilmiştir. Susturucu modelinin tasarım kriterlerinden perde tipi ve konumunun performans değerleri üzerinde etkisinin incelenmesi amacıyla 57 farklı iki boyutlu ve eksenel simetrik explicit analiz modeli oluşturulmuş ve bu modeller için akustik basınç seviyesi değişim grafikleri elde edilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, ses basınç seviyesinin en düşük olduğu sonucu 45 nolu modelin sağladığı görülmüştür.

Bu tez çalışmasında deneysel araştırmalara da yer verilmiştir. Bu amaçla önce, perde tipi ve konumunun susturucunun performansına etkisini deneysel olarak (akustik empedans ölçümü sistemi) inceleyebilmek ve atış testlerinde kullanılmak üzere perde sayısının ve konumunun değiştirilebildiği bir prototip üretimi yapılmıştır. nce bu prototip kullanılarak düz perdeli susturucularda perde sayısı ile konumunun, susturucunun STL ve IL performansı üzerine etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla ilk olarak, perde sayısı ve konumu önceden belirlenmiş olan 10 farklı susturucu için FEA yazılımı olan ABAQUS programı kullanılarak, modeller oluşturulmuş ve akustik analiz sonucunda STL grafikleri elde edilmiştir. Sonra deney sistemi kullanılarak her bir model için frekansa göre STL değişimleri grafik olarak elde edilmiştir. Son olarak 10 farklı tipteki model susturucu silaha takılarak atış sesi lme deneyleri gerçekleştirilmiş ve atış sesleri kulak hizası mikrofonu yardımı ile kaydedilmiştir. Kaydedilen ses verileri analiz edilerek IL-Frekans grafikleri elde edilmiştir. Yapılan analiz ve ölçümler sonucunda, perde sayısı ve konumunun, susturucunun STL ve IL performansı üzerine etkileri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

1. Elde edilen STL grafikleri incelendiğinde, sonlu elemanlar analizi ve deneysel sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu,
2. Perde sayısının ve konumunun değiştirilmesi ile susturucunun etkili olduğu frekans bantlarının da değişim gösterdiği,
3. Perde sayısı arttıca, belirli perde konumu için, rezonans sayısının da arttığı,
4. Uygun perde konumu için, perde sayısının artmasıyla, maksimum STL değerinin de yükseldiği,
5. Perde konumunun değiştirilmesinin, aynı perde sayısında olduğu gibi, susturucunun, maksimum STL değeri, etkili olunan frekans aralığı ve rezonans frekansları üzerine etkisi olduğu,
6. Üç perdeli ve perdelerin genişleme odasında eşit mesafede dağıldığı Model-8 susturucunun STL RMS değeri 36,6 dB, IL RMS değeri 8,4 dB ve tepe SPL değeri 134,2'dir. Tüm bu değerler açısından Model-8'in, diğer model susturuculara göre en iyi performansı sağladığı, grlmştir.

Akustik empedans ölçümü sistemi, prototip susturucuların laboratuvar ortamında

STL-Frekans eğrilerinin elde edilmesine imkan sağlamaktadır. Atış testleri ise poligon ortamında ve susturucunun bir silaha monte edilip, atış yapılmasıyla ortaya çıkan sesin ölçülmesine dayanır. Bu sistem askeri standartlara uygun teknik özelliklere sahip cihazlarla donatılmıştır. Çalışmalar sonucunda elde edilen veriler ışığında, üç farklı tipte susturucu prototip modeli tasarlanarak, üretimi gerçekleştirilmiştir. Sonra üretilen bu üç prototip kullanılarak (silaha takılarak) ayrı ayrı atış testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testlerin sonucunda, tepe ses basınç seviyesi ve frekansa göre IL grafikleri elde edilmiştir. Son aşamada ise, bu prototiplerden en iyi performansa sahip olan Prototip-3'ün test sonuçları bazı ticari susturucularla karşılaştırılmış ve onlardan daha iyi performans gösterdiği tespit edilmiştir

İleride yapılacak çalışmalarda, susturucuların akustik analiz modeli oluşturulurken, akışkanlar dinamiği ve akustik analizin ortak çözümü ile daha gerçek sonuçlara ulaşılabilecektir. Bu çalışmada izlenen yöntem kullanılarak, farklı kalibrede bir silah için susturucu modellenmesi önerilir. Ayrıca, susturucunun malzeme ve yapısal özelliklerinin hesaplamalara dahil edilmesiyle, yapısal ve akustik analizler eş zamanlı olarak çözdürülmesi önerilir.

KAYNAKLAR

- [1] Everest, F. A., The Master Handbook of Acoustics. Fourth Edition, McGraw-Hill, 2001.
- [2] Möser, M., Engineering Acoustics An Introduction to Noise Control. Second Edition, Translated by Zimmermann S. and Ellis R., Springer, 2009.
- [3] Freytag, J. C., Begault, D. R., Peltier, C. A., The Acoustics of Gunfire. Inter-Noise 2006, Honolulu, Hawaii, USA, 2006.
- [4] Kang, K. J., Ko, S.H and Lee, D.S., A study on impulsive sound attenuation for a high-pressure blast flowfield. Journal of Mechanical Science and Technology, 22, 190-200, 2008
- [5] NATO AC/225 Silah Sistemleri İçin Genel Testler
- [6] Sullivan, J. W., Crocker, M. J., Analysis of Concentric Tube Resonators Having Unpartitioned Cavities. Journal of the Acoustical Society of America 64, 207-215, 1978.
- [7] Randall F. B., Industrial Noise Control and Acoustics. Marcel Dekker, 2003.
- [8] Maher, R.C., Acoustical Characterization of Gunshots. SAFE, Washington D.C., USA (2007)
- [9] Hudson, M. K., Luchini, C., Clutter, J. K. and Shyy, W., CFD Approach to Firearms Sound Suppressor Design. Department of Applied Science, University of Arkansas, Arkansas,1996
- [10] Munjal, M. L., Acoustics of Ducts and Mufflers With Application to Exhaust and Ventilation System Design. 1st edition, John Wiley & Sons, 1987.

- [11] Munjal, M. L., Analysis and Design of Mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 211, 425-433, 1998.
- [12] Davis, D. D., Stokes, G. M. D., Stevens, G. L., Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-exhaust Muffler Design. N.A.C.A, Rapor No: 1192, 1954.
- [13] Igarashi, J. and Toyoma, M., Fundamentals of Acoustical Silencers. Aeronautical Research Institute, Report No. 339, University of Tokyo, 223-241, 1958.
- [14] Miwa, T., Igarashi, J., Fundamentals of Acoustical Silencers. Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, Report No. 344,67-85, 1959.
- [15] Mechel, F. P., Formulas of Acoustics. 2nd edition, Springer-Verlag, 2008.
- [16] Sullivan, J. W., A Method for Modelling Perforated Tube Muffler Components I. Theory. *Journal of the Acoustical Society of America*, 66, 772-778, 1979.
- [17] Mehdizadeh, O. Z., Paraschivoiu, M., A three-Dimensional Finite Element Approach for Predicting The Transmission Loss In Mufflers and Silencers With No Mean Flow. *Applied Acoustics*, 66(8), 902-918, 2005.
- [18] Sreenath, A. V., Munjal, M. L., Evaluation of Noise Attenuation due to Exhaust Mufflers. *Journal of Sound and Vibration* 12, 1-19, 1970.
- [19] Munjal, M. L., Velocity Ratio Cum Transfer Matrix Method for Evaluation of a Muffler”, *Journal of Sound and Vibration* 39, 105-119, 1975.
- [20] Selamat, A., Ji, Z. L., Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Offset Inlet/Outlet: Analytical Approach. *Journal of Sound and Vibration*, 213, 601-617, 1998.

- [21] Vasile, O., Enescu, N., Noise Reduction In Industrial Installations Using A Silencer. SISOM 2010 and Session of the Commission of Acoustics, Bucharest, 27-28 May 2010.
- [22] Degirmenci, E., Dirikolu, M. H., A Thermochemical Approach For The Determination of Convection Heat Transfer Coefficients In A Gun Barrel. Applied Thermal Engineering, 2011.
- [23] Dokumaci, E., Sound Transmission In Mufflers With Multiple Perforated Co-Axial Pipes. Journal of Sound and Vibration, 379-387, 2001.
- [24] Fang, J.H., Zhou, Y.Q., Hu, X.D., Wang, L., Measurement and Analysis of Exhaust Noise from Muffler on an Excavator. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, KSPE and Springer, Vol. 10, No. 5, 59-66, 2009.
- [25] Kim, D., Cheong, C., Jeong, W. B., The Use of A Hybrid Model to Compute The Nonlinear Acoustic Performance of Silencers For The Finite Amplitude Acoustic Wave. Journal of Sound and Vibration, 329, 2158–2176, 2010.
- [26] Trochon, E. P., A New Type of Silencers for Turbocharger Noise Control. SAE Paper, 2001-01-1436, 2001.
- [27] Bugaru, M., Vasile, O., Transfer Matrix Method For A Single-Chamber Mufflers, 11th WSEAS International Conference on Applied Mathematics, Dallas, Texas, USA, March 22-24, 2007.
- [28] Gerges, S.N.Y. et al, Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering, 2005.
- [29] Aksel, M. H., Fluid Mechanics: Volume I (Ver: 3.0). Dep. of Mechanical Eng. METU, Ankara, TURKEY, 2005.

- [30] ABAQUS/CAE User's Manual. Dassault Systemes, 2008

- [31] Wu, T.W., Wan, G.C., Muffler Performance Studies Using A Direct Mixed-Body Boundary Element Method and A Three-Point Method For Evaluating Transmission Loss. ASME Transaction, Journal of Vibration and Acoustics, 118:479- 484, 1996.

- [32] Acoustic Analysis of a Gun Suppressor, Finite Element Study, Lisboa, Portugal, December, 2013








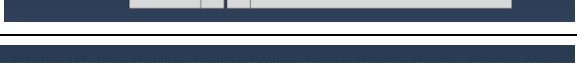



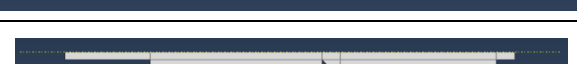

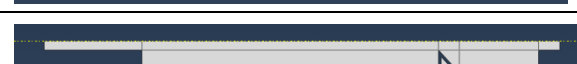
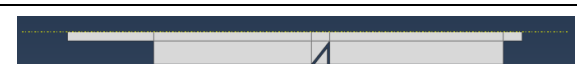

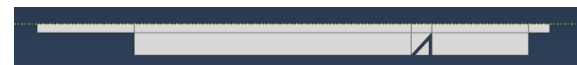

- [33] Kunio, J., Yoo, T., Hou, K., Bolton, J. S., Enok, J., A Comparison of Two and Four Microphone Standing Wave Tube Procedures For Estimating The Normal Incidence Absorption Coefficient, Inter-Noise 2009.





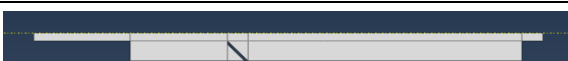




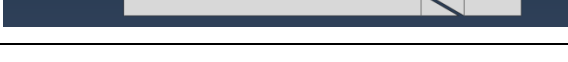


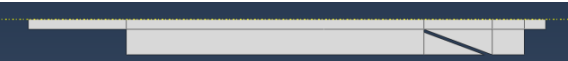






- [34] U.S. Army Developmental Test Command Test Operations Procedure (TOP) 3-2-045, Small Arms - Hand And Shoulder Weapons And Machineguns. DTIC AD No. 17 September 2007.

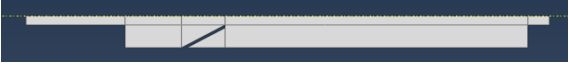
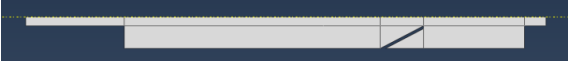











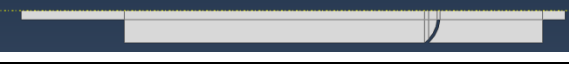


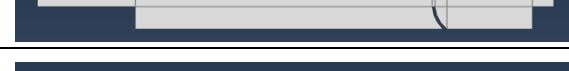



- [35] U.S. Army Developmental Test Command Test Operations Procedure (TOP) TOP 1-2-608, 17 Temmuz 1981

- [36] MIL-STD-1474D Requirement 4, 1997

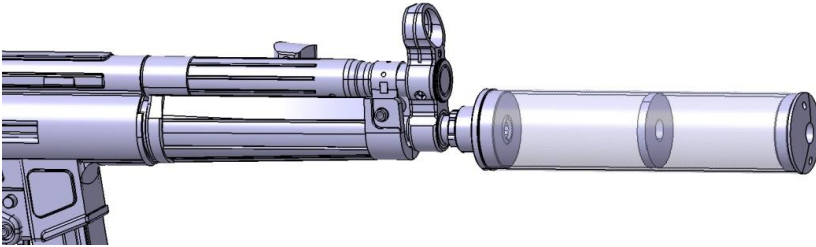
EK 1. PERDE TİPİ VE KONUMUNUN SUSTURUCU ÇIKIŞ NOKTASINDAKİ SES BASINÇ SEVİYESİNE ETKİSİ

Perde Tipi	Sıra No	Perde konumu	Perde Tipi ve Yeri	Çıkış Noktasında SPL, dB
1	1	ortada		143.7
	2	başta		144.9
	3	sonda		145.2
2	4	ortada		143.8
	5	başta		142.3
	6	sonda		143.6
3	7	ortada		141.6
	8	başta		141.0
	9	sonda		141.7
4	10	ortada		144.0
	11	başta		142.5
	12	sonda		143.6
5	13	ortada		145.0
	14	başta		145.2
	15	sonda		144.0
6	16	ortada		143.8
	17	başta		145.0
	18	sonda		144.3

7	19	ortada		145.8
	20	başta		144.6
	21	sonda		146.3
8	22	ortada		143.4
	23	başta		144.3
	24	sonda		143.3
9	25	ortada		141.5
	26	başta		142.8
	27	sonda		140.8
10	28	ortada		142.4
	29	başta		142.3
	30	sonda		141.8
11	31	ortada		142.5
	32	başta		141.6
	33	sonda		141.0
12	34	ortada		142.7
	35	başta		143.6
	36	sonda		142.6
13	37	ortada		143.7

	38	başta		146.3
	39	sonda		142.6
14	40	ortada		144.2
	41	başta		141.1
	42	sonda		144.3
15	43	ortada		142.0
	44	başta		140.4
	45	sonda		139.9
16	46	ortada		140.7
	47	başta		140.3
	48	sonda		140.1
17	49	ortada		144.2
	50	başta		143.5
	51	sonda		145.2
18	52	ortada		144.3
	53	başta		143.8
	54	sonda		144.4
19	55	ortada		142.4
	56	başta		141.8
	57	sonda		140.7

EK 2. PROTOTİP SUSTURUCU FOTOĞRAFLARI



EK 3. ATIŞ TESTİ FOTOĞRAFLARI



EK 4. STL HESABI İÇİN KULLANILAN ABAQUS PLUG-IN

```
from abaqus import *
from abaqusConstants import *
from odbAccess import *
import xyPlot
import math
import cmath
import visualization, uti

#~~~~~
~~~~~
#Function plots 'data' obtained from function calcPressuresStl,
'data' is basically xy data pairs of
#(freq, stl)
def plot(data, vp):
    if len(data) == 0:
        raise ValueError, 'No data could be calculated\nbetween
given sets.'
    curveName = 'STL-%s-%s-%s' % ('p1', 'p2', 'p3')
    xy1 = session.XYData(name=curveName, data=data)
    try:
        xyp = session.xyPlots['XYPlot-1']
    except:
        xyp = session.XYPlot('XYPlot-1')

    chartName = xyp.charts.keys()[0]
    chart = xyp.charts[chartName]
    c1 = session.Curve(xyData=xy1)
    chart.setValues(curvesToPlot=(c1, ), )
    chart.axes1[0].axisData.setValues(useSystemTitle=False,
title='Frequency',)
    chart.axes2[0].axisData.setValues(useSystemTitle=False,
title='STL (dB)',)

    vp.setValues(displayedObject=xyp)

#~~~~~
~~~~~
#Function uses, node labels of p1,p2 and p3 nodes, distances x1,x2
and inlet and outlet areas
#to compute pressures p1,p2,p3 from field output and and finally p-
inlet and STL
def
calcPressuresStl(p1Label,p2Label,p3Label,x1,x2,sIn,sOut,inPressure,o
db,C):

    j=cmath.sqrt(-1)
    e=math.e
    steps=odb.steps.keys()
    data=[]
    try:
        for step in steps:
            frames=odb.steps[step].frames
            for i in range(len(frames)-1):

p1Dat=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p1Label)-1].data
```

```

p1Conju=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p1Label)-
1].conjugateData
    p1=(p1Dat+p1Conju*j)

p2Dat=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p2Label)-1].data

p2Conju=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p2Label)-
1].conjugateData
    p2=(p2Dat+p2Conju*j)

p3Dat=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p3Label)-1].data

p3Conju=frames[i+1].fieldOutputs['POR'].values[int(p3Label)-
1].conjugateData
    p3=(p3Dat+p3Conju*j)

    freq=frames[i+1].frameValue

    w=2*math.pi*freq

    k=w/C

    prInCom=( 1/(2*j*sin(k*(x2-x1))) * ( p1*(e **
(j*k*x2)) - p2*(e ** (j*k*x1)) ) )
    stl=20 * ( math.log10(abs(prInCom)/abs(p3)) ) + 10 *
( math.log10(sIn/sOut) )
    dat=[freq,stl]
    data.append(dat)
    except:
        raise ValueError,'An error has occurred.\n\nPlease review
inputs. If issue persists, please'\
        ' contact technical support.'
    return data
#~~~~~
~~~~~
#Get node labels and coordinates for the nodes of the node sets
def getLabelCoords(ns,odb):

    if len(ns)==1:
        # must be an assembly set
        PressureNset=odb.rootAssembly.nodeSets[ns[0]]
        NsetLabel=PressureNset.nodes[0][0].label
        NodeCoord=PressureNset.nodes[0][0].coordinates
    else:
        # must be an instance set
        PressureNset =
odb.rootAssembly.instances[ns[0]].nodeSets[ns[1]]
        NsetLabel=PressureNset.nodes[0].label
        NodeCoord=PressureNset.nodes[0].coordinates
    return NsetLabel,NodeCoord
#~~~~~
~~~~~
#The function gets arguments from the dialog box
def mufflerStlKernel(inPressure=None, p1Pressure=None,
p2Pressure=None,
                    p3Pressure=None, C=None, inletArea=None,
outletArea=None):

```

```

vp=session.viewports[session.currentViewportName]
odb=vp.displayedObject
if type(odb) !=OdbType:
    raise ValueError, 'ODB must be displayed in active
viewport.'

curStepFrame=vp.odbDisplay.fieldFrame
curStep= curStepFrame[0]
curFrame= curStepFrame[1]

#Inlet and outlet tube area should be in same units
sIn=inletArea #Inlet tube area
sOut=outletArea #Outlet tube area

inComCoord=[]

p1ns = p1Pressure.split('.')
p1Label,p1Coord=getLabelCoords(p1ns,odb)

p2ns = p2Pressure.split('.')
p2Label,p2Coord=getLabelCoords(p2ns,odb)

p3ns = p3Pressure.split('.')
p3Label,p3Coord=getLabelCoords(p3ns,odb)

ns = inPressure.split('.')
if len(ns) == 1:
    # must be an assembly set
    inPressure = odb.rootAssembly.nodeSets[ns[0]]
    nodesPinCom=inPressure.nodes

    for i in range(len(nodesPinCom[0])):
        coord=nodesPinCom[0][i].coordinates
        label=nodesPinCom[0][i].label
        inComCoord.append(coord)

    #Compute distance of p1 and p2 from nodeset 'Load'
    if inComCoord[0][0]==inComCoord[1][0]:
        distP1=abs(p1Coord[0]-inComCoord[0][0])
        distP2=abs(p2Coord[0]-inComCoord[0][0])
    elif inComCoord[0][1]==inComCoord[1][1]:
        distP1=abs(p1Coord[1]-inComCoord[0][1])
        distP2=abs(p2Coord[1]-inComCoord[0][1])
else:
    # must be an instance set
    inPressure =
odb.rootAssembly.instances[ns[0]].nodeSets[ns[1]]
    nodesPinCom=inPressure.nodes
    for i in range(len(nodesPinCom)):
        coord=nodesPinCom[i].coordinates
        label=nodesPinCom[i].label
        inComCoord.append(coord)

#Compute distance of p1 and p2 from nodeset 'Load',

if inComCoord[0][0]==inComCoord[1][0]:
    distP1=abs(p1Coord[0]-inComCoord[0][0])

```



```
        distP2=abs(p2Coord[0]-inComCoord[0][0])
    elif inComCoord[0][1]==inComCoord[1][1]:
        distP1=abs(p1Coord[1]-inComCoord[0][1])
        distP2=abs(p2Coord[1]-inComCoord[0][1])

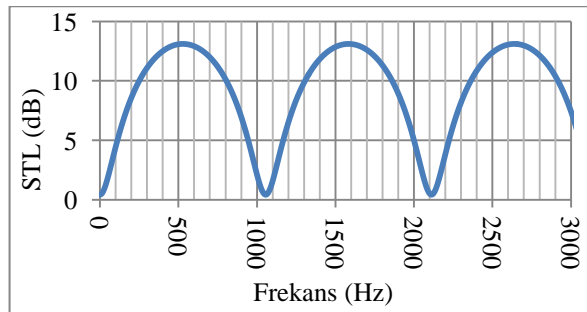
    # x1 and x2 will be used in calcPressuresStl function
    x1=distP1
    x2=distP2

data=calcPressuresStl(p1Label,p2Label,p3Label,x1,x2,sIn,sOut,inPressure,odb,C)
    plot(data,vp)
```

EK 5. PERDESİZ SUSTURUCU MATLAB STL HESABI

```
l1=0.037; l2=0.161; l3=0.006;
r0=1.26;c=340;
% r0 Yoğunluk 1.26 kg/m3, c=340 m/s,l 'ler uzunluk, d'ler çap, s'ler
kesitler, birimler metre.
d1=0.015; d2=0.039; d3=0.0115;
s1=(pi*d1^2)/4; s2=(pi*d2^2)/4; s3=(pi*d3^2)/4;
y1=(r0*c)/s1; y2=(r0*c)/s2; y3=(r0*c)/s3;
y01=(r0*c)/s1; y02=(r0*c)/s2; y03=(r0*c)/s3;
kd12=((s1/s2)-1)^2; kd23=(1-(s3/s2))/2;
m=0.01;m1=0.01;m2=m1*s1/s2;m3=m2*s2/s3;
freq = 0:2:10000;
freq=freq';
for cr=1:length(freq)
    k0=2*pi*freq(cr)/c;
    kc1=k0/(1-m1^2);
    kc2=k0/(1-m2^2);
    kc3=k0/(1-m3^2);
    k(cr,1)=2*pi*freq(cr)/c;
    t1=[exp(1)^(-i*m1*kc1*l1)*cos(kc1*l1)    i*y01* exp(1)^(-
i*m1*kc1*l1)*sin(kc1*l1);    (i/y01)*exp(1)^(-i*m1*kc1*l1)*sin(kc1*l1)
exp(1)^(-i*m1*kc1*l1)*cos(kc1*l1)];
    t12=[1    (1+kd12)*m2*y2-m1*y1;    0    1];
    t2=[exp(1)^(-i*m2*kc2*l2)*cos(kc2*l2)    i*y02* exp(1)^(-
i*m2*kc2*l2)*sin(kc2*l2);    (i/y02)*exp(1)^(-i*m2*kc2*l2)*sin(kc2*l2)
exp(1)^(-i*m2*kc2*l2)*cos(kc2*l2)];
    t23=[1    (1+kd23)*m3*y3-m2*y2;    0    1];
    t3=[exp(1)^(-i*m3*kc3*l3)*cos(kc3*l3)    i*y03* exp(1)^(-
i*m3*kc3*l3)*sin(kc3*l3);    (i/y03)*exp(1)^(-i*m3*kc3*l3)*sin(kc3*l3)
exp(1)^(-i*m3*kc3*l3)*cos(kc3*l3)];
    t=t1*t12*t2*t23*t3;
    %t=t1*t2*t3;
    t1=20*log10(sqrt(y3/y1)*abs(((t(1,1)+(t(1,2)/y3)+t(2,1)*y1+t(2,2)*(y
1/y3))/2)));

    tlb=sqrt(real(t1)^2+imag(t1)^2);
    rs(cr,1)=tlb;
end
tt = [freq k rs];
save perdesize.mat rs k tt
plot(freq,rs);
xlabel('Frequency [Hz]');
ylabel('STL [dB]');
grid on;
```



Perdesiz susturucu MATLAB sonucu elde edilen STL grafiği

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Erkan SEÇİN
Doğum Tarihi : 11/09/1976
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu : (Kurum ve Yıl)
Lisans : Gazi Üniversitesi 1998
Yüksek Lisans : Gazi Üniversitesi 2002

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl/Yıllar:

MKE Silah Fabrikası Müdürlüğü, 1998 - ...

Yayımları (SCI) :

Yayımları (Diğer) :

SEÇGİN, E. ve ARSLAN, H., Patlamalı Akışlarda Susturucunun Akustik İndirgemesi Ve Performans Analizi. Savunma Teknolojileri Kongresi, Haziran 2012, ODTÜ, Ankara, s. 198, 2012

SEÇGİN, E., ARSLAN, H., LÜY, M., Investigation the effects of baffle number and positions on the acoustical performance of multi-chamber reactive type gun suppressors. Shock Waves (Değerlendirmede)

Araştırma Alanları : Makina Dinamiği, Akustik, Bilgisayar Destekli Tasarım