

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BALIKÇI TEKNELERİNDE
MOTOR-PERVANE SİSTEMİNİN YARATTIĞI
TİTREŞİMLERİN VE GÜRÜLTÜ KİRLİLİĞİNİN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ MAK. MÜH. HAYATİ EKREN**

**İSTANBUL
ŞUBAT - 1993**

İÇİNDEKİLER

0.BÖLÜM	GİRİŞ	1
1.BÖLÜM	GAP SULARINA UYGUN BALIKÇI TEKNELERİNİN HİDROMEKANİK İNCELEMESİ	
1.1.	Kullanılan Gemi Formunun Özellikleri	2
1.1.1	Direnç hesabı	2
1.1.2	Sevk hesabı	4
1.1.3	Kavitasyon hesabı	6
1.1.4	Pervane mukavemet hesabı	12
2.BÖLÜM	EGZOST VE MOTOR SİSTEMİNDEN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİMLER	
2.1.	Egzost Kaynaklı Gürültü ve Titreşimin Yapısı	15
2.2.	Egzost Susturucu Tipleri ve Özellikleri	17
2.2.1	Genleşme tipi susturucu	17
2.2.2	Ofset boru ve genleşme tipi susturucu	19
2.2.3	Delikli ses aksettirici tip susturucu	20
2.2.4	Delikli dağıtıcı tip susturucu	21
2.3.	Susturucuların Ses İletim Kaybının Hesabı	22
2.4.	Diesel Motor Kaynaklı Gürültü ve Titreşim Özellikleri	25
2.4.1	Diesel motorlarda gürültü	25
2.4.2	Direkt püskürtmeli ve bölünmüş yanma odalı Diesellerde gürültü	25
2.4.3	Diesel motorlarda titreşim	26
2.4.4	Diesel motorlarda titreşimin pervaneye iletilmesini azaltacak sistemler	30
3.BÖLÜM	GEMİ FORMU VE PERVANEDEN KAYNAKLANAN TİTREŞİMLER	
3.1.	Gemi Formundan Kaynaklanan Titreşimlerin Yapısı	37
3.1.1	Tahrik kuvvetleri	37
3.1.2	Tekne titreşim modları	37
3.1.3	Tekne titreşimini azaltmanın metodları	37

3.2	Tekne Frekansının Hesaplanması	38
3.2.1	Tekne frekansını etkileyen faktörler	38
3.2.2	Tekne frekanslarının hesaplanmasında kullanılan formüller	38
3.2.3	Tekne modlarının analitik hesaplaması	40
3.2.4	Stodola iterasyonu ile tekne frekansının hesaplanması	44
3.3.	Pervaneden Kaynaklanan Titreşimlerin Yapısı	46
3.3.1	Pervaneye etki eden kuvvetler	46
3.3.2	Pervaneye etki eden yatay ve düşey kuvvetler ve faz açıları	46
3.3.3	Eksenel açıklık kuvveti	47
3.3.4	İz kuvveti	48
3.3.5	İtme ve burulma titreşimleri	54
3.4.	Özel Bölgesel Titreşim Problemleri	58
3.4.1	Dümen titreşimleri	58
3.4.2	Kavitasyon titreşimleri	58
3.4.3	Titreşim gerilmeleri	58
3.5.	Sönümleme ve Rezonans Genlikleri	59
3.5.1	Sönümleme Sabitleri	59
3.5.2	Sönümleme tipleri	61
3.5.3	Lokal yapı genliği	62
3.5.4	Titreşen tekne genliğinin hesaplanması	62
3.5.5	Rezonans olmayan genlikler	62

4.BÖLÜM MOTOR-PERVANE SİSTEMİNDEN KAYNAKLANAN TİTREŞİMLER

4.1.	Teknede Meydana Gelen Bölgesel Titreşimler	64
4.1.1	Motordan kaynaklanan titreşimler	64
4.1.2	Tekne titreşimlerinin hesabı	66
4.1.3	Pervane titreşimlerinin hesabı	70
4.1.4	Pervane doğruluk standartları	74
4.2.	Motor-Pervane Sisteminden Meydana Gelen Titreşimler	75
4.2.1	Sistemin doğal frekansının hesaplanması	77
4.2.2	Sistemin burulma titreşiminin hesaplanması	78

5.BÖLÜM SES VE GÜRÜLTÜ, GÜRÜLTÜ KİRLİLİĞİ

5.1.	Ses ve Gürültünün Tanımı	81
5.2.	Ses Dalgalarının özellikleri	82
5.3.	Frekans Analizi	89
5.4.	Ses Yüksekliği ve Ses Yükseklik Düzeyi	92
5.5.	Ses Seviyesi ve Ses Seviyesi Ölçümü	97

6.BÖLÜM ÇEVRE KORUMA YÖNÜNDEN GÜRÜLTÜ KİRLİLİĞİ YARATMAYACAK TEKNELERİN DİZAYNI

6.1. Teknedeki Gürültü Kaynakları	101
6.2. Ses Yalıtımı	102
6.1.1 Egzost gürültüsü ve ses yalıtımı	102
6.1.2 Motor Gürültüsü ve Ses Yalıtımı	105

7.BÖLÜM LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

8.BÖLÜM SONUÇ VE ÖNERİLER



TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans tez çalışması, araştırmacı olarak çalıştığım TÜBİTAK-Marmara Araştırma Merkezi-Makina ve İmalat Sistemleri Araştırma Bölümünde (MİSAB) yapılmış olan T3-92-01 kodlu "GAP Sularına Uygun Balıkçı Teknelerinin Optimizasyonu" projesi kapsamında bir alt çalışma olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın yürütülmesi sırasında Kurumun özellikle bilgisayar olmak üzere hertürlü olanaklarından yararlanılmıştır.

Çalışmamı yönlendiren, her konuda yardımını ve yakın ilgisini gördüğüm danışmanım Doç. Dr. Aydın ŞALCI 'ya ve emeği geçen MİSAB bölümündeki tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim.



İSTANBUL, Şubat-1993

Hayati EKREN
Gemi Mak. Müh.

SUMMARY

Increasing interest has been focussed on the sea and water resources in order to ensure the required sea and water products in the world. Many studies have been made on the determination of the fish region, fishing techniques and fish processing within the fishery activity. However, limited studies have been carried out for determining the levels of the vibration and noise in the fishing boats.

As it knows, the vibration and noise is a great problem for the working personals and environment. In this respect, a detailed study for determining the levels of the vibration and noise in the fishing boats which will probably be used in the GAP* region. The main part of this study includes the results of a project (T3-92-01) which has been carried out at the Department of Mechanical and Production of the Scientific and Technical Research Council of Turkey (TÜBİTAK).

At initial stage, the investigation of the stability, resistance-power and propulsion of a fishing boat and the selection of the propeller of a fishing boat which can be used in the lakes have been made.

Secondly, the maximum noise-level has been analyzed considering the noise effects of engine and exhaust and a new exhaust system has been designed in order to minimize the level of the noise according to the ISO standards. As a result, a noise level lower than the noise of engine-speed system has been obtained according to the ISO standards. The exhaust system of the engine (Capacity:165 HP) which has been used in the experimental investigation has not occurred an effective vibration.

Thirdly, the vibrations of propeller and naturel frequencies of the boat have been investigated and undesired effects for human health have not been determined. In this study, an engine and a propeller have been used within a project carried out of the TÜBİTAK (No: T3-92-01, "The Optimization of Fishing Boats Suitable for GAP* Waters") and this study will have a basic role in the investigation of the engine-power, propeller system and boat forms.

Consequently, the vibrations of the engine and propeller system have been investigated and a damper has been used in order to minimize these vibrations.

(*) : GAP means that " Southeastern Anatolia Project "

0. BÖLÜM

GİRİŞ

Günümüzde gelişmiş toplumların en önemli sorunlarından biri gürültü ve titreşimdir. Gürültünün insan sağlığındaki olumsuz yönleri bilinmekte ve yapılan her türlü makina, bina ve taşıtlarda gürültü ve titreşim probleminin çözülmesi yoluna gidilmektedir. Çağımızda artık gürültüsüz bir ortamda çalışmak ve yaşamak bir lüks değil insan sağlığı için bir ihtiyaç olmaktadır.

Günümüzde yapılan tüm taşıtlarda, evlerde ve fabrikalarda gürültü problemini çözmek için çeşitli araştırmalar yapılmakta, en ucuz ve en iyi ses ve titreşim izolatörleri üzerinde çalışılmaktadır. Bu tezde amaç ülkemizde geniş bir iş kolunu oluşturan balıkçılık sektörüne yönelik olarak, öncelikle GAP bölgesi için geliştirilmiş olan balıkçı teknesinde titreşim ve gürültü analizinin yapılması ve bu teknede gürültü ve titreşim değerlerini insan sağlığı açısından zararsız hale getirecek çözümlerin bulunmasıdır.

1. BÖLÜM

GAP SULARINA UYGUN BALIKÇI TEKNELERİNİN HİDROMEKANİK İNCELEMESİ

1.1. KULLANILAN GEMİ FORMUNUN ÖZELLİKLERİ

Bu çalışmada GAP bölgesinde balık avlamada kullanılmak üzere, TÜBİTAK-MAM Gemi Hidromekaniği Araştırma Gurubu tarafından dizayn edilen balıkçı teknesi, gürültü ve titreşim yönünden incelenecektir. 1979 yılında Kemal KAFALI, Öner ŞAYLAN ve Aydın ŞALCI tarafından TÜBİTAK-MAG-416 numaralı " Türkiye Sularına Uygun Balıkçı Gemisi Formlarının Geliştirilmesi " isimli projede direnç-sevk, denizcilik ve stabilite yönünden incelenerek elverişli bulunan 148/4-B balıkçı teknesi formu esas alınmıştır.[1.1],[1.5].

İncelenecek teknenin ana boyutları aşağıda verilmiştir. Teknenin Form Planı EK-1 'de, Hidrostatik eğriler EK-2 'de ve Stabilite Çapraz eğrileri ise EK-3 'de verilmektedir.[1.2],[1.5]

Teknenin Ana Boyutları

L_{oa}	= 16.650 m
L_{wl}	= 16.000 m
L_{bp}	= 16.000 m
B	= 4.571 m
D	= 2.560 m
T	= 1.829 m
CB	= 0.500

1.1.1 - Direnç Hesabı :

Seçilen teknenin model direnç-sevk deney sonuçlarından yararlanarak Hughes yöntemi ile 11 kn. hızına kadar direnç değerleri hesap edilmiştir. Modele ait değerler aşağıda verilmektedir.[1.5],[1.2]

Model boyu	L_{bp}	= 2.00 m
Deney suyu sıcaklığı	t	= 16.5 °C (WL3 ve WL5 için)
Deney suyu sıcaklığı	t	= 16.0 °C (WL4 için)
Form faktörü	K	= 0.25

Modele ait deney sonuçları ise;

	WL-3	WL-4	WL-5
<u>Model Hızı (m/s)</u>	<u>RT (kg)</u>	<u>RT (kg)</u>	<u>RT (kg)</u>
0.200	0.030	0.040	0.050
0.400	0.070	0.084	0.126
0.600	0.124	0.170	0.244
0.800	0.224	0.300	0.420
1.000	0.400	0.512	0.680
1.200	0.676	0.876	1.070
1.400	1.150	1.460	1.750
1.600	2.120	2.520	3.220
1.800	4.200	4.680	--
2.000	6.980	7.500	--

Tekneye ait direnç hesabı sonuçları ise Hughes yöntemi ile hesap edilmiştir.

[1.2],[1.5]

	WL-3	WL-4	WL-5
<u>Tekne Hızı (kn.)</u>	<u>RT (kg)</u>	<u>RT (kg)</u>	<u>RT (kg)</u>
1.100	13	16	19
2.200	28	27	47
3.300	41	56	85
4.400	76	103	148
5.500	155	188	249
6.600	287	348	411
7.700	521	629	681
8.800	1028	1151	1324
9.900	2148	2225	--
11.00	3548	3648	--

Bulunan direnç değerleri çıplak tekne için geçerli olduğu için takıntı ve tekne yüzeyinde çalışma şartlarında oluşacak pürüzlülük için direnç değeri toplam %18 arttırılmıştır.[1.1]

Balıkçı teknesi seyir hızı konusunda yapılan çalışmalar sonucunda küçük balıkçı tekneleri için Froude değeri 1.12-1.32 alınması tavsiye edilmektedir. Fakat tekne GAP bölgesinde deniz seviyesinden ortalama 1585 metre yüksekte çalışacağı için 1.32 Froude değerindeki hızlarda pervanelerin kavitasyon göstermesi ve optimum pervanenin pervane yuvasına sığmaması nedeniyle, tekne hızı 1.20 Froude değerine karşılık gelen 8.70 knot servis hızı olarak belirlenmiştir ve bu hız 16 metrelik balıkçı tekneleri için kabul edilir sınırlar içerisindedir.[1.3],[1.4].

1.1.2 - Sevk Hesabı :

Aşağıda tekneye ait, WL-4 'de değişik hızlardaki EHP değerleri ve %18 arttırılmış EHP değerleri verilmektedir.

<u>Tekne Hızı (kn.)</u>	<u>WL-4 'deki EHP</u>	<u>WL-4 'deki %18 artmış EHP</u>
6.600	15.73	19
7.700	33.21	39
8.800	69.45	82
9.900	151.01	178
11.00	275.18	325

Yukarıda da belirtildiği gibi, teknenin 8.70 knot hızda gitmesini sağlayabilecek kavitasyon oluşmayan, pervane yuvasına sığabilen, istenen hıza çıktığında gerekli pervane mukavemetini sağlayabilen 3, 4 ve 5 kanatlı iki ayrı açılım oranlarına sahip altı adet Wageningen-B serisi pervane için Bp- Δ diyagramları yardımıyla hesap yapılmıştır. Aşağıda bu hesap sonuçları verilmektedir.

Motor gücü ve pervane devri için genel sevk verimi 0.5 kabul edilerek geliştirilmiş amprik formüller ve daha önce yapılmış tekneler incelenerek aşağıdaki seçimler yapılmıştır.[1.3],[1.4]

P	=	165	HP (Cummins)
N	=	6	Silindir sayısı
M _{max}	=	483	Nm (Maksimum Moment)
g	=	210	gr/Kw/h (Özgül yakıt sarfiyatı)
V	=	5880	cm ³ (Silindir hacmi)
N _m	=	2400	RPM
Red.	=	3.709 : 1	Standart (HSW-630A)
N _p	=	647	RPM
D _*	=	1.133	m (Pervane yuvasına sığan maksimum pervane çapı)
w	=	0.240	İz katsayısı
t	=	0.190	İtme katsayısı
η_{tr}	=	0.940	Transmisyon verimi
η_{rr}	=	1.030	Rölatif dönme verimi
η_h	=	1.066	Tekne verimi

Yukarıdaki değerler göz önüne alınarak Wageningen-B pervane serileri Bp - Δ diyagramları kullanılarak optimum pervane için aşağıdaki değerler hesap edilmiş ve belirtilen pervaneler itme için gerekli tüm şartları sağlamıştır. Üç kanatlı pervanelerde B 3-35 mukavemet ve kavitasyon yönünden, B 3-65 ise gerekli hızı sağlayamadığından dikkate alınmamıştır. Burada sadece B 4-40, B 4-70, B 5-45 ve B 5-75 pervaneleri gerekli tüm şartları sağlamıştır.[1.6],[1.7].

$$V_a = V_s (1 - w) \quad ; \quad Bp = \frac{N_p \sqrt{DHP}}{V_a^{2.5}} \quad ; \quad DHP = \eta_r BHP \quad \dots(1.1)$$

$$\delta = \frac{N_p \cdot D}{V_a} \quad ; \quad EHP_p = \eta_0 \eta_{rr} \eta_r \eta_h BHP \quad \dots(1.2)$$

B 4-40

V_s (kn.)	6.50	7.50	8.50	9.50	10.50
V_a (kn.)	4.94	5.70	6.46	7.22	7.98
Bp	148.6	103.9	76.0	57.5	44.8
	416	363	319	286	258
	0.382	0.425	0.467	0.503	0.536
D (m)	0.968	0.975	0.971	0.973	0.970
H/D	0.624	0.639	0.661	0.686	0.712
EHP _p	65	73	80	86	91
EHP _s	17	35	118	127	275

B 4-70

V_s (kn.)	6.50	7.50	8.50	9.50	10.50
V_a (kn.)	4.94	5.70	6.46	7.22	7.98
Bp	148.6	103.9	76.0	57.5	44.8
	401	348	305	271	243
	0.360	0.401	0.438	0.473	0.504
D (m)	0.933	0.934	0.928	0.922	0.914
H/D	0.633	0.654	0.676	0.706	0.741
EHP _p	61	68	75	81	86
EHP _s	17	35	118	127	275

B 5-45

V_s (kn.)	6.50	7.50	8.50	9.50	10.50
V_a (kn.)	4.94	5.70	6.46	7.22	7.98
Bp	148.6	103.9	76.0	57.5	44.8
	398	346	301	267	240
	0.374	0.415	0.456	0.491	0.523
D (m)	0.926	0.929	0.916	0.908	0.902
H/D	0.635	0.659	0.682	0.721	0.747
EHP _p	64	71	78	84	89
EHP _s	17	35	118	127	275

	<u>B 5-75</u>				
V_s (kn.)	6.50	7.50	8.50	9.50	10.50
V_a (kn.)	4.94	5.70	8.46	7.22	7.98
Bp	148.6	103.9	76.0	57.5	44.8
	393	338	296	263	237
	0.361	0.402	0.440	0.474	0.505
D (m)	0.915	0.908	0.901	0.895	0.891
H/D	0.639	0.669	0.694	0.726	0.759
EHP _p	61	68	75	81	86
EHP _s	17	35	118	127	275

Tekne ile ilgili B 4-40 pervane değerleri Şekil-1.1 'de, B 4-70 pervane değerleri Şekil-1.2 'de, B 5-45 pervane değerleri Şekil-1.3 'de ve B 5-75 pervane değerleri Şekil-1.4 de verilmektedir. Bu diyagramlar yardımıyla EHP_p ve EHP_s eğrilerinin kesişim noktası yardımıyla 165 BHP motor gücüyle teknenin yapacağı hız değeri belirlenmiş olur.

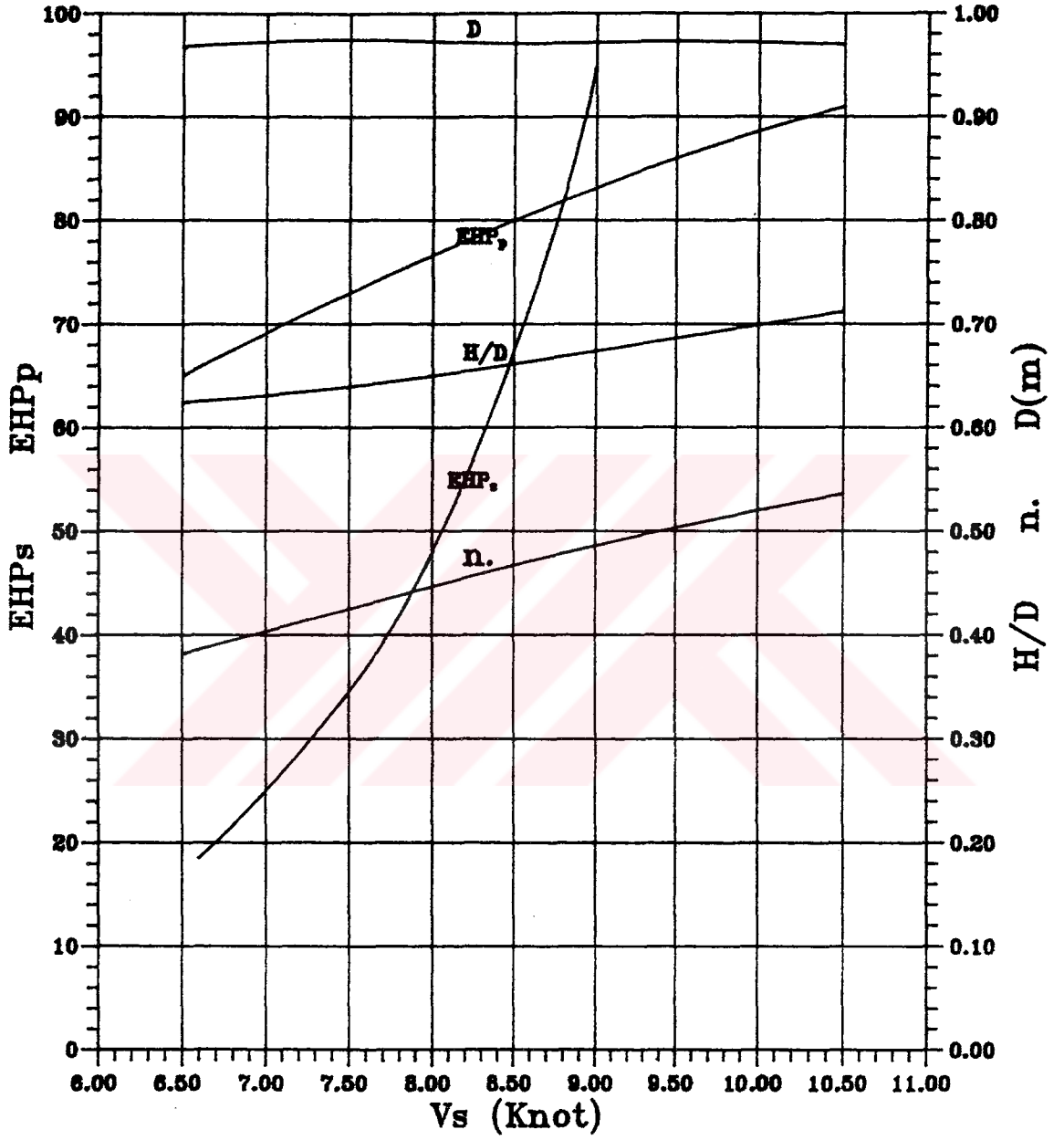
1.1.3 - Kaviteasyon Hesabı :

Sevk yönünden yapılan incelemeden sonra pervaneler kaviteasyon yönünden incelenmiştir.

$(P_{atm}-e)$	= 10100 kg/m ²	Deniz seviyesinde kaviteasyon basıncı.
H	= 1585 m	GAP bölgesinin ortalama deniz seviyesinden yüksekliği.
h	= 0.642 m	0.7 D kritik çaptaki, su seviyesinden * olan derinlik.
ρ_h	= 1.256 kg/m ³	Havanın yoğunluğu.
ρ_s	= 1000 kg/m ³	Suyun yoğunluğu.
	= 101.94 kg.s ² /m ⁴	Suyun 15°C deki kitlesel yoğunluğu.
$(P_{atm}-e)_H$	= 8109 kg/m ²	Deniz seviyesinden 1585 m. yükseklikte kaviteasyon basıncı.
$(p_{atm}-e)_H + \rho_s \cdot h$	= 8751 kg/m ²	Kritik kesitte kaviteasyon basıncı.
F_a	= $\alpha_E \cdot F_o$ (m ²)	Açılım alanı.
F_p	: (m ²)	İzdüşüm alanı.
F_o	: $(\pi \cdot D^2/4)$ (m ²)	Disk alanı.
α_E	:	Açılım alan oranı.
H/D	:	Hatve çap oranı.

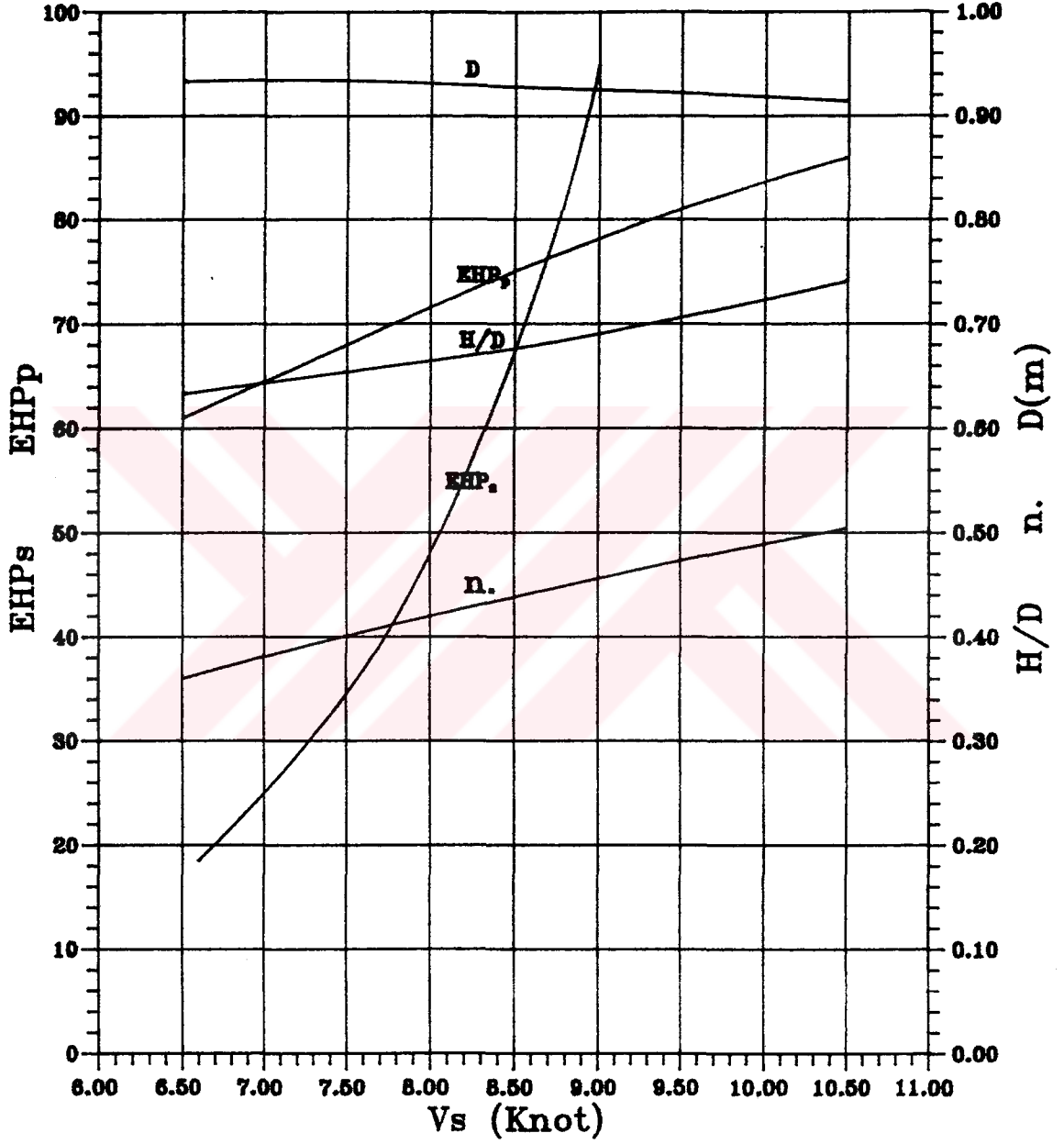
(*) : Kaviteasyon kontrolü, pervane 0.7 D kritik çapı üzerinde yapılmıştır.

WAGENINGEN B 4-40



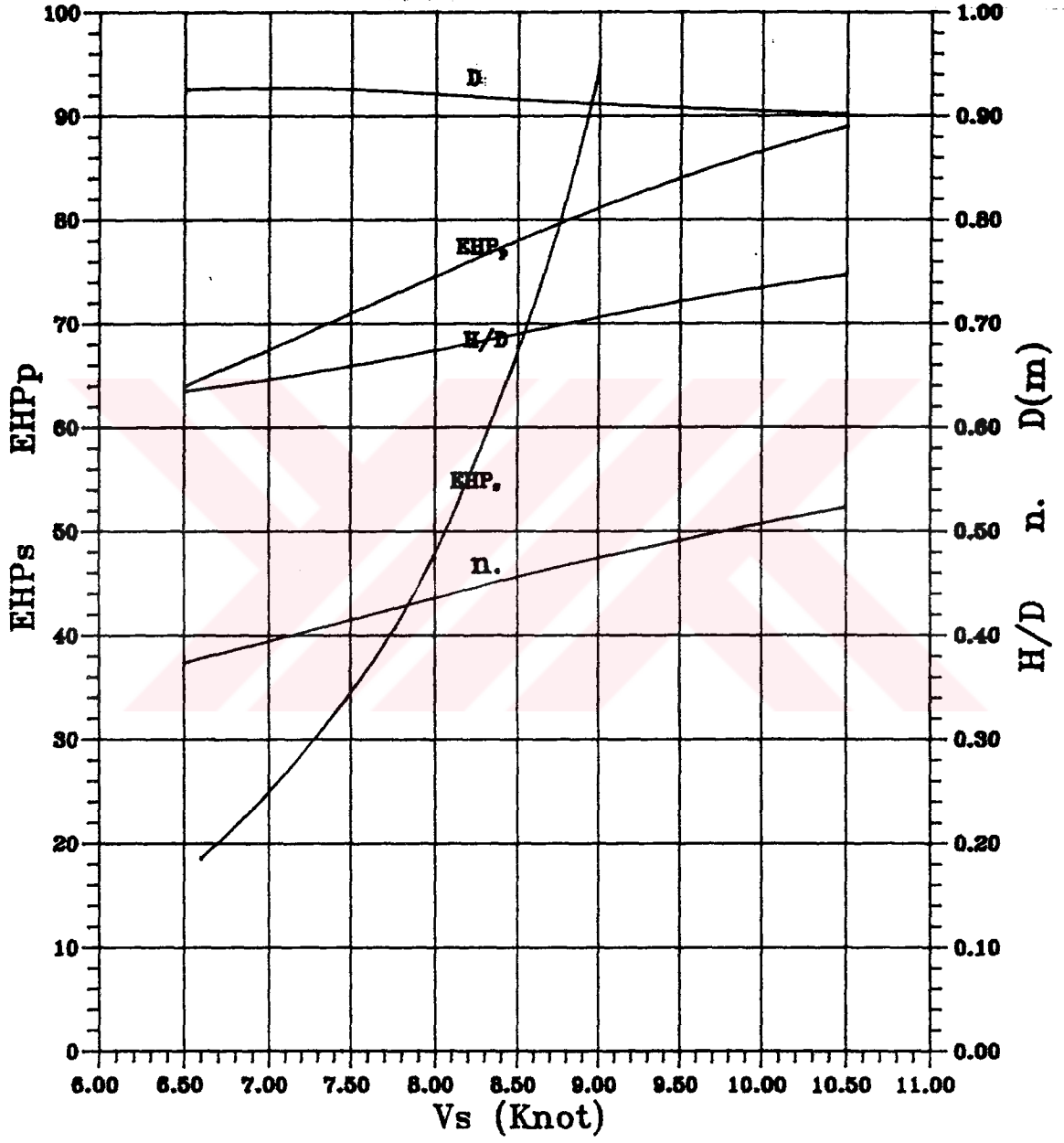
Şekil-1.1 Wageningen B 4-40 Pervanesi İçin Dizayn Eğrileri.

WAGENINGEN B 4-70



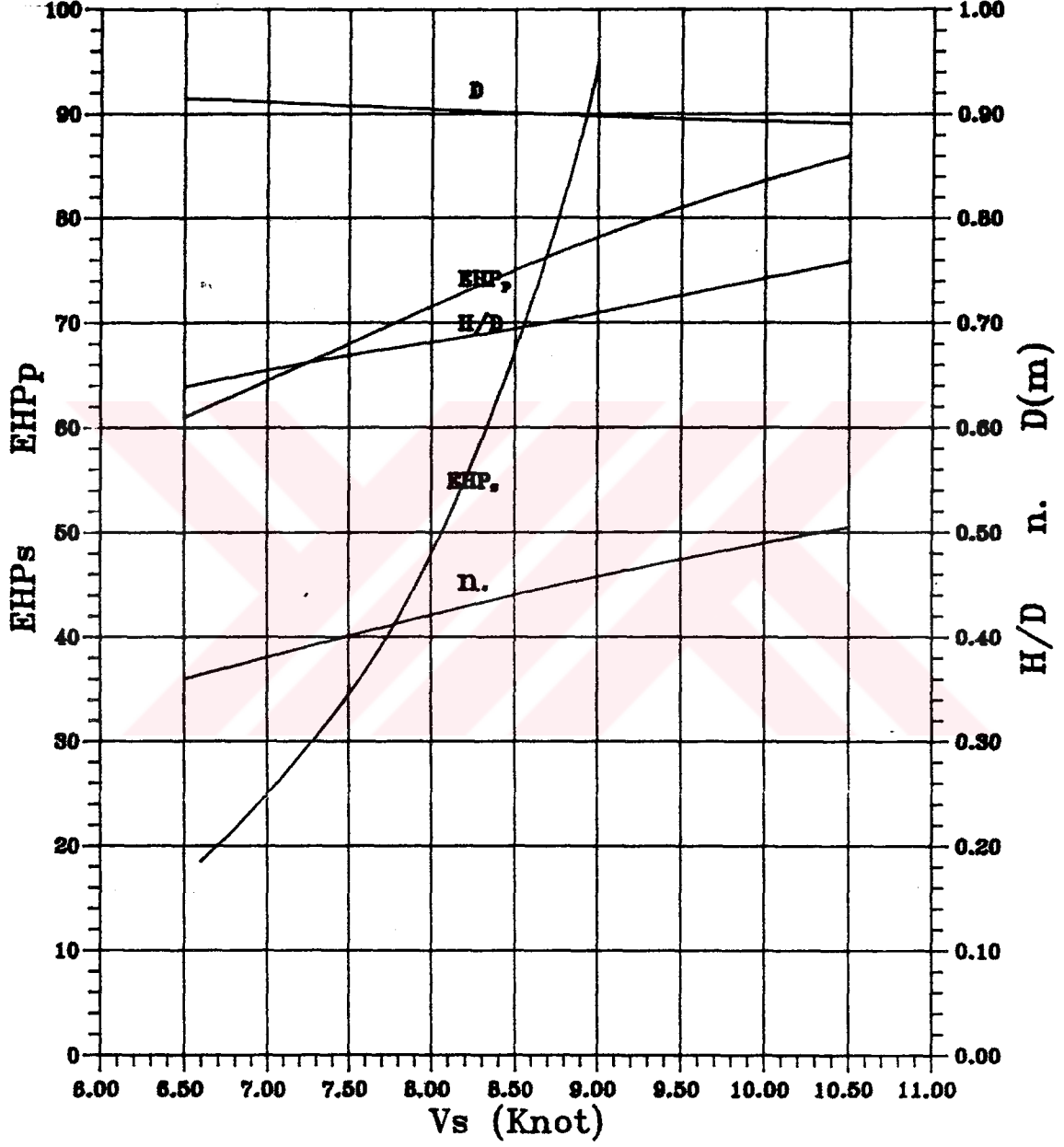
Şekil-1.2 Wageningen B 4-70 Pervanesi İçin Dizayn Eğrileri.

WAGENINGEN B 5-45



Şekil-1.3 Wageningen B 5-45 Pervanesi İçin Dizayn Eğrileri.

WAGENINGEN B 5-75



Şekil-1.4 Wageningen B 5-75 Pervanesi İçin Dizayn Eğrileri.

v_T	: (m/s)	Bileşke hız.
v_a	: (m/s)	Pervane düzleminde ortalama su hızı.
N_p	: (d/d)	Pervane devir sayısı.
T	: (kg)	Pervane itme kuvveti.
q	: (kg/m ²)	Dinamik Basınç.
p	: (kg/m ²)	Statik basınç farkı.
τ_c	:	Bir katsayı.
σ	:	Thoma sayısı.

$$F_p = F_a (1.067 - 0.229 \frac{H}{D}) \quad \text{....(1.3)}$$

$$v_T^2 = v_a^2 + (\frac{N_p}{60} \pi D 0.7)^2 \quad \text{....(1.4)}$$

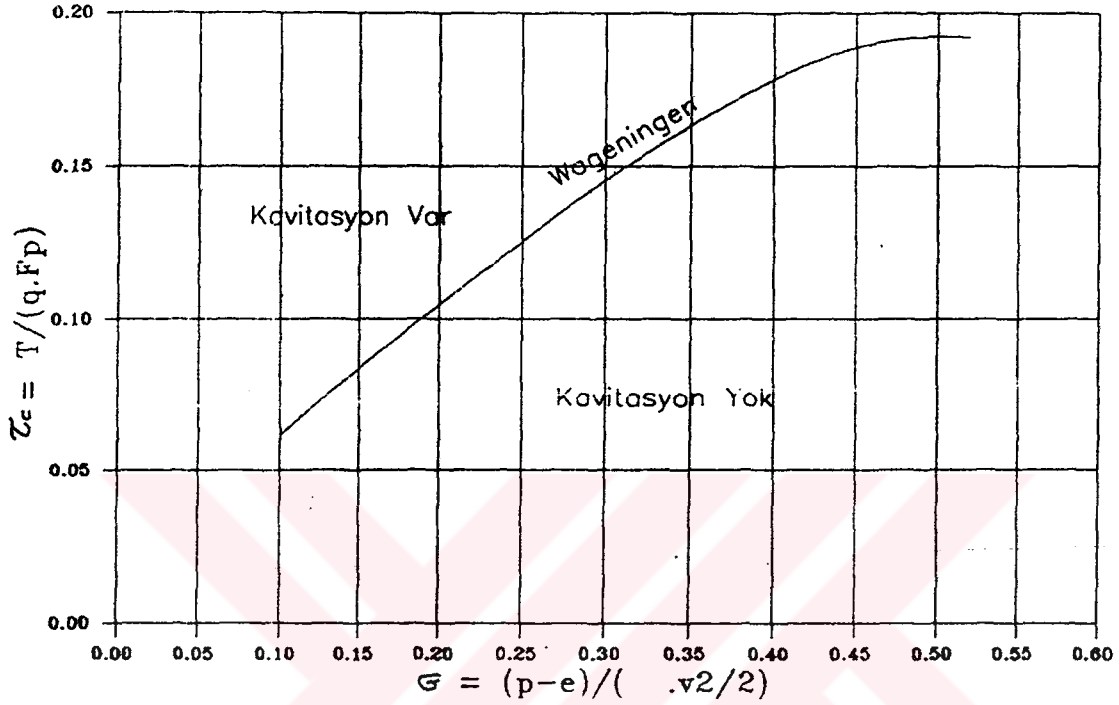
$$q = \frac{\rho}{2} v_T^2 \quad ; \quad \tau_a = \frac{T}{q F_p} \quad \text{....(1.5)}$$

$$\sigma = \frac{\Delta P}{q} = \frac{(P_{atm})_H + P_h - e}{\frac{\rho}{2} v_T^2} = \frac{(P_{atm} - e)_H + P_h}{\frac{\rho}{2} v_T^2} \quad \text{....(1.6)}$$

Yukarıdaki (1.3),(1.4),(1.5) ve (1.6) formülleri yardımıyla hesaplanan pervane kavitasyon değerleri ile aşağıdaki tablo oluşturulmuştur.

Tip		<u>B 4-40</u>	<u>B 4-70</u>	<u>B 5-45</u>	<u>B 5-75</u>
V_s	(kn.)	8.800	8.700	8.750	8.700
P	(EHP)	82.000	76.100	79.800	76.200
H/D		0.668	0.682	0.692	0.700
D	(m)	0.972	0.922	0.914	0.900
F_a	(m ²)	0.742	0.668	0.656	0.636
F_{p_2}	(m ²)	0.678	0.608	0.596	0.577
v_T	(m ² /s ²)	552	498	490	476
q	(kg/m ²)	28135	25383	24975	24262
T	(kg)	1358	1275	1337	1277
τ_c		0.0712	0.0826	0.0898	0.0912
σ		0.3110	0.3480	0.3504	0.3608

Yukarıda bulunan τ ve σ değerlerinin kesişim noktaları Şekil-1.5 'yardımıyla pervanelerde kavitasyon olup olmadığını belirler. Şekil -1.5 'de görüldüğü gibi dört pervanede kavitasyon yoktur.



Şekil-1.5 Kavitasyon Diyagramı.

1.1.4 - Pervane Mukavemet Hesabı :

Kavitasyon yönünden yeterli olduğu görülen pervanelerin mukavemet yönünden de yeterli olması durumunda, tüm şartları sağlayan pervaneler içinden en yüksek hızı sağlayabilen pervane seçilecektir. Pervane shaft ekseninde kanat kesit (et) kalınlığının, üzerinde oluşan maksimum gerilme değerini veren ifade aşağıdaki gibidir.

$$S_c = \frac{C_1 P_1}{4.5 N_p s_i^3} + \frac{D^3 N_p^2 i \phi}{12800 s_i} - \frac{D^2 N^2}{12800} \quad \dots(1.6)$$

Burada;

C_1 : Şekil-1.6 'dan bulunan H/D oranına bağlı bir sabit.

P_1 : DHP/z , Her bir kanada gelen güç.

N_p : d/d , Pervane devir sayısı.

s_i : Göbekte kanat kalınlığı (ft) (B 4-40 ve B 4-70 için [0.045.D])
(B 5-45 ve B 5-75 için [0.040.D])

D : Pervane çapı (ft)

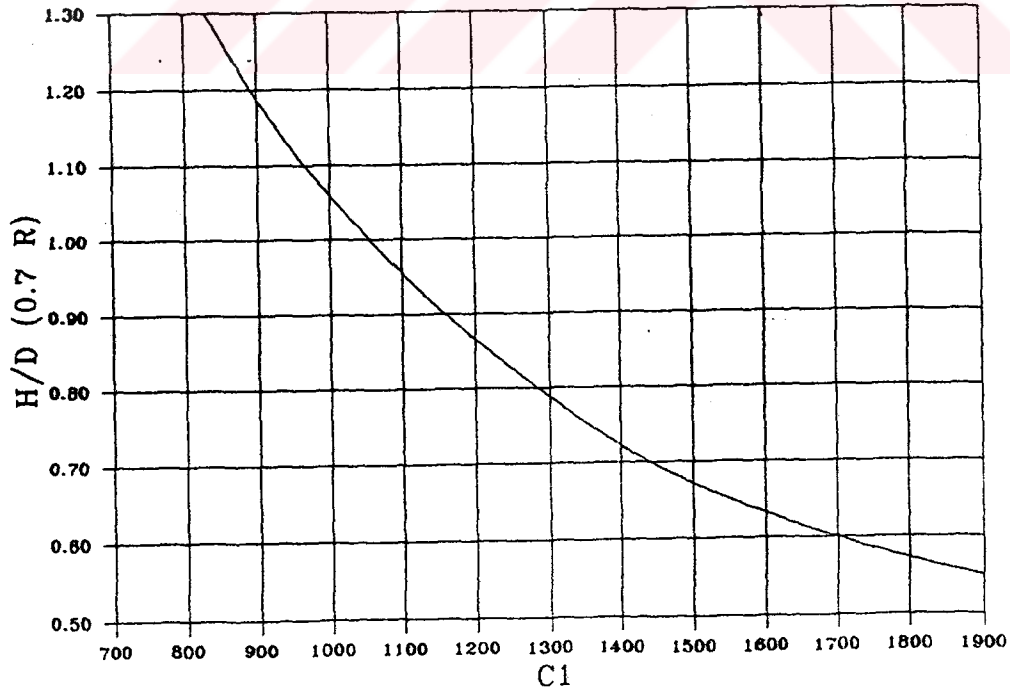
ϕ : Şekil-1.7 den bulunan H/D oranına bağlı bir sabit.

i = 0.134 (eğiklik-çap oranı)

S_c = 6500 lb/inch² (Manganez-Bronz alaşımlı pervaneler için)

Tip		B 4-40	B 4-70	B 5-45	B 5-75
C_1		1502.0	1492.0	1481.0	1475.0
P_1	(DHP)	38.775	38.775	31.020	31.020
s_i		0.1434	0.1433	0.1199	0.1181
D	(ft)	3.1860	3.1855	22.9990	2.9530
ϕ		2.6480	2.6350	2.6140	2.6030
S_c	(lb/inch ²)	3258.0	3239.0	3381.0	3392.0

Yukarıdaki tabloda görüldüğü gibi dört pervanede manganez-bronz malzeme için gerekli mukavemeti göstermektedir. Bu şartlar altında en yüksek hızı ve itme gücünü sağlayan Wageningen B 4-40 pervanesi seçilmiştir.



Şekil-1.6 Pervane Mukavemet Sabiti (C_1) Diyagramı.

1. Bölümde Yaralanılan Kaynaklar:

- 1.1 KAFALI K, ŞAYLAN Ö, ŞALCI A. (1979) -" Türkiye Sularına Uygun Balıkçı Gemisi Formlarının Geliştirilmesi " ,TÜBİTAK-MAG-416.
- 1.2 ŞALCI A, EKREN H, DEMİR C. (1992) -"Balıkçı Teknesi Form Planı Çizimi, Hidrostatik , Stabilite ve Direnç-Güç Hesabı Programı FISH-CAD - v1.0 Bilgisayar programı" , TÜBİTAK-MAM , Gebze, KOCAELİ.
- 1.3 LYON T.D, MISTREE F. (1985) -" A Computer Based Method for the Preliminary Design of Ships " ,Journal of Ship Research ,Vol. 29 , Sayfa 251-269.
- 1.4 DAHLE E.A. (1984) -" Intact and Damaged Stability of Small Craft With Emphasis on Design " ,Int. Conf. on Design Considerations for Small Craft , R.I.N.A. ,London.
- 1.5 KAFALI K., (1980)- "Balıkçı Gemisi Formlarının İncelenmesi", İstanbul Teknik Üniversitesi, İSTANBUL.
- 1.6 LAMMEREN P.A, MANEN J.D, OOSTERVELD W.C (1969) -" The Wageningen B-Screw Series " , The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.
- 1.7 SOYGÜR H., TAŞELİ H., (1981)- "Balıkçı Gemisi Modeli İz Dağılımının Deneysel Olarak Bulunması", İstanbul Teknik Üniversitesi, İSTANBUL.

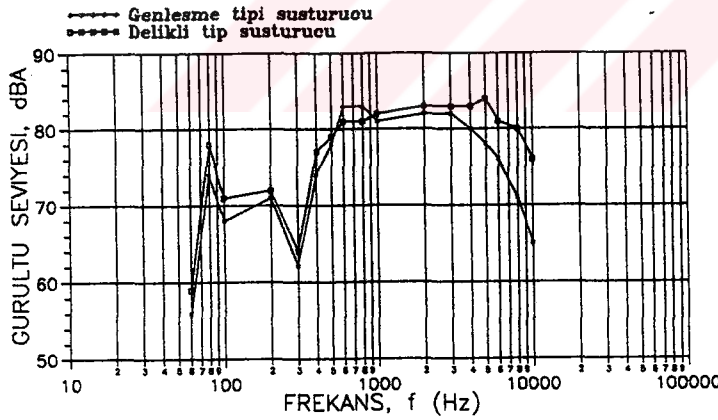
2. BÖLÜM

EGZOST VE MOTOR SİSTEMİNDEN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİMLER

2.1 EGZOST KAYNAKLI GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİMİN YAPISI

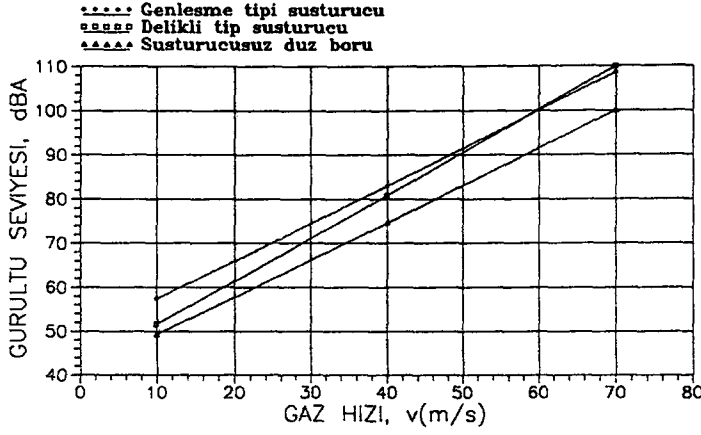
Egzost gürültüsü motorun kendinden kaynaklanan gürültünün yanında ikinci büyük gürültü kaynağıdır. Boru ve susturucu boyunca akan sıcak egzost gazları, 60-70 m/sn'ye ulaşan hızları nedeniyle akıştan dolayı bir gürültü oluşturur. Bu akış gürültüsünün azaltılması da etkili bir yöntemin bulunmasını gerektirmiştir. Çeşitli egzost sistemlerinin modellenmesiyle susturucudaki gaz akımları gözlenerek elde edilen sonuçlar yardımıyla, GAP bölgesindeki su kaynaklarının kirlenmesini önlemek için balıkçı teknelerinde kuru tip egzost kullanılarak gürültü azaltımı sağlanacaktır.

Egzost gazı gürültüsü, susturucu ve borulardan gelen gürültüler olmak üzere iki kaynağa sahiptir. Egzost sisteminden kaynaklanan gürültünün frekans dağılımı seçilen 165 HP, 2400 RPM ve 6 silindirli motor için Şekil-2.1 'de verilmektedir.[2.1]



Şekil-2.1 Egzost Gazı Gürültüsünün Dağılımı.

Genel olarak, yanma gürültüsü 300 Hz.'den küçük ve 500 Hz.'den büyük bantta olmaktadır. Egzost sisteminden kaynaklanan gürültüyü tespit etmek için, düz boru ve iki çeşit susturucu içine egzost gazı gönderilmiş, gürültülerinin şiddetleri ölçüldüğünde Şekil-2.2 'de görüldüğü gibi bir yapı gösterdiği gözlenmiştir.[2.1]



Şekil-2.2 Gaz Hızına Karşılık Gelen Akış Gürültüsü

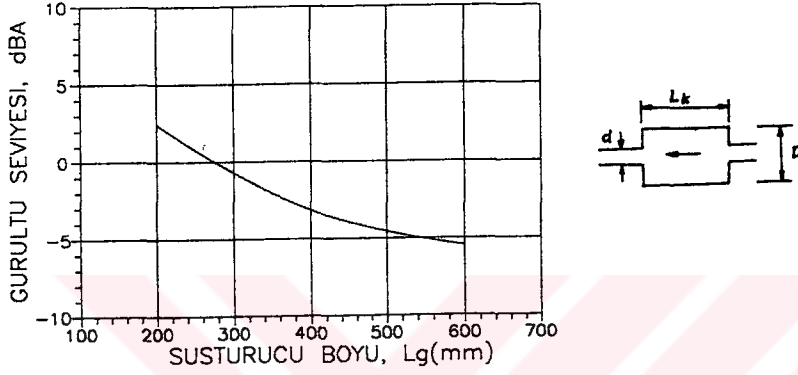
Ölçümler egzost kuyruk borusu çıkışının 500 mm. arkasında ve 45° açı yapacak şekilde yerleştirilmiş olan bir mikrofona yapılmıştır. Gaz susturucu içinden geçtiğinde, 500 Hz.'den 10 KHz'e kadar frekans bandı aralığında, düz borudaki duruma nazaran gürültü seviyesinde önemli mertebelerde artış olduğu belirlenmiştir. Bunun sebebi susturucu borusu ebatları belli bir kurala bağlı olmadığı için meydana gelmiştir. Ayrıca, dağılım karakteristiklerinin susturucu yapısı tarafından değiştirildiği belirlenmiştir.[2.1],[2.2].

2.2. EGZOST SUSTURUCUSU TİPLERİ VE ÖZELLİKLERİ

2.2.1. Genleşme Tipi Susturucu :

a) Tek genleşmeli tip

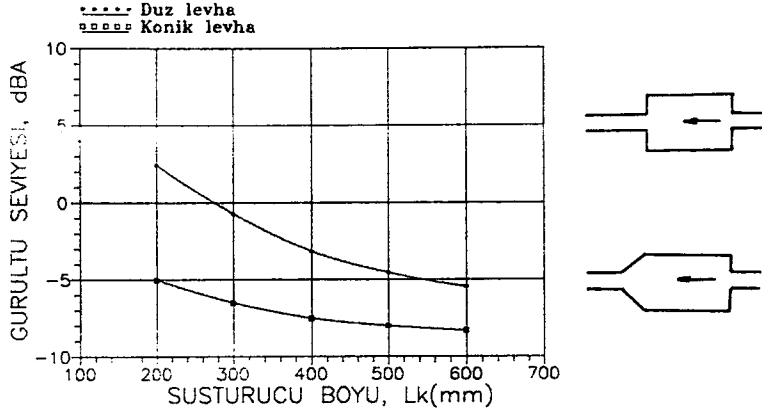
Genleşme odası uzunluğu 200 mm'den 500 mm'ye kadar değiştirilerek yapılan deneylerde 200 mm uzunluğa kadar susturucudaki ana setin büyük bir miktarı borunun kenarını sıyrıp karşısındaki levhaya çarpmaktadır. Bununla birlikte, 500 mm. uzunluğundaki susturucuda akım bir koni gibi yayılıp, hızını kaybeder ve çıkış borusuna gelir ve gürültüde azalma görülür.[2.1],[2.2],[2.3].



Şekil-2.3 Tek Genleşmeli Susturucuların Akış Gürültüsü Dağılımı

Genleşme tipi susturucular esas itibariyle, akış gürültüsü için umut verebilir. Fakat, levhaların arasındaki mesafenin küçük olduğu kısa bir susturucu, daha büyük akış gürültüsü meydana getirir. Bunun sebebi giriş borusundan gelen set nüvesinin kuvvetli bir şekilde çıkış borusunun köşesini sıırması ve hızını kaybetmeksizin levhaya çarpmasıdır. Burada, son plakada yayılan gürültü, akışta oluşan kuvvet nedeniyle büyük olmaktadır. Gürültü seviyesi, Şekil-3.3 'de gösterildiği gibi susturucu uzunluğuna göre azaltılmaktadır.

Bundan başka frekans bandı nispeten dar, 400 Hz. ile 1.5 KHz. arasında olmaktadır. Şekil-2.4 'de görüldüğü gibi akış gürültüsünün azaltılması için konik bir levha uygulanması durumunda, düz levhaya oranla 5-9 dBA'lık gürültü azaltımı sağlanır.[2.1],[2.2],[2.3]



Şekil-2.4 Konik Levha İle Akış Gürültüsü Azaltımı

b) Uzatılmış Borulu Genleşme Tipi

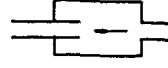
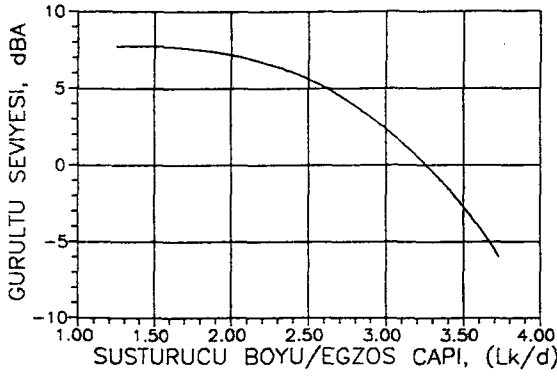
Uzatılmış borulu genleşme tipi susturucu akustik azaltmanın geliştirilmesinde etkili bir yöntemdir.

L_k : Giriş borusundan çıkış borusuna olan uzaklık
 d : Boru çapı

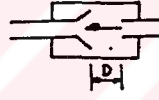
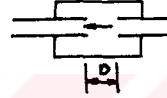
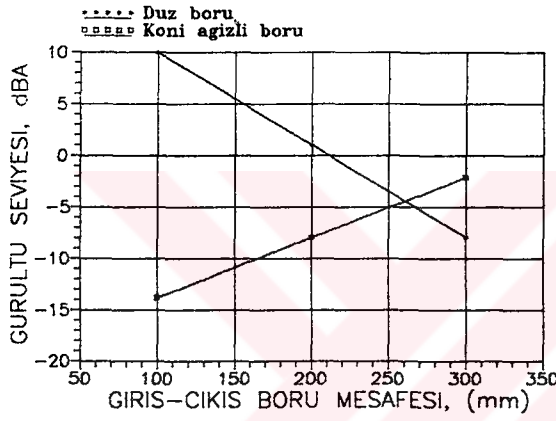
L_k/d oranı 3'ten küçük ($L_k/d < 3$) olduğunda belli bir frekans bandında rezonans meydana gelir ve $L_k/d > 3$ olduğunda akış gürültüsü azalır. Ağır taşıtlarda $L_k/d > 4$ oranı iyi sonuçlar vermektedir.[2.1]

Şekil-2.5 'de $L_k=360$ mm. ile $L_k=90$ mm. arasında $d=90$ mm. çapındaki susturucuda değişik L_k/d oranlarında gürültü seviyesi düşüş miktarları ölçülmüştür. Çıkış borusunun kenarında akımın kesildiği gözlenebilir ve daha küçük L_k için yada çıkış borusunun boyunun artması oranında akımın kesilme derecesi daha büyük olmaktadır. Buradan görüleceği gibi L_k/d küçüldüğünde akış gürültüsü hızla artmaktadır. Akış gürültüsünün bu artışı çıkıştan girişe kadar olan boru mesafesinden kaynaklanmakta ve gürültü artışı tek genleşmeli susturucuya nazaran daha büyük olmaktadır. Ayrıca frekans dağılımı, tek genleşme tipli susturucudan daha geniş olarak, 800 Hz. ile 5 KHz.'lik bantta yer almaktadır.[2.1],[2.3].

Çıkış borusunun ucuna koni yerleştirilmesi, akış gürültüsünün giderilmesinde iyi bir yöntemdir. Şekil-2.6 'da $\phi 90$ mm'lik boruya $\phi 135$ mm'lik koninin yerleştirilmesi halinde akışa ve gürültüye olan etkileri görülmektedir. Buna göre, daha kısa mesafedeki boruya koni takıldığında, jetin kenarları sıyrmasından dolayı, gürültü azaltımı arttırılmıştır.[2.1],[2.2]



Şekil-2.5 Uzatılmış Çıkış Borulu Genleşme Tipi Susturucu Akış Gürültüsü.



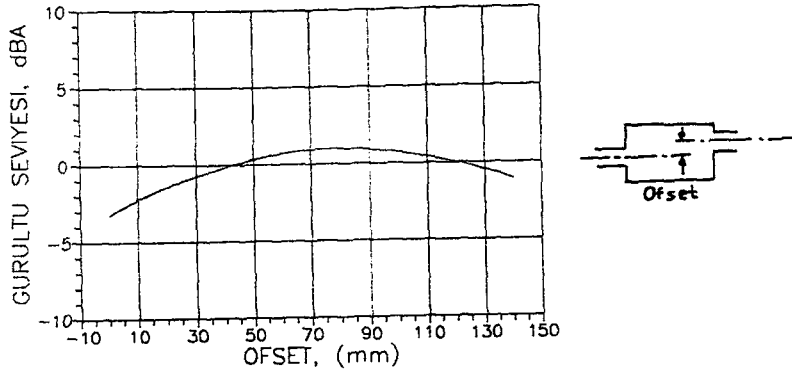
Şekil-2.6 Konili Boruda Akış Gürültüsü

2.2.2 - Ofset Boru ve Genleşme Tipi :

Susturucu içinde ofset giriş ve çıkış borusu pratik olarak kullanışlıdır. Bu durumda, akışın kesilmesi akış gürültüsü meydana getirirken, akım jeti, yüzey gürültüsü oluşturacak şekilde direkt olarak ikinci levhaya çarparak daha küçük ofsette daha büyük gürültü yaratacaktır. Şekil-2.7 akış gürültüsü üzerine ofset etkisini göstermektedir. Boru 70 mm. ofset durumunda iken 630 Hz de pik gürültü meydana gelir ve yüksek frekans bandında gürültü seviyesi boruların ofsetsiz durumuna göre daha yüksek olur. Aşağıdaki uygulamalar bu tip susturuculardaki gürültüyü azaltmak için yapılmaktadır.[2.1],[2.2].

1. Yüzey gürültüsünü azaltmak için, ikinci levha konik şekilde veya çift duvar kullanarak pekiştirilmelidir.

2. Boru ofseti کافی derecede küçük olmalı veya tam aksine giriş çıkış borularının üst üste gelmesinden kaçınmak için büyük olmalı ve koni ağzı takılmalıdır.



Şekil-2.7 Ofset Boru ve Genleşme Tipi Susturucunun Akış Gürültüsü Dağılımı

2.2.3. Delikli Ses Aksettirici Tip Susturucu :

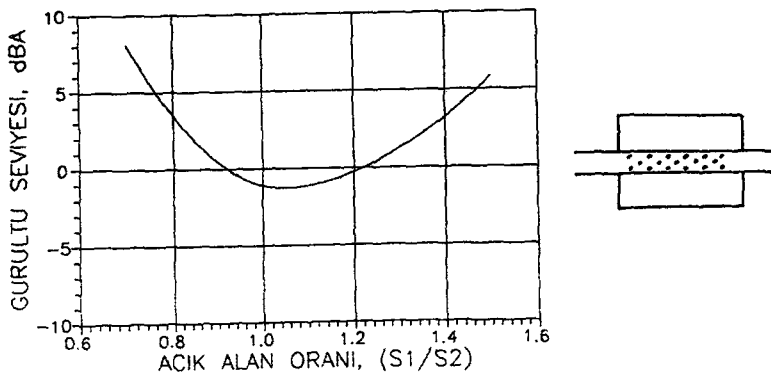
Delikli ses aksettirici tip susturucuda, büyük deliklerin açılması halinde daha büyük akış gürültüsü meydana gelmektedir. Boru içine doğru akım yönünde meydana gelen emilmenin sebep olduğu akım kütleindeki değişme ile deliklerde dengesiz akış olması sonucu ortaya çıkar. Bu durumda, akışın hareketi detaylı olarak gözlenememiş ve bu nedenle, duman üretici kullanılarak yapılan deney sonuçları Şekil-2.8 'de verilmiştir.[2.1],[2.3].

$$S_1 = \text{Açılmış deliklerin toplam alanı}$$

$$S_2 = \text{Borunun bölgesel alanı}$$

Yankılanan gürültünün giderilmesi için etkili önlemler aşağıda verilmiştir.

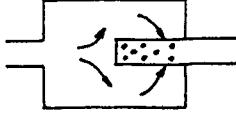
1. Borunun düzenli bir şekilde delinmiş olan delikleri arka uçtan 40 mm lik mesafesi kapatılarak 6 dBA civarında gürültü azaltımı sağlanabilmektedir.
2. Delikli borunun üzeri aralıksız bir şekilde tel sarılarak 5 dBA kadar gürültü azaltımı sağlanabilmektedir.



Şekil-2.8 Delikli Ses Aksettirici Tip Susturucunun Akış Gürültüsü Dağılımı

2.2.4. Delikli Dağıtıcı Tip Susturucu :

Delikli dağıtıcı tip susturucu, alçak frekans gürültüsünü azaltabilmekte, fakat akıştaki vorteks ve basınçta oluşan çarpıntı nedeniyle daha yüksek akış gürültüsü oluşturmaktadır.



İçeri Veren Tip



Dışarı Veren Tip

Şekil-2.9 Delikli Dağıtıcı Tip Susturucunun Akış Modeli

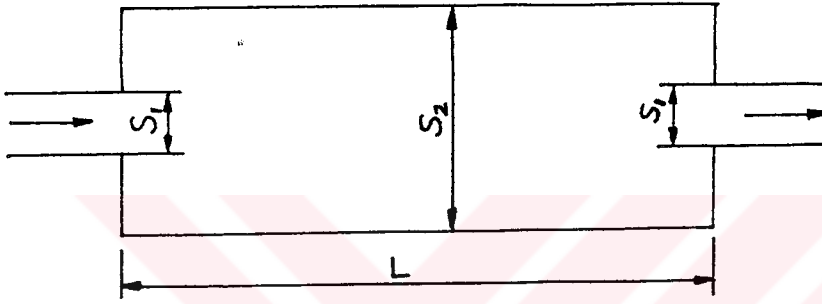
Bu tip susturuculardan birincisi egzost gazını dışarı vermekte diğeri ise içine çekmektedir. Deliklerden geçen gaz hızının daha yüksek ve açıklık oranının da daha küçük olduğu düşünülürse akış gürültüsünün daha büyük olduğu görülür.[2.3]

Gürültünün giderilmesi için alınacak önlemler şöyle sıralanabilir.

1. Arka kısım deliklerinin çapı, akımın kolaylıkla içlerinden geçmesine müsade edecek şekilde daha büyük olmalıdır.
2. Açık alan oranı mümkün olduğu kadar geniş tutulmalıdır.
3. Deliklerin keskin kenarı yuvarlatılmış olmalıdır.

2.3. SUSTURUCULARIN SES İLETİM KAYBININ HESABI

Akışkan ileten boru ve kanallarda, ses dalgaları boru yada kanal içerisinde ilerlerken, kanal dışında genellikle rahatsız edici gürültü oluşmaktadır. Özellikle, boru yada kanalların giriş ve çıkışlarında gürültü düzeyi daha da yüksek olur. Boru ve kanalların dışarıya ilettikleri sesin azaltılmasında ya da dışarıya açılan boru ve kanalların neden oldukları gürültünün kontrol edilmesinde filtre elemanı olarak susturucular önemli rol oynarlar. Bu kısımda susturucuların tasarım ilkeleri konusunda temel bilgiler incelenecektir. Susturucuların çok değişik çeşitleri olmakla birlikte burada ucuz ve imalatı kolay olan tek genişleme odalı susturucular incelenecektir. Şekil-2.10 'da tek genişleme odalı susturucu görülmektedir.[2.1],[2.2],[2.3],[2.8]



Şekil-2.10 Tek Genişleme Odalı Susturucu

Bir susturucunun girişindeki ses basıncı düzeyiyle, çıkışındaki ses basıncı düzeyinin farkı olarak tanımlanan, susturucu ses iletim kaybı (TL), düşüş adı verilen S_2/S_1 oranına, susturucunun boyuna ve sesin frekansına bağlıdır.

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kL \right] \quad \dots(2.1)$$

Burada;

$$m = \frac{S_2}{S_1} \quad \dots(2.2)$$

- S_1 = Susturucu giriş kısmının kesit alanı.
- S_2 = Susturucu genişleme kısmının kesit alanı.
- k = Dalga sayısı.
- λ = Söz konusu frekansın dalga boyu.
- L = Susturucunun boyu.

$$k = \frac{2 \pi}{\lambda} = \frac{2 \pi f}{c} \quad \text{....(2.3)}$$

Eşitlik (2.1) 'de görüldüğü gibi, [$\sin^2(kL)=0$] olursa, susturucunun ses iletim kaybı [$(TL)=0$] olur. Yani basınç düzeyinde hiç bir azalma sağlanamaz. [$\sin^2(kL)=0$] olması için; $n = 1,2,3,\dots$ değerinde olması gerekmektedir.

$$L = \frac{n \pi}{k} = \frac{n \lambda}{2} \quad \text{....(2.4)}$$

Boyu L olan bir susturucunun;

$$\lambda = \frac{2 L}{n} \quad \text{....(2.5)}$$

dalga boylarına sahip sesleri azaltmadığı görülür. Buna karşılık, boyu L olan bir susturucunun en etkili olarak azalttığı seslerin dalga boyları [$\sin^2(kL) = 1$] olması halinde;

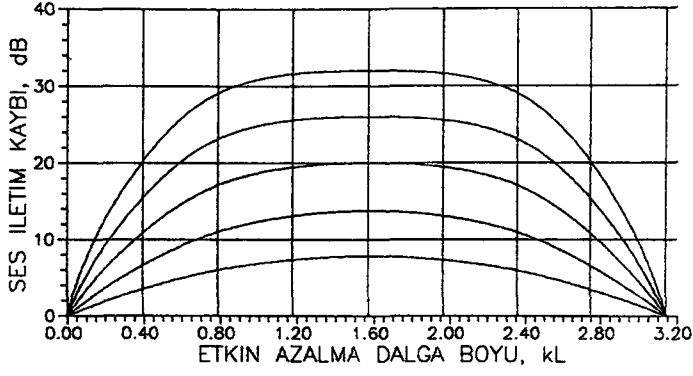
$$k L = \frac{n \pi}{2} \quad \text{....(2.6)}$$

$$L = \frac{n \pi}{2 k} = \frac{n \lambda}{4} \quad \text{....(2.7)}$$

$$\lambda = \frac{4 L}{n} \quad \text{....(2.8)}$$

olarak bulunur. Belli bir frekans için en etkili olabilecek şekilde tasarımı yapılmış tek genişleme odalı bir susturucunun, tasarımı yapıldığı frekansta ve öteki frekanslarda sağlayacağı ses iletim kayıpları Şekil-2.11 'deki eğriler yardımıyla bulunabilir.

Bu şekildeki eğriler, belli bir susturucunun, tasarlandığı frekansta en yüksek ses iletim kaybını sağlarken, bu frekansa yakın frekanslarda da oldukça yüksek ses iletim kaybı sağlayabileceğini göstermektedir. Birden fazla susturucunun seri bağlanmasıyla da, değişik frekans bantlarındaki gürültülerin azaltılabilmesi sağlanabilir.[2.1]



Şekil-2.11 Tek Genleşme Odalı Susturucunun Ses İletim Diyagramı

Yapılan çalışmalar egzost sisteminin titreşmeye elverişli olması yönündedir. [2.1]. Bu nedenle teknede motor ve susturucu arasında titreşim azaltıcı borular ve güverte çıkışında tekne titreşiminin egzosta etkisini azaltmak için ısıya dayanıklı elastik malzemeler kullanılmıştır. Yapılan araştırmalara göre egzost titreşiminin gemi bünyesindeki titreşimlere olan katkısı çok az olmaktadır.[2.3],[2.6],[2.7].

2.4. DIESEL MOTOR KAYNAKLI GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM ÖZELLİKLERİ

2.4.1. Diesel Motorlarda Gürültünün :

Tahrik ünitesi olarak kullanılan Diesel motorlarda yapılan ölçümler sonucunda benzinli motorlara nazaran Diesel motorların aynı çalışma şartlarında dahi daha gürültülü olduğu belirlenmiştir. Motorla tahrik edilen gemilerde meydana gelen titreşim ve gürültü motorun özelliklerine göre değişimler göstermektedir.

Motor titreşimi konusunda, öncelikle maksimum yanma basıncı ve yanma aralıklarında oluşan moment değişiminin sebep olduğu titreşimler incelenecektir. Burada krank mekanizması ve pistonun hareket eden kütlesi nedeniyle oluşan dengelenmemiş atalet kuvvetleri ile momentlerin sebep olduğu titreşim ve krank milinin burulma titreşimi incelenecektir. Bu titreşimler silindir sayısına, hareketli parçaların atalet kütlesine ve dönme hızı değerlerine bağlı değişmektedir.[2.3],[2.7],[2.8].

2.4.2. Direkt Püskürtmeli ve Bölünmüş Yanma Odalı Diesellerde Gürültü :

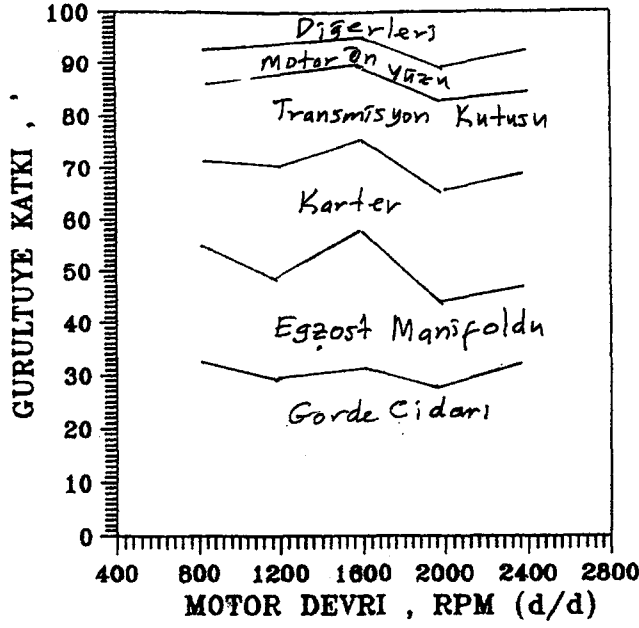
Sabit hacimde yanmanın yüksek bir frekansla meydana gelmesi ve basınç oranının yükselmesi nedeniyle, direkt püskürtmeli Diesel motoru, bölünmüş yanma odalı Diesellere nazaran yakıt ekonomisi bakımından mükemmel, fakat yarattığı gürültü bakımından ise kötüdür.[2.3].

Diesel gürültüsünü oluşturan başlıca mekanizmalar, yanma işlemindeki ateşleme etkisi, çalışma gaz basıncındaki değişimler ve hareketli motor parçalarının darbeleridir. Bütün bu oluşum ve titreşimler bir çok motor kısımları ile sırayla bütün motor elemanlarına iletilir ve gürültü motor yüzeyine geçer.

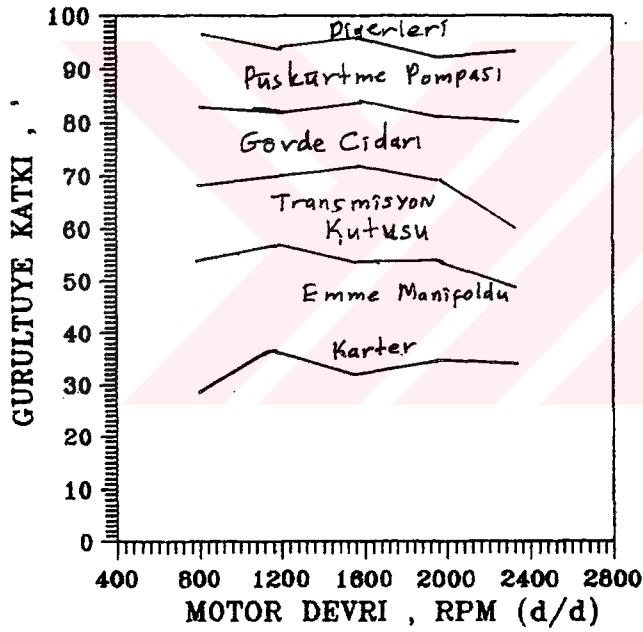
Gürültü azaltma tedbirleri, yanma ve mekanik gürültü kaynaklarına başarılı bir şekilde ayrı ayrı uygulansa bile, bu gürültü kaynakları arasında gürültü azaltma etkilerinin birbirlerine etkisinin karmaşıklığı nedeniyle, etkili olmaz.

Püskürtme pompası senkronizasyon dişlileri ve mahfazası, motorun ön yüzeyinden yayılan gürültünün önemli kaynağıdır ve emme manifoldu, yağ karteri ve dişli kutusu kapağı gürültülerinin toplam gürültüye katkısı %90 dan daha fazladır. Bu nedenle daha ziyade makina dairesi yalıtımına önem vererek motor gürültüsünün azaltılması yoluna gidilecektir.[2.2],[2.3],[2.4]

Motordan gürültü yayan yüzeylerde, titreşimi ileten hareketli elemanlar bulunmaz fakat yayılımı havada oluşur. Bu nedenle, titreşim iletimini yalıtım için yada kısımları titreşimden tamamen muhafaza etmek amacıyla bir kapak kullanılması, bu bölümlerden yayılan gürültüyü önemli mertebede düşürür.



Şekil-2.13 Değişik Kaynakların Motorun Sol Tarafında Gürültüye Katkıları



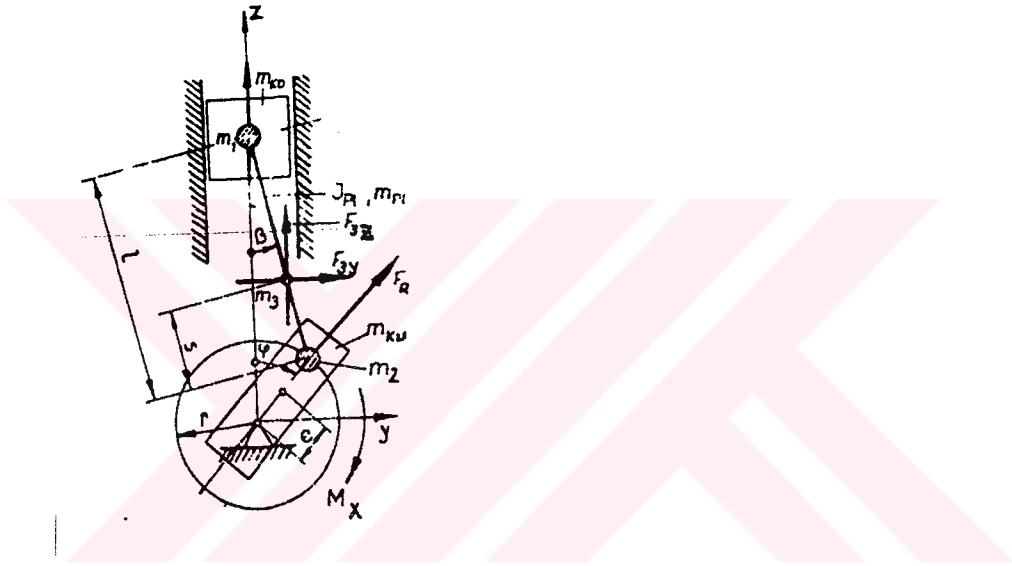
Şekil-2.14 Değişik Kaynakların Motorun Sağ Tarafında Gürültüye Katkıları

2.4.3. Diesel Motorlarda Titreşim :

Diesel ana makina tarafından tahrik edilen gemilerde oluşan gürültüyü 8inceleyelim. Hareketli parçaların dengelenmemiş kütlelerinin, gaz basıncının ve burulma momentinin motor kütlelerini hareket ettirerek dengelemeye çalışması sonucunda titreşim oluşur. Motor üzerinde etkili olan atalet kuvvetleri ile momentleri incelemek için, tek bir silindire etki eden atalet kuvvetlerini ve momentleri inceleyelim. [2.6],[2.7].

m_{K0}	: Piston kütlesi.
m_1, m_2, m_3	: Biyel mekanizmasının noktasal olarak etki eden kütlesi.
m_{KU}	: Krank şaftın noktasal kütlesi.
I_{pl}	: Biyel atalet momenti.
l	: Biyel boyu.
r	: Krank yarıçapı.
m_{pl}	: Biyel kütlesi.
s	: Biyel kütlesinin toplandığı noktanın koordinatı.

Alınan koordinat sistemi kıçtan başa doğru, aşağıdan yukarı doğru ve ortadan sağa doğru pozitiftir. Krankşaft dönme merkezi (0, 0, 0) koordinatı ile verilmiş olsun. Düşey eksen Z, yatay eksen Y ve boyuna eksen ise X eksen olarak tanımlanmıştır.



Şekil-2.15 Diesel Motorların Bir Silindirine Etki Eden Kuvvetler.

m_1, m_2, m_3 kütlelerinin değerlerini atalet momentleri değerlerinden bulalım.

$$m_1 = \frac{I_{pl}}{(l-s)l} \quad ; \quad m_2 = \frac{I_{pl}}{ls} \quad ; \quad m_3 = m_{pl} - m_1 - m_2$$

m_1, m_2, m_3 kütlelerinin koordinatlarını hesaplarsak,

$$z_1 = r \cos \phi + l \cos \beta \quad ; \quad \text{ile} \quad \frac{\sin \beta}{r} = \frac{\sin \phi}{l} \quad \Rightarrow$$

$$z_1 = r \cos \phi + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \phi} \quad ; \quad \text{ile} \quad \lambda = \frac{r}{l} \quad \Rightarrow$$

$$z_1 \approx r \cos \phi + l - \frac{1}{4} l \lambda^2 (1 - \cos 2\phi)$$

$$z_1 = C + r \cos \phi + \frac{l \lambda}{4} \cos 2\phi \quad \dots(2.9)$$

$$y_1 = 0 \quad ; \quad x_1 = 0$$

$$z_2 = r \cos \phi \quad ; \quad y_2 = r \sin \phi \quad ; \quad x_2 = 0 \quad \dots(2.10)$$

$$z_3 = z_2 + \frac{s}{l} (z_1 - z_2)$$

$$z_3 \approx C + r \cos \phi + \frac{s \lambda^2}{4} \cos 2\phi \quad \dots(2.11)$$

$$y_3 = y_2 + \frac{s}{l} (y_1 - y_2) = (1 - \frac{s}{l}) r \sin \phi \quad ; \quad x_3 = 0 \quad \dots(2.12)$$

ϕ açısı zamana göre değiştiğine göre $\phi = .t$ şeklinde yazabiliriz. Buradan m_{KU} , m_2 gibi dönen kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetini,

$$F_0 = \omega (m_2 r + m_{KU} e) \begin{vmatrix} 0 \\ \sin \phi \\ \cos \phi \end{vmatrix}$$

şeklinde yazabiliriz. m_3 ve $m_0 = m_1 + m_{K0}$ gibi yukarı aşağı hareket eden kütlelerin oluşturduğu atalet kuvvetini,

$$F_0 \approx r \omega^2 \begin{vmatrix} 0 \\ m_3 (1 - \frac{s}{l}) \sin \phi \\ (m_0 + m_3) \cos \phi + (m_0 + m_3 \frac{s}{l}) \lambda \cos 2\phi \end{vmatrix}$$

şeklinde yazabiliriz. m_1 , m_{KO} , m_2 ve m_{KU} kütlelerinin krankşaftta x ekseninde oluşturduğu burulma momenti, m_3 gibi bir kütle tarafından oluşturuluyormuş gibi düşünülürse,

$$M_x = F_{3y} z_3 - F_{3z} y_3 = m_3 r^2 \omega^2 (1 - \frac{s}{l}) [(\frac{s}{r} - \frac{s \lambda}{4 l}) \sin \phi + \frac{1}{2} \sin 2\phi] \dots (2.13)$$

şeklinde yazılır. Burada 3. dereceden kuvvetler çok küçük olduğundan hesaplamaya ilave edilmemiştir.

Çok silindirli motorlarda ise güç ve moment değerleri aşağıdaki şekli almaktadır. N silindirli ve aralarındaki faz açısı ϕ olan motorun atalet kuvveti ve burulma momenti şu şekilde verilmektedir. 4 zamanlı motorda kütle kuvvetinin birinci dereceden bileşeni $N=1$ ve $N=2$ ve 2.dereceden bileşeni $N=1$, $N=2$ ve $N=4$ değerlerinde etkili olmaktadır. Moment değeri silindir sayısına bağlı olarak aşağıdaki şekilde oluşmaktadır.

$$M_y^I = \sum_{n=1}^N Re F_z I_{x_n} e^{i(\phi + 2\pi \frac{n}{N})}$$

x_n : Silindir koordinatı.

n : Silindir numarası.

a : İki silindirin simetri eksenleri arası.

x_n/a : 1, 2, 3, ... , N

$$M_y^I = \omega^2 [(m_0 + m_2 + m_3) r + m_{KU} e] Re e^{i\phi} a \sum_{n=1}^N \frac{x_n}{a} e^{i 2\pi \frac{n}{N}}$$

$$C_{1,2} = \sum_{n=1}^N \frac{x_n}{a} e^{i 2\pi \frac{n}{N}} \dots (2.14)$$

y eksenine göre birinci dereceden genlik değeri;

$$y_y^I = C_1 \omega^2 [(m_0 + m_2 + m_3) r + m_{KU} e] a \dots (2.15)$$

y eksenine göre ikinci dereceden genlik değeri;

$$y_y^{II} = C_2 \omega^2 \lambda [m_0 + m_3 \frac{s}{l}] r a \dots (2.16)$$

olmaktadır. Dört zamanlı N silindir sayılı motorlarda moment faktörü C_1 ve C_2 (2.14) numaralı denklemdeki N değeri yerine silindir sayısı konularak çözüm yapıldığında

aşağıdaki değerler bulunur. Bu değerlerdende anlaşıldığı gibi 4 zamanlı ve çift silindir sayılı motorlar titreşim yönünden daha iyi bir yapıya sahiptirler.

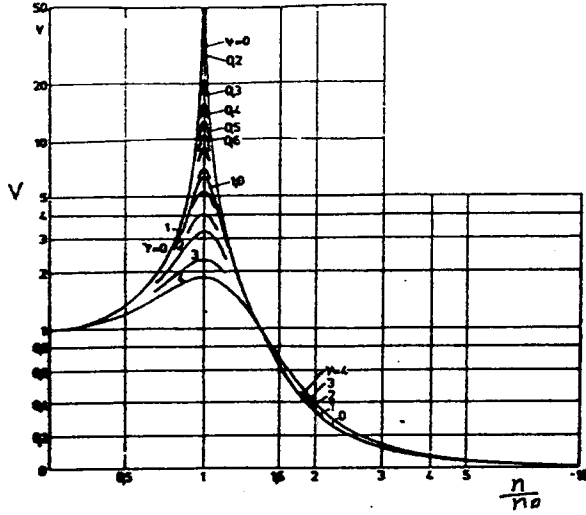
N = 3	==>	$C_1 = 1.732$;	$C_2 = 1.732$
N = 4	==>	$C_1 = 0.000$;	$C_2 = 0.000$
N = 5	==>	$C_1 = 0.449$;	$C_2 = 4.980$
N = 6	==>	$C_1 = 0.000$;	$C_2 = 0.000$
N = 7	==>	$C_1 = 0.267$;	$C_2 = 1.006$
N = 8	==>	$C_1 = 0.000$;	$C_2 = 0.000$
N = 9	==>	$C_1 = 0.194$;	$C_2 = 0.548$
N = 10	==>	$C_1 = 0.000$;	$C_2 = 0.000$

Yukarıda görüldüğü gibi, dört zamanlı ve çift sayıda silindirli motor seçildiğinde y eksenine göre bir moment oluşmamaktadır. Silindirler düşey doğrultuda ve sıra tipi olduğundan z eksenini etrafında bir moment oluşmayacaktır. x eksenini etrafında krankşaftın oluşturduğu M_X momenti, motor temelinde oluşan M_{XF} momenti ve sistem üzerinde hareket eden kütlelerin oluşturduğu kütle atalet momenti M_{XM} tarafından oluşan momentlerin toplamı sistemin toplam momentini verir. Buna bağlı olarakta bileşke bir genlik değeri oluşacaktır. Altı silindirli Diesel motor kullandığımız için y ekseninde bir moment oluşacaktır.

2.4.4. Diesel Motor Titreşiminin Pervaneye İletilmesini Azaltacak Sistemler:

Motorun çalışması esnasında mekanik parçaların hareketi ve egzost gazının motordan çıkması esnasında oluşan titreşimlerin pervane şaftı ve pervaneye geçmesini önlemek için elastik titreşim sönümleyiciler kullanılmaktadır.[2.9],[2.10].

- k : Sönümleme faktörü
- ψ : Sönümleme parametresi
- c : Elastiklik değeri (Nm/rad)
- f : Frekans (1/s)
- n : Dönme hızı (rps)
- n_k : Kritik dönme hızı (rps)
- M_i : Motorun oluşturduğu moment (Nm)
- M_e : Elastik moment (Nm)
- M_{da} : Sistemde sönümlenen moment (Nm)
- Θ : Kütle atalet momentini (Nms^2)
- ϕ_k : Faz açısı (rad)
- ε : Sönümleme açısı (rad)



Şekil-16 6 Kollu Sönümlendiriciler İçin Rezonans Faktörü Diyagramı.

k ile diğer parametreler arasında aşağıdaki bağıntı mevcuttur.

$$k = \frac{1}{2\pi} \frac{\psi c_{1,2}}{\omega_s} \quad \dots(2.17)$$

Rezonans faktörü v ise aşağıdaki bağıntı ile verilmektedir.

$$v = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{n^2}{n_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \quad \dots(2.18)$$

Elastik sönümleyiciyi iki kütleyle ayrılmış olarak düşünelim. 1 numaralı kütle motor tarafından M_i momenti ile tahrik edildiğinde sistem üzerinde sönümlenmeyi aşağıdaki şekilde dalga denklemi ile tanımlayabiliriz.

$$\Theta_1 \ddot{\phi}_1 - k_{1,2} (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) - c_{1,2} (\phi_2 - \phi_1) = M_i \sin \omega t$$

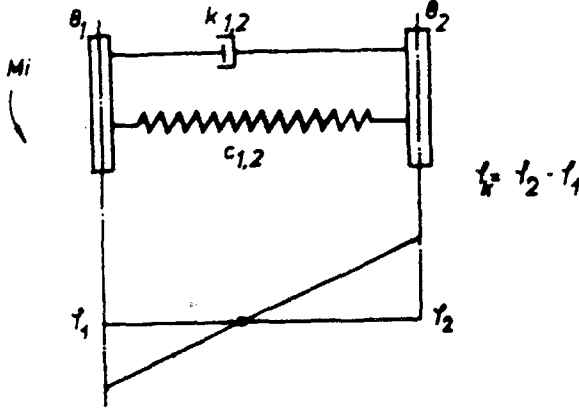
$$\Theta_2 \ddot{\phi}_2 + k_{1,2} (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1) + c_{1,2} (\phi_2 - \phi_1) = 0$$

Sönümleme faktörü ve sönümleme frekans değerlerini şu şekilde verebiliriz.

$$k_{1,2} \frac{\omega}{c_{el}} = \frac{\psi}{2\pi} \quad \text{ve} \quad \omega_k^2 = c_{el} \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{\Theta_1 \cdot \Theta_2}$$

Sistemde sönümleme faz açısı değeri şu eşitliğe bağlı olacaktır.

$$\phi_k = \pm \frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2} \cdot \frac{M_i}{c_{el}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}$$



Şekil-2.17 Elastik Titreşim Sönümleyicinin Üzerinde Oluşan Etkiler.

Elastik moment;

$$M_{el} = c_{el} \phi_k$$

olduğundan sönümleyici elastik moment değeri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M_{el} = \pm \frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2} \cdot \frac{M_i}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}} \quad \dots(2.19)$$

Sönümleyici üzerindeki moment değeri ise elastik moment ve sönümleme momentinin vektörel toplamına eşittir.

$$M_{1,2} = \sqrt{M_{d\ddot{a}}^2 + M_{el}^2}$$

sönümleme momenti ve elastik momenti arasında 90° faz farkı oluşmaktadır.

$$\frac{M_{d\ddot{a}}}{M_{el}} = \tan \epsilon = \frac{\psi}{2\pi}$$

Elastik moment değeri yukarıdaki eşitlik yardımıyla şöyle yazılabilir.

$$M_{el} = \frac{M_{1,2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}}$$

Sönümlleme momenti ise;

$$M_{1,2} = \pm \frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2} \cdot \frac{M_i \sqrt{1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2}} \quad \dots(2.20)$$

şeklinde yazılabilir. Sönümlleme iş oranı ise;

$$\frac{A_{d\ddot{a}}}{A_{el}} = \Psi$$

Buradan sönümlleme işi için aşağıdaki bağıntı kurulabilir.

$$A_{d\ddot{a}} = \Psi A_{el} = \Psi \frac{1}{2} M_{el} \phi_k \frac{M_{el}}{c_{el}} = \frac{\Psi}{2} \frac{M_{el}^2}{c_{el}} = \frac{\Psi}{2} \frac{M_{1,2}^2}{c_{el}} \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2\right]}$$

$M_{1,2}$ deki sönümlleme işini bulmak istersek;

$$A_{d\ddot{a}} = \frac{\Psi}{2 c_{el}} \cdot \left(\frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2}\right)^2 \cdot \frac{M_i^2 \left[1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2\right]}{\left[1 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega^2}{\omega_k^2}\right)^2 + \left(\frac{\Psi}{2\pi}\right)^2\right]}$$

v kuvvetlendirme katsayısı aşağıdaki bağıntıya eşit olduğundan,

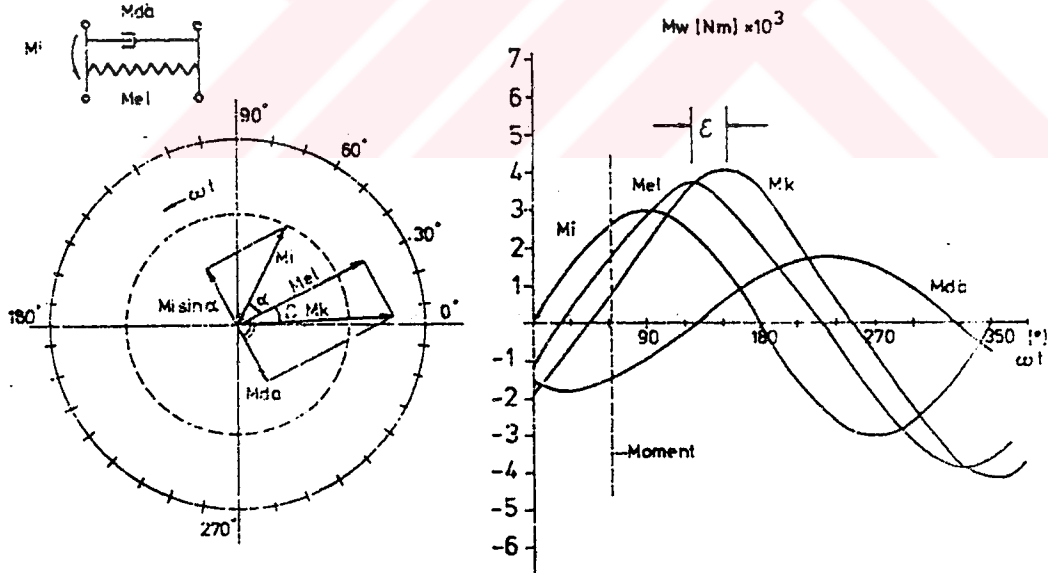
$$v = \frac{\sqrt{[1 + (\frac{\psi}{2\pi})^2]}}{\sqrt{(1 - \frac{\omega^2}{\omega_k^2})^2 + (\frac{\psi}{2\pi})^2}}$$

Yukarıdaki eşitlikteki son terimlerin yerine v kuvvetlendirme katsayısı yazıldığında denklem aşağıdaki şekli alır.

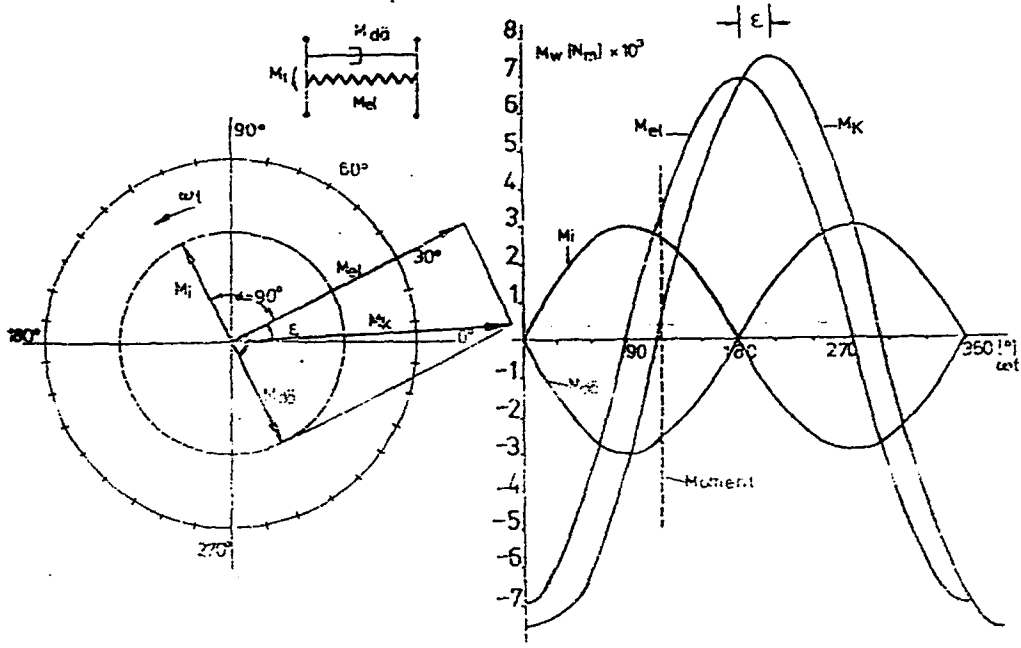
$$A_{da} = \frac{\psi}{2 c_{el}} \cdot (\frac{\Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2})^2 \cdot \frac{M_i^2}{[1 + (\frac{\psi}{2\pi})^2]} V^2 \quad \dots(2.21)$$

Sönümleyici Üzerinde Şekil-2.18 ve Şekil-2.19 'da momentlerin rezonans dışı ve rezonans halindeyken oluşan değerleri gösterilmektedir. Relatif sönümleme değeri ψ ile sönümleme açısı ϵ arasında aşağıdaki bağıntı bulunmaktadır.

$$\psi = 2\pi \tan \epsilon$$



Şekil-2.18 Elastik Sönümleyicilerde Momentlerin Rezonans Olmama Hali.



Şekil-2.19 Elastik Sönümleyicilerde Momentlerin Rezonans Olma Hali.

2. Bölümde Yaralanılan Kaynaklar:

- 2.1 KURAHASHI M., NAKAJİMA I., -(1987) "Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 8.
- 2.2 KAWAMURA H., YANAGISAWA N., -(1983) "Development of A High Speed and DI Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 4.
- 2.3 TSUTO T., INO Y., ABE K., -(1986) "Countermeasures Against Vibration and Noise in a Passenger Ship With a Sixcylinder Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 7.
- 2.4 CHAN C. M. P., ANDERTON D., -(1958) "The Effect of Engine Bore on Engine Noise, Surface Vibration and Combustion for a Six Cylinder Engine", ISVR Report No. 74/2.
- 2.5 KITARA T., TERADA I., WATANABE T., -(1984) "Study on Effective Application of Soundproofing Materials Through Low Noise Protatype Car Development", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 5.
- 2.6 SÖDİNG H., -(1983) "Grundlagen der Schiffsvibrationen", Institut Für Schiffbau Der Universtät Hamburg, Nr. 26.
- 2.7 BRAUN W., FLEISCHMANN E., -(1976) "Drehschwingungen Verzweigter Systeme, Ihre Bedeutung für Propulsionsanlagen von Schiffen", Institut Für Schiffmaschinen tu Hannover, Thema 10.
- 2.8 ÖZGÜVEN N., -(1989) "Endüstriyel Gürültü Kontrolü", TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, No. 118.
- 2.9 CUMMINS Motor Kataloğu -(1992) "4.5-620 HP Marine Diesel Engines".
- 2.10 CUMMINS Sönümleyici Kataloğu -(1992) "Flexible Couplings and Engine Mountings".

3. BÖLÜM

GEMİ FORMU VE PERVANEDEN KAYNAKLANAN TİTREŞİMLER

3.1. GEMİ FORMUNDAN KAYNAKLANAN TİTREŞİMLERİN YAPISI

3.1.1. Tahrik Kuvvetleri :

Kompleks elastik bir yapıya sahip olan gemide, pervane ve makina tarafından oluşturulan periyodik kuvvetler titreşim meydana getirmektedir. Bu bölümde sadece tekne ve pervane tarafından oluşturulan titreşimler incelenecektir. Pervane kuvvetleri pervane kanadı frekanslarına ve dönme frekansına bağlıdır. Kanat frekansı kanat sayısının pervane devri ile çarpımından bulunur. Titreşim kuvvetleri hata kuvvetleri şeklinde de tanımlanmaktadır, bunlar mekanik balanssızlıktan veya kanat aralıklarının imalatı sırasında oluşan eşitsizliğinden dolayı oluşmaktadır.[3.1]

3.1.2. Tekne Titreşim Modları :

Gemi bir bütün olarak dikey, yatay ve burulma modlarında titreşim yapar. Temel tekne modlarına ek olarak, bir çok yöresel titreşim modlarında vardır. En önemlisi güvertenin dikey titreşimidir. Bölgesel titreşim güvertelerde, perdelerde, makinalarda, borularda, mobilyalarda ve birleştirme elemanlarında bulunabilir. Eğer bölgesel titreşimler belli bir büyüklüğe ulaşırsa, bu durum temel tekne frekanslarını etkileyebilir.[3.1],[3.2].

3.1.3 - Tekne Titreşimini Azaltmanın Metodları :

Eğer pervane şaftının frekansı temel tekne veya bölgesel modlardaki frekanslara yakın ise titreşim en yüksek genlik değerine sahiptir ve bu durumda rezonans görülür. Gemilerde titreşimi azaltmanın genel yöntemleri şöyle sıralanabilir.[3.1],[3.2],[3.3].

a) Pervane devrinin seçiminde, pervane kanatlarının sayısının seçiminde, bölgesel yapıların frekans düzenlemelerinde rezonanstan kaçınılmalıdır. Pervane şaft devrinin iki düğüm noktalı frekans rezonansı ile çalışmamasına özen gösterilmelidir.

b) Tahrik kuvvetlerinin azaltılması ile titreşim azaltılabilir.

c) Senkronizasyon, dengeleme ağırlığı ve titreşim sönümleyiciler gibi özel aletler kullanılmalıdır.

3.2. TEKNE FREKANSININ HESAPLANMASI

3.2.1. Tekne Frekanslarını Etkileyen Faktörler:

Düşey, yatay ve eğilme modlarına göre frekanslar şu faktörler ile belirlenir.

- Gemi kütesinin boyuna dağılımı.
- Ek kütlelerin boyuna dağılımı.
- Eğilme derecesinin boyuna dağılımı.
- Kayma derecesinin boyuna dağılımı.
- Eğilmeden dolayı boyuna hareket.
- Atalet kuvvetlerindeki artış.
- Boyuna uzamadan oluşan dikey genişlemeler.
- Yüzmeden dolayı oluşan etki.

3.2.2. Tekne Frekanslarının Hesaplanmasında Kullanılan Amprik Formüller:

İki düğüm noktalı frekanslar için bir çok deneysel formül vardır bunlardan en iyi sonuç veren formüller şunlardır.[3.1],[3.4]

- **Burrill Formülü** : (Dikey frekans)

$$N_v = \Phi \left[\frac{I}{\Delta L^3 \left(1 + \frac{B}{2T}\right)(1+r_s)} \right]^{1/2} \quad \dots(3.1)$$

- N_v : Dikey Frekans, (Titreşim/d)
 I : Orta Kesit Atalet Momenti, (m^4)
 Δ : Deplasman, (Ton)
 L : Dikeyler arası boy, (metre)
 B : Genişlik, (metre)
 T : Su Çekimi (Draft), (metre)
 r_s : Lockwood Taylor Kesme Düzeltme Faktörü.
 D : Derinlik, (metre)
 ϕ : Deneysel Sabit.

$$r_s = \frac{3.5 D^2 \left[3 \left(\frac{B}{D}\right)^3 + 9 \left(\frac{B}{D}\right)^2 + 6 \left(\frac{B}{D}\right) + 1.2 \right]}{L^2 \left(3 \left(\frac{B}{D}\right) + 1 \right)} \quad \dots(3.2)$$

Burrill 25 gemi üzerinde yaptığı çalışmalardan sonra ϕ değerini 4.340.000 olarak belirlemiştir. Burrill formülündeki $(1+B/2T)$ geminin hareketi esnasında gemi ile hareket eden kütleyi belirtmektedir. Eğer ek kütle hesap edilirse yeni formül,

$$N_v = \Phi \left[\frac{I}{(\Delta + \Delta_1) L^3 (1 + r_s)} \right]^{1/2} \quad \text{....(3.3)}$$

şeklini alır. Burada Δ_1 ek kütledir. Bu formül için önerilen ϕ değeri 3.800.000 'dir.

- **Brown Formülü :** (Yatay Frekans)

$$N_H = \beta_H \left(\frac{DB^3}{\Delta L^3} \right)^{1/2} \quad \text{....(3.4)}$$

- Δ : Deplasman, (ton)
- B : Genişlik, (m)
- D : Derinlik, (m)
- L : Dikeylerarası boy, (m)

β_H 15 değişik durumun incelenmesi sonucunda $\beta_H = 76.000$ olarak belirlenmiştir.

- **Horn Formülü :**

$$N_v = 5.4 \cdot 10^5 \cdot C \left[\frac{J}{(B^2 + D^2) L \Delta} \right]^{1/2} \quad \text{....(3.5)}$$

- Δ : Deplasman, (ton)
 - B : Genişlik, (m)
 - D : Derinlik, (m)
 - L : Dikeylerarası boy, (m)
 - C : Deneyden bulunan bir katsayı
 - J : Orta kesitin yaklaşık polar atalet momenti, (m^4)
- Horn (J) için şu formülü verir,

$$J = \frac{4 A^2}{\sum \frac{ds}{t}} \quad \text{....(3.6)}$$

- A : Orta kesitin alanı (m^2),
- ds : Orta kesit boyunca alınan diferansiyel elamanın boyu,
- t : Plaka kalınlığını vermektedir,

Amprik Katsayı	C
Bir düğüm noktası için	1.58
İki düğüm noktası için	3.00
Üç düğüm noktası için	84.07

3.2.3. Tekne Modlarının Analitik Hesabı :

Bu metod ile yapılan frekans hesapları (F. H. Todd tam integrasyon metodu) genlik hesaplamaları için relatif genlik eğrilerinin hesaplanmasında gereklidir. Analitik hesaplamalar için önce şu değerler hesaplanmalıdır.

- Tekne boyunca ağırlık dağılımı.
- Tekne boyunca ek kütle dağılımı.
- Tekne boyunca eğilme dayanımı.
- Tekne boyunca kesme dayanımı.

- Ağırlık dağılımı :

Tekne, makina, yük ve diğer ekipmanların ağırlık toplamını gösterir. Bu ağırlık dağılımı her bir kesite gelen ağırlık yoğunluğu olarak verilir. Ağırlık dağılımının birimi ton/metre olarak kullanılmaktadır.

- Ek kütle dağılımı :

Eğer bir kütle bir akışkan içine daldırılırsa, çevredeki akışkanı gemi ile birlikte hareket ettirmek için ek bir kuvvet gerekir. Bu ek kuvvetin hareket ettirdiği kütleye ek kütle denir. Ek kütle ile gemi kütesinin toplamı virtüel kütleyi verir. Bu ek kütlelerin büyüklüğü geminin sualtı şeklinin ve titreşim modunun fonksiyonudur.

Titreşim şekline göre ek kütle ton/metre olarak aşağıdaki şekilde bulunabilir.

Dikey titreşimler için ek kütle;[3.5]

$$W_L = \frac{\rho J C_z \pi B^2}{8} \quad \text{....(3.7)}$$

Yatay titreşimler için ek kütle;

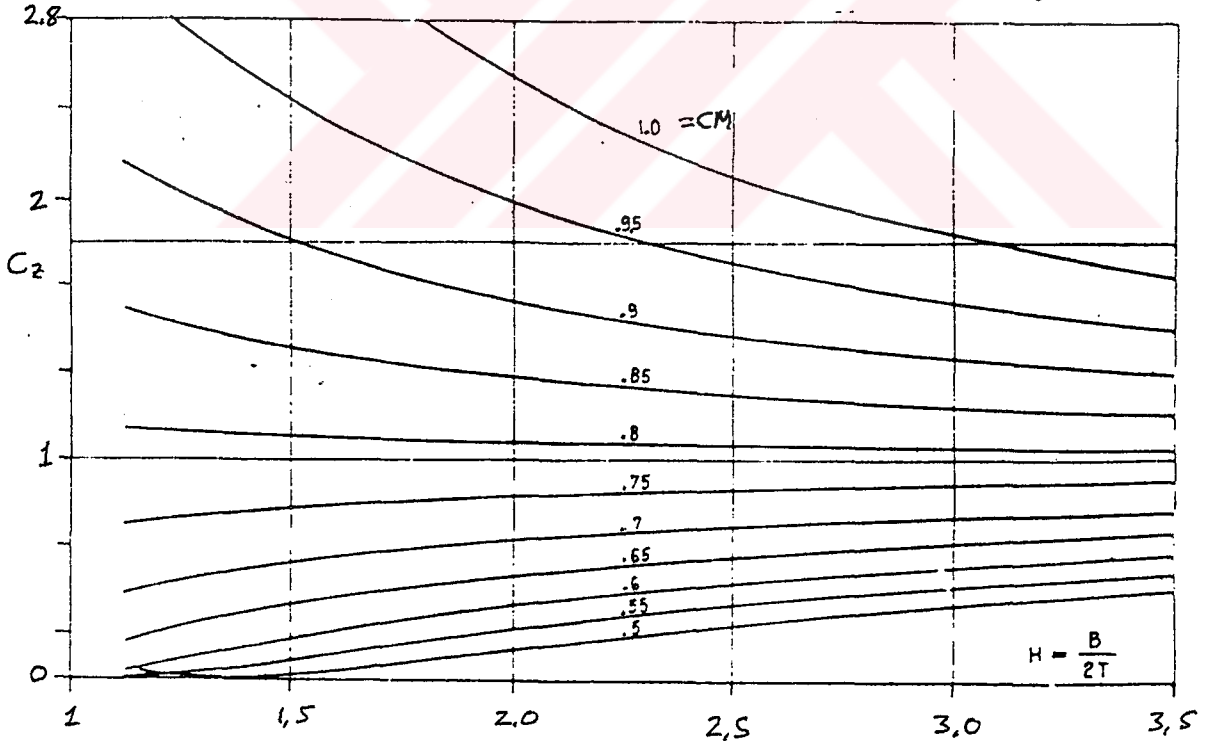
$$W_T = \frac{0.41 \rho J \pi T^2}{2} \quad \text{....(3.8)}$$

Burulma titreşimleri için ek kütle;

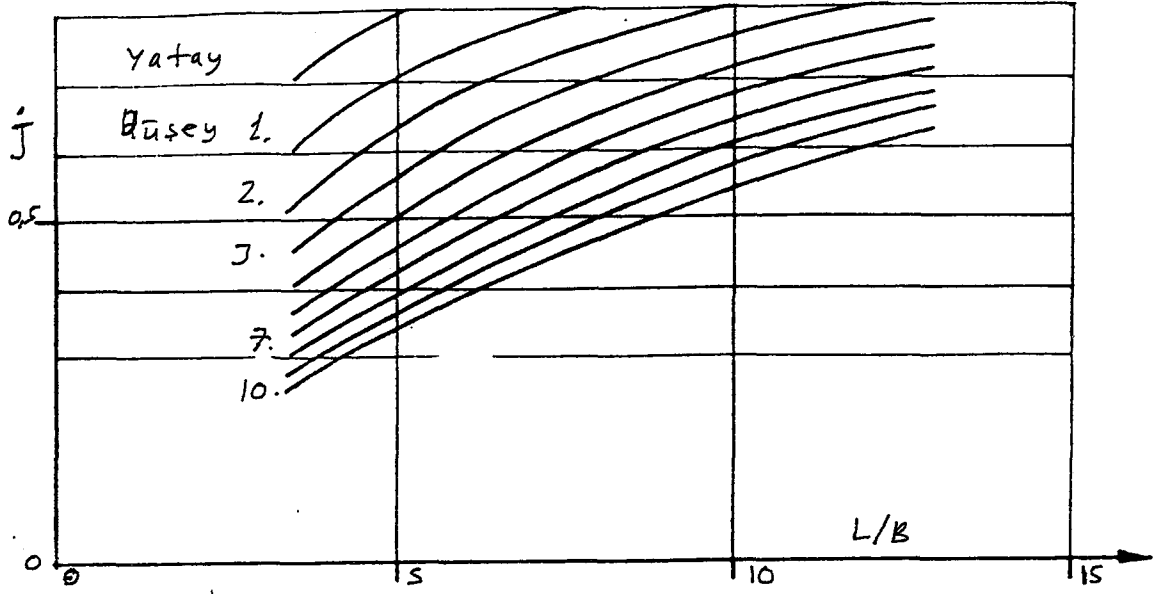
$$W_B = \frac{\rho J \pi a^4}{8} \left(1 - \left(\frac{b}{a} \right)^2 \right)^2 \quad \dots(3.9)$$

- W_L : Dikey Titreşim Ek Kütlesi (ton/m)
 W_T : Yatay Titreşim Ek Kütlesi (ton/m)
 W_B : Burulma Titreşimi Ek Kütlesi (ton/m)
 ρ : Akışkan yoğunluğu (ton/m³).
 J : Boyuna azaltma faktörü.
 C_z : Dairesel silindire göre kesit katsayısı.
 B : İlgili kesitteki genişlik. (m)
 T : İlgili kesitteki su çekimi. (m)
 C_M : En kesit alan katsayısı.
 a : $L/2$. (m)
 b : $B/2$. (m)

Şekil-3.1 'den herhangi bir kesitteki $B/2T$ ve C_M değerleri yardımıyla kesit alan fonksiyonu olan C_z katsayısı bulunur. Lewis tarafından bulunan azaltma faktörü J Söding tarafından yeniden düzenlenerek burulma, yatay ve 10 düğümlü düşey titreşimler için yeniden düzenlenmiştir. Şekil-3.2 'de L/B 'nin fonksiyonu olan J



Şekil-3.1 Dairesel Silindire Göre Ek Kütle Sabiti



Şekil-3.2 Boyuna Azaltma Faktörleri

- Eğilme dayanımı :

Verilen bir nokta için dayanım oranı şu şekilde verilebilir.

$\mu = 0.300$ (Çelik için Poisson oranı)

$h = 0.478$ (Tipik gemiler için bulunmuş bir değer)

$$\text{DayanımOrani} = \frac{1 + h}{1 + h(1 - \mu^2)} = \frac{1 + h}{1 + 0.91h} \quad \dots(9)$$

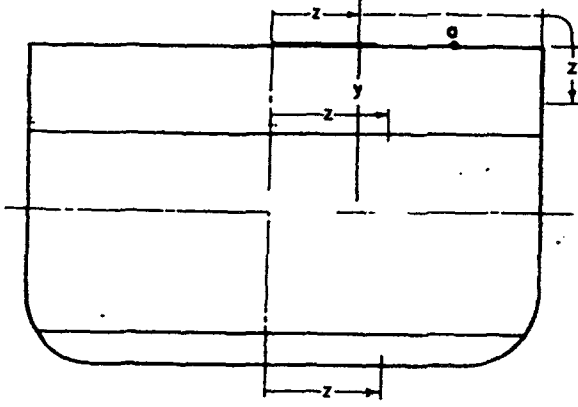
Çapraz kesit alanının, levha kalınlığına bölümü ve çerçeve boşluğu ile çarpımı h değerini vermektedir. Teknelerin herhangi bir yerindeki plaka kalınlığı bu noktadaki dayanım oranı ile çarpılmalıdır. Tipik bir gemi için yapılan hesaplar göstermiştir ki bu düzeltme değeri (% 3) 'tür.

- Kesme dayanımı :

İki düğümlü titreşimler için kesme sehim, eğilme sehiminin % 15 'i kadardır. Fakat dört ve daha yüksek modlar için genellikle eğilme sehiminden daha büyüktür. Basit olarak, bütün kesme kuvvetlerinin geminin yan dikey plakaları tarafından taşındığı kabul edilirse, kesme dayanımı aşağıdaki formülle gösterilebilir.[3.1]

- A : Plakanın toplam alanı.
- G : Kesme modülü.
- V : y_s boyunca kesme kuvveti.
- y_s : Kesme sehim.
- dx : İntegral elemanı.

$$K_s = \frac{V}{\frac{dy_s}{dx}} = G A \quad \dots(3.10)$$



Şekil-3.3 Levhalarda Kesme

Şekil-3.3 'ü göz önüne alarak, güverte üzerinde bir noktayı düşünelim. S boyuna eğilme gerilimi ise basit kiriş teorisine göre;

$$\frac{ds}{dx} = \frac{dM}{dx} \frac{y}{I} = \frac{V y}{I}$$

olacaktır. a 'daki boyuna kesme τ :

$$\tau = \frac{V}{I t} \int y dA = \frac{V}{I t} \int_0^{a/2} y t_z dz$$

t : a 'daki plaka kalınlığı.

t_z : z 'deki plaka kalınlığı.

İntegrasyonlar gemi güvertesinden, tarafsız eksene kadar yapılır. Teknenin alt kısımları için integral işlemi, omurga merkezinden, tarafsız eksene kadar yapılır. Kesme enerjisini aşağıdaki denklemle verelim.

$$\frac{1}{2} V \frac{dy_s}{dx}$$

d_z derinliğinin birim uzaklığında kesme değişiminin iç enerjisi E₁ şöyle verilebilir;

$$E_I = \int \frac{\tau^2 t dz}{2 G} = \frac{V^2}{2 I^2 G} \int \frac{\left(\int_0^2 y t_2 dz \right)^2}{t} dz$$

İç enerjiyi kesme enerjisine eşitlersek;

$$\frac{dy_s}{dx} = \frac{V^2}{I^2 G} \int \frac{\left(\int_0^2 y t_2 dz \right)^2}{t} dz \quad \dots(3.11)$$

B kirişinin, derinliği D ve kalınlığı t ise integrasyon;

$$\frac{dy_s}{dx} = \frac{V}{2 G t D} \frac{\left[3 \left(\frac{B}{D} \right)^3 + 9 \left(\frac{B}{D} \right)^2 + 6 \left(\frac{B}{D} \right) + 1.2 \right]}{\left(3 \left(\frac{B}{D} \right) + 1 \right)^2} \quad \dots(3.12)$$

Braket içindeki terimler Lockwood Taylor kesme düzeltme faktörleridir. Eğer kesme, kenar plakalarda toplanmış ise, formül aşağıdaki şekli alacaktır.

$$\frac{dy_s}{dx} = \frac{V}{2 G t D} \quad \dots(3.13)$$

3.2.4 - Stodola İterasyonu İle Tekne Frekansının Hesaplanması:

Tekne frekansını hesaplamak için tekneyi 20 postaya bölelim. 0 numaralı posta kış dikme 20 numaralı posta baş dikme olsun. Mekanik ayrıştırma teorisine göre eğer W kütleleri y kadar yer değiştiriyorsa n. normal moddaki yer değiştirme y_n ise y 'deki n. inci mod;[3.1]

$$y'_n = y_n \frac{\sum W y y_n}{\sum W y_n^2} \quad \dots(3.14)$$

olacaktır. Toplama işlemi bütün kütleler boyunca yapılır. Gemiye modelleyen bağımsız bir kirişe bu toplamı uygularsak Gemi titreşimi $y_0 = 1$ olduğunda paralel düzeltme faktörü:

$$y'_0 = \frac{\sum W y}{\sum W} \quad \text{....(3.15)}$$

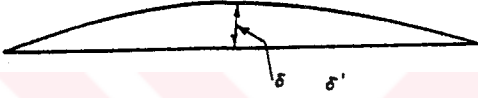
olacaktır. Ağırlık merkezi G 'ye göre açısal dönme düzeltmesi için $y_1 = x$ alınır. Burada x, G ile herhangi bir kütle arasındaki uzaklıktır. Bu durumda;

$$y'_1 = x \frac{\sum W y x}{\sum W x^2} \quad \text{....(3.16)}$$

olacaktır. Düzeltilmiş eğrinin ordinatları:

$$y_c = y - y'_0 - y'_1 \quad \text{....(3.17)}$$

şeklindedir. Dağıtılmış yükler y_c ile çarpılırlar.



Şekil-3.4 Stodola İterasyonu İçin Sapma Eğrisi

Bu prosedürü kullanarak, yeni bir sehim eğrisi elde edilir. Eğer düzeltilmiş eğri için ortalama sehim δ ve yeni sehim değeri δ^1 ise frekans f :

$$f = \frac{1}{2 \pi} \left(\frac{g \delta}{\delta^1} \right)^{1/2} \quad \text{....(3.18)}$$

şeklinde verilir.

Stodola metodu ile yapılan hesaplamalarda;

- L : Posta aralarındaki uzaklık.
- E : Elastiklik modülü (1 olarak alınır)
- f_a : Sistem frekansı.
- f : Gerçek sistem frekansı.

$$\frac{f}{f_a} = \frac{E^{1/2}}{L^2} \quad \text{....(3.19)}$$

olmaktadır.

3.3 PERVANEDEN KAYNAKLANAN TİTREŞİMLERİN YAPISI

3.3.1. Pervaneye Etki Eden Kuvvetler:

Denizde veya gölde çalışan pervanelerin görev yaptığı düzensiz dümen suyu ve tekne yüzeyleriyle olan etkileşimi, tekne ve makinasında titreşime neden olan periyodik kuvvetler meydana getirir. Kıça etki eden yatay ve düşey kuvvetler teknede titreşim oluşturur. Burulma momenti ve itme kuvveti değişimleri makinada titreşim oluşturmakla birlikte tekneyi sınırlı miktarda etkiler. Şafta ve tekneye etki eden periyodik kuvvetler kanat frekansının basit harmonik elemanlarıdır ($rpm_p \times$ Pervane kanat sayısı $\times$ 2, 3, 4 katları $\times$ Kanat frekansı).[3.1],[3.2],[3.3].

Geminin kıçına etki eden kuvvetler yüzey kuvvetleri ve kaldırma kuvvetleri olarak ayrılmaktadır. Kaldırma kuvvetleri, pervane taşıyıcıları vasıtasıyla tekneye iletilen ve pervaneye etki eden kuvvetlerdir. Yüzey kuvvetleri ise tekne yüzeyine sıvı basıncıyla etki eden kuvvetlerdir.

Kuvvetlerin etkilediği tekne yüzeyleri gemi tipinden dolayı oluşan açıklıklar ve eksenel açıklık yüzeyleri olarak sınıflandırılabilir. Tek pervaneli gemilerde pervanenin üzerindeki gemi yüzeyleri tekne tipine göre olan açıklık olarak anlaşılmaktadır. Eksenel yüzeyler ise payandalar, pervane şaft bosaları, tek pervaneli gemilerde pervane ucundaki yüzeyler ve tek pervaneli gemilerin dümenleridir.

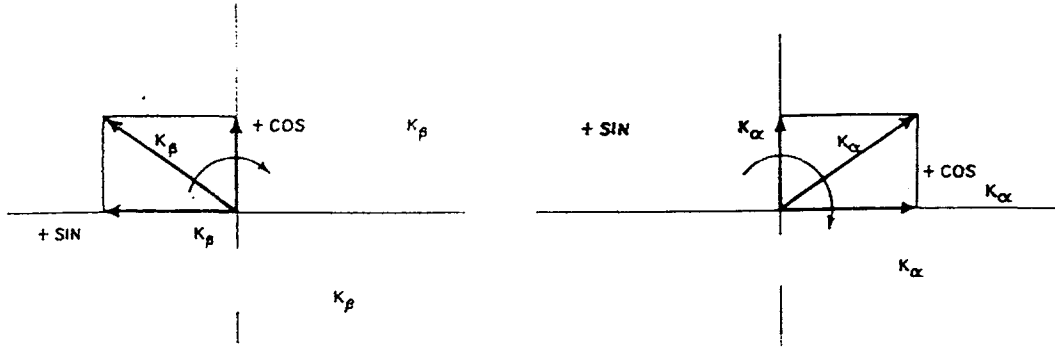
Eksenel klerens yüzeyine bitişik olan düzgün dümen suyunda pervane görev yaparsa, kuvvetler bu yüzeyde oluşmakta ve yüzeyle etkileşim meydana getirmektedir. Eksenel klerens yüzeyi akstan geçen düz bir düzlem olarak düşünülürse oluşan kuvvetler bu düzleme dik olmalıdır. Bu düzlemdeki toplam etki, bu iki aksa dik açılı moment ve kuvvete eşittir. Kaldırıcı kuvvetler bu düzleme dik olan kuvvet ve paralel olan kuvvetleri oluşturmaktadır.

Pervane uç klerens yüzeyleri içinde benzer reaksiyon değerlendirmeleri mevcuttur. Kuvvet ve momentler yüzeyde ve kaldırıcı kuvveti oluşturan pervanede oluşmaktadır. Düzensiz dümen suyunda pervanenin görev yapması, düzenli sudaki mevcut seviyenin üstündeki yüzey kuvvetlerini arttırmaktadır. Bu artışlar dümen suyu yansıması, uç klerens kuvveti ve dümen suyu yansıması eksenel kuvveti olarak adlandırılır. Dümen suyu kaldırıcı kuvveti, düzensiz dümen suyu ile etkileşimden dolayı ortaya çıkan pervaneyi etkileyen kuvvettir.

Kaldırıcı kuvvetlerin şaft merkezi ve pervane düzleminde belirli bir uygulama noktası vardır. Buraya etki ederek, teknede düşey, yatay ve dönme hareketleri meydana getirirler.

3.3.2. Pervaneye Etkiyen Yatay, Düşey Kuvvetler ve Faz Açıları:

Pervanelerin özellikleri K kuvvet katsayısı ve μ faz açısı terimleri ile ifade edilmektedir. Şekil-3.5 'deki pervaneye ön yüzünden bakıldığında saat yönünde döndüğü kabul edildiğinde.[3.1],[3.2].



Şekil-3.5 Pervaneye Etki Eden Düşey, Yatay Kuvvetler ve Faz Açıları.

Çapraz kuvvet sağa doğru pozitif ve K_α vektörünün yatay izdüşümüdür. Bu vektör pervane frekansında ve shaft dönüş yönünde etkili olmaktadır. K_α vektörüne dikey olan pervane kanadı, maksimum yatay pozitif kuvvetinin yatay konumunun önünde λ_α açısındadır. λ_α yatay kuvvetler için kuvvet vektörünün faz açısı olarak tanımlanmıştır. Dikey kuvvet, kanat frekansında saat yönünde dönen K_β vektörün dikey iz düşümüdür. Pervane kanat dikeyi konumu ile bu vektör dikey konumunun λ_β kadar önündedir. λ_β düşey kuvvet vektörünün faz açısı olarak tanımlanır. Değişik etkileşimlerde kuvvetlerin toplanmasında, bu kuvvet vektörünün faz açısını bilmek gerekmektedir.

3.3.3. Eksenel Açıklık Kuvveti :

Şekil-3.6 'da Wageningen B 4-40 pervanesi için eksenel açıklık kuvvet katsayısı grafiği verilmektedir. [3.1],[3.6].

- J : Pervane ilerleme katsayısı.
- K_T : Pervane itme katsayısı
- K : Eksenel açıklık yüzey kuvveti katsayısı.

$$J = \frac{V_a}{n D}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

Aerofoil teorisine göre dikeyler arasındaki kuvvet;

$$F = - \pi \rho c V v \quad \dots(3.20)$$

olacaktır. Verilen V ile v , δV ile δv 'yi arttırırsa F deki artış aşağıdaki şekilde olacaktır,

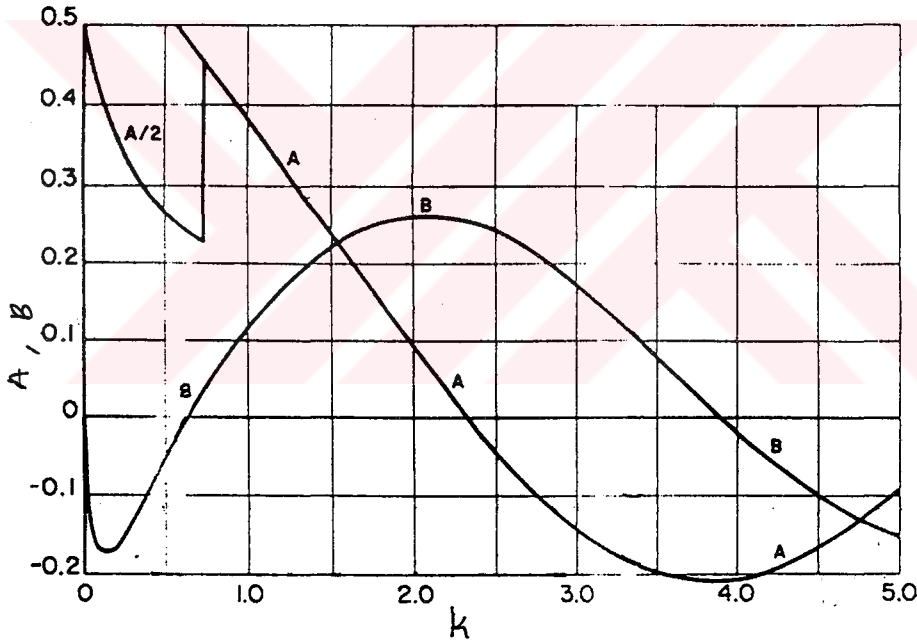
$$\delta F = - \pi \rho c (V \delta v + v \delta V) \quad \dots(3.21)$$

Pitch açısı β olan pleytin $se^{i\omega t}$ genliğinin düşük titreşimlerde olduğunu varsayalım ve pervane eksenindeki maksimum genlik s , ω dairesel frekansında oluşuyorsa,

$$\delta v = s \cos \beta e^{i\omega t} \quad \dots(3.22)$$

$$\delta V = s \sin \beta e^{i\omega t} \quad \dots(3.23)$$

olur.



Şekil-3.8 Gust Teorisi Sabitleri [3.1].

Böylece kanat elemanına dik olan kuvvet artışı ise;

$$\delta F = - \pi \gamma c (V \cos \beta + v \sin \beta) e^{i\omega t} dr \quad \dots(3.24)$$

olacaktır.

Fakat kanat hücum açısı α ise;

$$\alpha = \frac{v}{V} ; \quad V \cos \beta = \Omega r \quad \text{....(3.25)}$$

olacaktır. Ω pervane açısal hızı ise;

$$\delta F = - \pi \rho c \Omega r (1 + \alpha \tan \beta) e^{i\omega t} dr \quad \text{....(3.26)}$$

olacaktır. Fakat $\alpha \cdot \tan(\beta)$ küçük bir değer olduğundan δF şu şekli alır;

$$\delta F = - \pi \rho c \Omega r e^{i\omega t} dr \quad \text{....(3.27)}$$

Bu aerofoil düşük frekansta titreşiyorsa aşağıdaki eşitliği sağlar.

$$f = \frac{\omega}{2 \pi}$$

Frekans δF kompleks operatör ile çarpılır.

$$-(A + i B) = -C(k) [J_0(k) - i J_1(k)] + i J_1(k) \quad \text{....(3.28)}$$

eşitliği bulunacaktır. Aşağıda $C(k)$ ile verilen ifade kompleks Theodorsen fonksiyonudur.

$$C(k) = \frac{J_1(k) - i Y_1 k}{J_1(k) + Y_0(k) + i [J_0(k) - Y_1(k)]} \quad \text{....(29)}$$

$A + iB$ ise Sears fonksiyonudur, J ve Y ise Bessel fonksiyonundan elde edilmiştir.

$$k = \frac{\omega C}{2 V} \quad \text{....(30)}$$

Bu aynı zamanda düşürülmüş frekans olarakta isimlendirilmiştir.

$$e^{i\omega t} = e^{iq\Theta} = \cos q\Theta + i \sin q\Theta \quad \text{....(31)}$$

İz alanının herhangi bir harmonikte dönmesinde dalga boyu sayısı q olduğunu varsayalım. δF teğetsel bileşeni;

$$\delta_1 F = \delta F \sin \beta$$

veya,

$$\delta_1 F = \pi \gamma cs \Omega r \sin \beta (A + iB)(\cos q\Theta + i \sin q\Theta) dr \quad \text{....(32)}$$

şeklinde gösterilebilir. Bir diğer şekli ise;

$$\delta_1 F = \pi \gamma cs \Omega r \sin \beta (A \cos q\Theta - B \sin q\Theta) \quad \text{....(33)}$$

dir. Eğer bir harmonik iz bileşeni $s \cdot \cos(q\Theta)$ ise bu durumda $\delta_1 F$, $3 \cdot \cos(q\Theta)$, $\arctan(B/A)$ dan oluşur. OZ referans eksenine dik oluşan kuvvet bu iki kuvvet arasında oluşacaktır.

$$\delta_\alpha F = -\pi \gamma cs \Omega r \sin \beta \cos \Theta (A \cos q\Theta - B \sin q\Theta) dr \quad \text{....(34)}$$

OZ eksenine paralel kuvvet ise;

$$\delta_\beta F = \pi \gamma cs \Omega r \sin \beta \sin \Theta (A \cos q\Theta - B \sin q\Theta) dr \quad \text{....(35)}$$

Yukarıdaki denklemler q 'nün tek harmoniği tarafından oluşan kuvvet dağılımlarıdır. Yapılan dönüşüm ise şöyle olmaktadır.

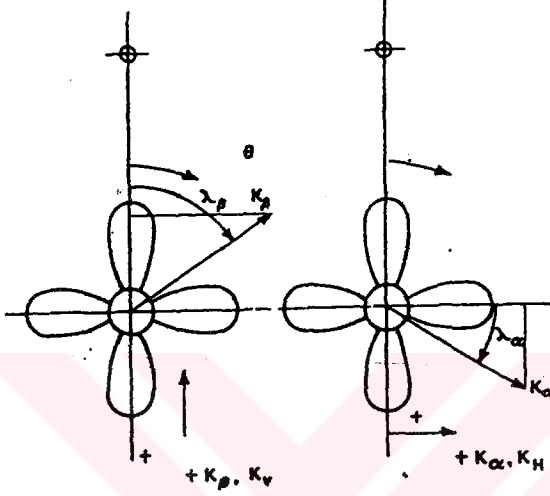
$$\begin{aligned} \delta_\alpha F = \frac{\pi}{2} \gamma cs \Omega r \sin \beta [& -A[\cos(q+1)\Theta + \cos(q-1)\Theta] + \\ & + B[\sin(q+1)\Theta + \sin(q-1)\Theta] dr \end{aligned} \quad \text{....(36)}$$

$$\begin{aligned} \delta_\beta F = \frac{\pi}{2} \gamma cs \Omega r \sin \beta [& A[\sin(q+1)\Theta + \sin(q-1)\Theta] + \\ & + B[\cos(q+1)\Theta + \cos(q-1)\Theta] dr \end{aligned} \quad \text{....(37)}$$

N kanatlı pervanelerde titreşim kuvvetleri N , $2N$ ve katları olarak arttırılarak $N-1$, $N+1$ den başlayarak aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\begin{aligned} \delta'_\alpha F = \frac{\pi}{2} \gamma cs \Omega r \sin \beta [& S_{N-1}(-A_{N-1} \cos N\Theta + B \sin N\Theta) + \\ & + S_{N+1}(-A_{N+1} \cos N\Theta + B \sin N\Theta)] dr \end{aligned} \quad \text{....(38)}$$

$$\delta'_{\beta} F = \frac{\pi}{2} \gamma c s \Omega r \sin \beta [S_{N-1} (A_{N-1} \sin N\Theta + B \cos N\Theta) + \\ + S_{N-1} (-A_{N+1} \sin N\Theta - B \cos N\Theta)] dr \quad \dots(39)$$



Şekil-3.9 Pervanede Oluşan Kuvvet ve Kuvvet Çiftleri

Kuvvet boyutsuz K katsayısının bir ifadesi olur.

$$K_T = \frac{T}{n^2 D^4}$$

buradanda;

$$E = \frac{N \pi^2}{4} \left(\frac{r}{R}\right) \left(\frac{c}{D}\right) \sin \beta \quad \dots(40)$$

Boyuna iz harmoniklerini gemi hızının yüzdesi olarak ifade edersek,

$$s^1 = \frac{100s}{V} \quad \dots(41)$$

s : İz hızı.

V : Gemi hızı.

$$\int EA_{(N-1)} S'_{(N-1)} d\left(\frac{r}{R}\right) = \psi_{(N-1)} , A$$

$$\int EA_{(N+1)} S'_{(N+1)} d\left(\frac{r}{R}\right) = \psi_{(N+1)} , A$$

$$\int EB_{(N-1)} S'_{(N-1)} d\left(\frac{r}{R}\right) = \psi_{(N-1)} , B$$

$$\int EB_{(N+1)} S'_{(N+1)} d\left(\frac{r}{R}\right) = \psi_{(N+1)} , B \quad \dots(42)$$

İntegral işlemi pervane dönme ekseninden pervane ucuna kadar yapılmıştır. Bu denklemler birleştirilirse yatay kuvvet katsayısı şöyle olacaktır.

$$K_{\alpha} = \frac{V}{100nD} [\cos N\Theta [-\psi_{(N-1)} , A - \psi_{(N+1)} , A] + \sin N\Theta [\psi_{(N-1)} , B + \psi_{(N+1)} , B] + \dots(43)$$

Dikey kuvvet katsayısı ise;

$$K_{\beta} = \frac{V}{100nD} [\cos N\Theta [\psi_{(N-1)} , B - \psi_{(N+1)} , B] + \sin N\Theta [\psi_{(N-1)} , A - \psi_{(N+1)} , A] + \dots(44)$$

olacaktır. Bu kuvvet katsayılarının genlikleri, bileşenlerinin cos. ve sin. bileşenlerinin kareleri toplamının kare kökü kullanılarak elde edilir.

Yatay ve düşey kuvvet toplamaları ise şöyle olmaktadır.

$$|K_{\alpha}| = \frac{V}{100nD} * [[\psi_{(N-1)} , A + \psi_{(N+1)} , A]^2 + [\psi_{(N-1)} , B + \psi_{(N+1)} , B]^2]^{\frac{1}{2}} \quad \dots(45)$$

$$|K_{\beta}| = \frac{V}{100nD} * [[\psi_{(N-1), A} + \psi_{(N+1), A}]^2 + [\psi_{(N-1), B} + \psi_{(N+1), B}]^2]^{\frac{1}{2}} \quad(46)$$

Şekil-3.8 'de de gösterildiği gibi A ve B ler k'nın fonksiyonlarıdır.

$$k = \frac{\omega c}{2V} = q \cos \beta \left(\frac{c}{D} \right) \left(\frac{R}{r} \right) \quad(47)$$

$$k = (N-1) \cos \beta \left(\frac{c}{D} \right) \left(\frac{R}{r} \right) ; N-1 \text{ bileşeni için}$$

$$k = (N+1) \cos \beta \left(\frac{c}{D} \right) \left(\frac{R}{r} \right) ; N+1 \text{ bileşeni için}$$

ise;

$$\sin \beta = \frac{1}{[1 + \pi^2 \left(\frac{r}{R} \right)^2 \left(\frac{D}{p} \right)^2]^{\frac{1}{2}}}$$

K_{α} ve K_{β} daki cos. ve sin. ifadeleri Şekil-3.9 'da olduğu gibi ifade edilir.

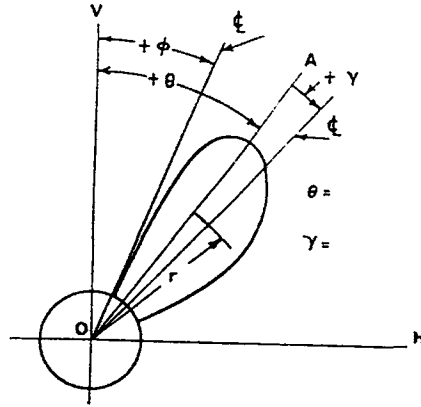
3.3.5. İtme ve Burulma Titreşimleri:

Düzensiz kanatlı pervaneler için teğetsel iz, hatve açısının tanjant değeri ile çarpılıp boyuna iz ile toplanarak boyuna iz eşitine dönüştürülür. Pervane dönüş yönünde olan değerler pozitif alınmıştır. Harmonik hareketler iz merkezi ile yatayla ϕ açısı yaparak, OA referans eksenine göre τ eğrilik açısı oluşturur. Bir dr integral elemanı için itme değeri (3.33) numaralı denklemde $\sin(\beta)$ yerine $\cos(\beta)$ ve Θ yerine $\Theta + \tau + \phi$ yazılarak elde edilir. Böylece bir eleman tarafından verilen itme değeri aşağıdaki şekilde olacaktır.

$$\delta T = \pi \gamma c s \Omega r \cos \beta [A \cos q(\Theta + \gamma - \phi) - B \sin q(\Theta + \gamma - \phi)] dr \quad(48)$$

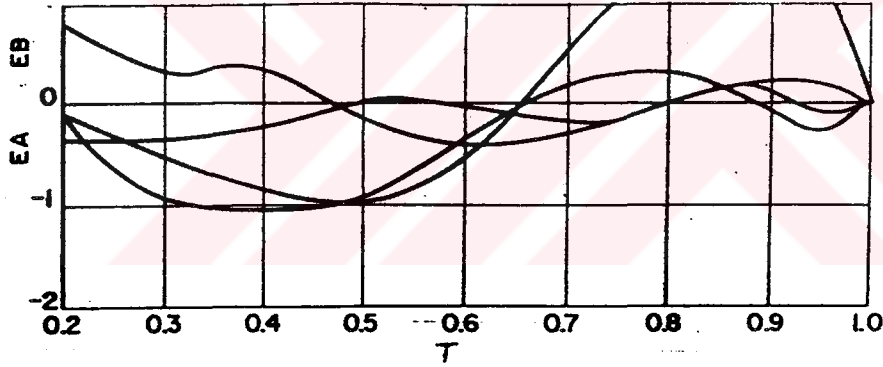
Harmonik bileşenler ve burulma değerleri, pervane kanat sayısına eşittir $q=N$ olur ve burada K_s , boyutsuz itme katsayısıdır.

$$K_s = \frac{T_s}{\gamma n^2 D^4} \quad \dots(49)$$



Şekil-3.10 Simetrik Olmayan İzlerdeki Simetrik Olmayan Pervane

İz değeri, gemi hızının yüzdesi olarak ifade edilir. (3.49) numaralı denklem boyutsuz formda olup faz ilişkileri önemli olmadığından, genlik $\sin(N\theta)$ ve $\cos(N\theta)$ ifadelerinin karelerinin toplamının kare kökü olarak alınabilir.



Şekil-3.11 Wageningen B 4-40 Pervaneleri İçin EA ve EB Grafikleri.[3.6].

Böylece N-Kanat için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$K_s = \frac{\pi^2 N V}{200 n D} \left[\left| \int \left(\frac{r}{R} \right) \left(\frac{c}{D} \right) s' \cos \beta \left[A \cos N(\phi - \gamma) + B \sin N(\phi - r) \right] d \left(\frac{r}{R} \right) \right|^2 + \right. \\ \left. + \left| \int \left(\frac{r}{R} \right) \left(\frac{c}{D} \right) s' \cos \beta \left[A \sin N(\phi - \gamma) + B \cos N(\phi - r) \right] d \left(\frac{r}{R} \right) \right|^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \dots(50)$$

Fonksiyondaki $r, c, s^1, A, B, \Phi, \tau$ değerleri yarıçapın fonksiyonlarıdır ve pervane göbeğinden pervane ucuna kadar integral alınarak hesap edilmektedir.

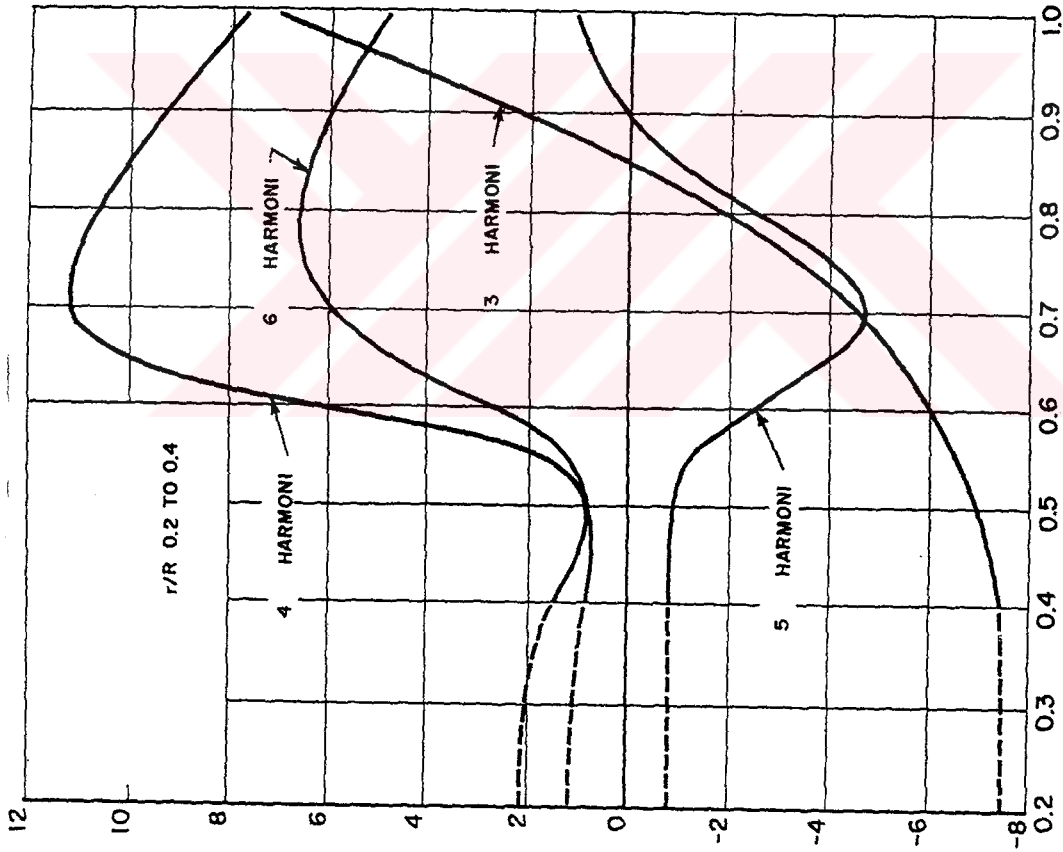
K_T 'yi burulma momenti için boyutsuz katsayı olarak yazarsak,

$$K_T = \frac{Q_T}{\gamma n^2 D^5} \quad \dots(51)$$

şeklini alır.

$\cos(B)$ yerine $\sin(B)$ yazıp r ile çarparak aşağıdaki formül elde edilir.

$$K_T = \frac{\pi^2 N V}{400 n D} \left[\left[\int \left(\frac{r}{R} \right)^2 \left(\frac{c}{D} \right) s' \sin \beta |A \cos N(\phi - \gamma) + B \sin N(\phi - r) d \left(\frac{r}{R} \right)|^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[\int \left(\frac{r}{R} \right)^2 \left(\frac{c}{D} \right) s' \sin \beta |A \sin N(\phi - \gamma) + B \cos N(\phi - r) d \left(\frac{r}{R} \right)|^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right] \right] \quad \dots(52)$$



Şekil-3.12 MAG-416 Teknesinin Boyuna İzin Harmonik Bileşenleri

3.4. ÖZEL BÖLGESEL TİTREŞİM PROBLEMLERİ

3.4.1. Dümen Titreşimleri :

Dümen, dümen topuğu ve dümen dolabı bağlantısı elastik bir sistem içerir. Kendi uzunluğu boyunca alttan ve üstten desteklenen bir dümende dönmeden dolayı oluşan burulmadan dolayı titreşim oluşmaktadır. Dümen titreşimi kanat tarafından tahrik edildiğinde şu şekilde etkilenir.[3.1],[3.2].

- a- Tek pervaneli teknelerin akım hatlarının dengesizliği nedeniyle.
- b- Teknenin enine titreşimiyle.
- c- Dümen doğal frekansından.

3.4.2. Kavitasyon :

Değişebilir izde çalışan pervanenin kanatları yüksek iz alanında kavitasyon yaratabilir ve düşük iz ortamlarında kavitasyon oluşmaz. Kavitasyonun ileri safhaya gelmesi sonucunda yüksek gürültüler oluşur. Kavitasyon ve kavitasyon gürültüsü uygun pervane seçimi ile azaltılabilir. Fakat pervane yüklemesi ve pervane hızlarından dolayı kavitasyon oluşumu kaçınılmaz bir hal alabilir.

3.4.3. Titreşim Gerilmeleri :

Teknedeki pervane tahrikinden kaynaklanan titreşimlerin eğilme gerilmeleri ihmal edilebilir. Bir geminin kıçındaki genlik ± 0.025 cm olduğunda bu gemi iki düğümlü bir modda 2.1 kg/cm^2 ve 4 modda 10.5 kg/cm^2 lik bir eğilme gerilimi yaratır. Fakat bir teknenin temel titreşiminin lokal rezonansla arttırıldığı durumlarda lokal yapısal hasarlar meydana gelebilir.

Titreşim karşısında insan reaksiyonu; otomobil, gemi ve uçaklarda gözlenmiş genlik değişimi ve ivmelenme şekli bu tür reaksiyonda ölçü olarak alınmıştır. Bunun ile ilgili ilişkiler aşağıda verilmektedir.

f	: cps cinsinden frekans,
y	: Tek genlik,
$2\pi fy$	: Hız,
$4\pi^2 f^2 y$	: İvme,
$8\pi^3 f^3 y$	: İvmenin türevi,

Nümerik değerler ise psiko sosyal ölçülere göre kabul edilebilir veya dayanılmaz ölçü sınırları içinde kişiden kişiye değişir sabitler olarak alınabilir. Yatay titreşime olan duyarlılık dikey olan titreşimden daha büyüktür. Kullanılan ivmelenme kriterlerine göre ivmelenme anlamında işitme eşiği yaklaşık olarak 2.06 cm/s^2 veya 0.0021 g olarak alınabilir. Dikey titreşimlerde bu değer iki katı olarak alınabilir.

3.5. SÖNÜMLEME VE REZONANS GENLİKLER:

3.5.1. Sönümlenme Sabitleri :

Rezonanstaki titreşimin herhangi bir moddaki genliği pervaneye verilen enerji ile pervaneden elde edilen itme enerji dengesiyle belirlenir. Tahrik kuvvetleri tarafından gerçekleştirilen iş her devirde sönümlenme kuvvetleri tarafından emilen işe eşittir.

Teknenin sönümlenme sabitlerini tanımlamak için 3 kavram kullanılmıştır.

1- Sönümlenme kayıp oranı;

E = Sistemdeki toplam enerji.

ΔE = Her bir devirdeki sönümlenme enerji kaybı.

$$\eta = \frac{\Delta E}{E} \quad \text{....(54)}$$

2- Logaritmik indirgeme;

x^1 ve x^2 ardışık titreşim genliğidir.

$$\delta = -\log_e\left(\frac{x_2}{x_1}\right) \quad \text{....(55)}$$

3- Tekne parçasının herhangi bir noktasına etki eden dairesel frekansın lineer sönümlenme sabiti;

$$C = \frac{SW_w}{g} \quad \text{....(56)}$$

Bu üç sönümlenme sabiti arasında aşağıdaki bağıntı mevcuttur.

$$\eta = 2\delta = 2\pi S \quad \text{....(57)}$$

Bu ilişkiyi ispatlamak için;

$$\frac{x_2^2}{x_1^2} = e^{-2\delta} = 1 - 2\delta + 2\delta^2 - \dots = 1 - \delta$$

$$\eta = \frac{\Delta E}{E} = \frac{x_1^2 - x_2^2}{x_1^2} = 2\delta$$

Birim uzunluğa gelen kuvvet;

$$F = C\omega y = S \frac{W}{g} \omega^2 y$$

$$\Delta E = \int_0^L F y dx = \frac{\pi S \omega^2}{g} \int_0^L W y^2 dx$$

$$E = \frac{\omega^2}{2g} \int_0^L W y^2 dx$$

$$\eta = \frac{\Delta E}{E} = 2\pi S$$

kayıp oranı ve δ logaritmik indirgeme değerleri önemli faktörlerdir. Sönümlenme değeri ortalama bir değerde olmak şartıyla sönümlenme etkileri çok küçük değerlerde olmaktadır.

Titreşen gemideki her bir devirdeki enerji kaybı aşağıdaki ifade ile verilebilir.

$$\eta \sum \frac{W}{2g} \omega^2 y^2 = \eta y_p^2 \omega \sum \frac{W}{2g} \omega^2 \frac{y^2}{y_p^2}$$

W = Arttırılmış virtüel kütle.

y = Herhangi bir noktadaki genlik.

y_p = Pervanedeki genlik.

Rezonans anında pervanedeki hareket tahrik kuvvetini F_{90^0} ye çok yakın bir yerde azaltacaktır ve her bir devirdeki input değeri;

$$F_I = \pi F y_b$$

İş giriş değeri ve iş çıkış değeri eşitlenerek pervanedeki genlik aşağıdaki formülle elde edilir.

$$y_p = \frac{2\pi Fg}{\eta \omega^2 \sum W \frac{y^2}{y_p^2}} = - \frac{Fg}{2\pi \eta f^2 \sum w \frac{y^2}{y_p^2}} \quad \dots(58)$$

3.5.2. Sönümleme Tipleri :

1- Hidrodinamik etkiler; Yüzey sürtünmeleri, dalgalar, girdap ve ek kütleyle oluşan etkiler.

2- Histerizis enerjisi; Tekne mukavemet elemanlarındaki kesme ve eğilmeden oluşan etkiler.

3- Enerji yutulması; Temel modun lokal titreşiminden oluşan enerji emilmesi.

Bir geminin ıslak yüzeyi büyük olmasına rağmen deplasman hareketindeki akıştan dolayı oluşan titreşim küçüktür. Hesaplamalar göstermiştir ki yüzey sürtünmesi, dalga ve girdaplarla oluşan sönümleme gözlenen enerji kaybının küçük bir parçası olduğu ortaya çıkmıştır. Bir kuvvet altında hareket eden tekneye etki eden ikinci bir kuvvet hareketi sönümleyici veya artırıcı yönde etki eder. Kayıp oranı şu şekilde elde edilir.

$$\eta = \frac{\Delta E}{E} = \frac{V}{fL} \frac{\int_0^L \left[\frac{d\omega}{ds} y^2 + 2\omega y \frac{dy}{ds} \right] ds}{\int_0^L \omega' y^2 ds} \quad \dots(60)$$

- V = Gemi hızı.
f = Frekans.
L = Gemi boyu.
s = x/L (Kıç mesafe)
w = Ek kütle.
w' = Birim uzunluğa gelen toplam kütle.
y = Verilen moddaki genlik.

negatif ise sönümlemede bir azalma görülür. Histerizis kayıpları orta kalite gemi çelikleri için bu kayıplar %3'tür ve η için limit 0.03 değeridir. Sönümleme enerjisinin önemli bir kısmı teçhizat ve makina tarafından abzorbe edilir. Gemilerde yükleme şartları tekne kayıp oranlarında önemli oranda etki etmektedir. Yüksek modlarda η değerindeki artış fazla olmaktadır.

3.5.3. Lokal Yapı Genliği :

Lokal yapının birleştiği noktada tekne genliğinin lokal yapı genlik oranı aşağıdaki ifade ile verilir.

$$\frac{y}{y_1} = \frac{1}{\left[\left(1 - \frac{f^2}{f_1^2}\right)^2 + \frac{1}{R^2} \frac{f^2}{f_1^2}\right]^{\frac{1}{2}}} \quad \dots(61)$$

f = Tekne frekansı
f₁ = Lokal yapı frekansı
R = Rezonans faktörü

Rezonans durumunda f₁ = f ve y₁ / y = R dir. R değeri 200 'e kadarlık değer olabilir. Şayet lokal yapıda küçük bir sönme olursa;

$$\frac{y}{y_1} = \frac{1}{\left(1 - \frac{f^2}{f_1^2}\right)} \quad \dots(62)$$

olur. Lokal yapı vibrasyonu ile mevcut tahrik frekansı ile yakın değerlerde bir önemi vardır.

Tüm lokal yapının frekansının kanat frekansından yüksek olması arzu edilen bir durumdur. 2 den küçük çarpma faktörünü elde etmek için frekans oranının 2^{0.5} den büyük olması gereklidir. Güverte veya diğer lokal yapılarda titreşimin oluşabileceği durumlar oldukça fazladır.

3.5.4. Titreşen Tekne Genliğinin Hesaplanması :

58. denklem yardımıyla herhangi bir modun rezonans genliğinin hesaplanması mod frekansının ve relatif genlik eğrisinin hesaplanmasını sağlamaktadır. Bu denklem pervanedeki temel tekne genliğini vermektedir. Herhangi bir pozisyonda genlik eğri oranı y/y_p relatif genlik değeriyle verilmektedir.

3.5.5. Rezonans Olmayan Genlikler :

Tekne genliğinin hesaplanmasından sonra tekne mukavemet elemanlarına ve ek kütleyle bağlı olarak hesap edilmelidir. 61 ve 62 numaralı denklemler kullanılarak lokal yapı titreşimleri bulunabilir.

3. Bölümde Yaralanılan Kaynaklar:

- 3.1 LEWIS F.M., -(1967) "Hull Vibration of Ships", Principles of Naval Architecture, New York, Chapter 10, SNAME.
- 3.2 SÖDİNG H., -(1983) "Grundlagen der Schiffsvibrationen", Institut Für Schiffbau Der Universität Hamburg, Nr. 26.
- 3.3 BRAUN W., FLEISCHMANN E., -(1976) "Drehschwingungen Verzweigter Systeme, Ihre Bedeutung für Propulsionsanlagen von Schiffen", Institut Für Schiffmaschinen tu Hannover, Thema 10.
- 3.4 BRESLIN J. P., -(1959) "A Theory for the Vibratory Effects Produced by a Propeller on a Large Plate", Journal of Ship Research, SNAME.
- 3.5 MYKLESTAD N. O., -(1976) "Fundamentals Of Vibration Analysis", Mc GRAW-HILL Book Company, New York.
- 3.6 SCHWANECKE H., -(1976) "Längs und Biegeschwingungen in der Wellenleitung", Institut für Schiffstheorie, Wien.



4. BÖLÜM

MOTOR-PERVANE SİSTEMİNDEN KAYNAKLANAN TİTREŞİM

4.1. TEKNEDE MEYDANA GELEN BÖLGESEL TİTREŞİMLER

4.1.1. Motordan Kaynaklanan Titreşimler:

Diesel motorların redüktör, krankşaft ve egzost sistemlerinden kaynaklanan motor temelinde oluşan titreşim değerleri motor yapısına, ateşleme sırasına, egzost basıncına, sıkıştırma oranına ve redüksiyon oranına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Motor titreşimi konusunda incelenen literatürlerde motor temelinde oluşan kuvvet, statik ve dinamik kuvvetlerin hesaplanmasına dayanmaktadır. Statik kuvvet motor ağırlığından dolayı her bir motor ayağına gelen kuvvet değeri ile, dinamik kuvvet ise motor gücü ve redüksiyon oranı ile doğru motor devri ve motor ayakları arasındaki mesafeyle ters orantılı olarak değişmektedir. Dinamik kuvvetlerin hesabında kullanılan yöntemlerde yapılan deneylere bağlı olarak bulunan katsayılar kullanılmaktadır. Bu nedenle en doğru yöntem, motorlar üzerinde yapılan titreşim deneyi sonuçlarına bağlı olarak geliştirilen formüller yardımıyla motor temeline gelen kuvvetin hesabına dayanan yaklaşımdır. Sıra tipi diesel motorlarda motor ayaklarına gelen maksimum yük miktarını veren formül.[2.2],[2.3],[2.9],[2.10].

F_{max}	: Her bir motor ayağına gelen maksimum kuvvet (Kg)
W_m	: Motor ağırlığı (Kg)
S_{nr}	: Motor ayağı sayısı
P_{BHP}	: Motor gücü (HP)
ψ_{red}	: Redüksiyon oranı
N_{RPM}	: Devir sayısı (RPM)
L_{mot}	: İki ayak arası uzaklık (m)

$$F_{max} = \frac{W_m}{S_{nr}} \cdot \frac{358 \cdot P_{BHP} \cdot \psi_{red}}{N_{RPM} \cdot L_{mot}} \quad \dots(2.20)$$

TSUTO tarafından yapılan deneysel çalışmalar sonucunda 620 HP gücüne kadar olan motorlar için motor ayaklarına gelen toplam kuvvet;[2.3].

$$F_{\max} = \frac{503}{4} \cdot \frac{358 \cdot 165 \cdot 3.709}{2400 \cdot 0.80} = 240 \text{ kg}$$

Böylece bir ayağa gelen maksimum kuvvet bulunmuş olur. Çeşitli firmalarca üretilen motor temeli titreşim sönümleyiciler için motor bacaklarındaki statik ve dinamik kuvvet değeri toplamına dayanan tablolar kullanılmaktadır. yardımıyla maksimum kuvvet 240 kg olduğundan bu değere en yakın olan 250 kg lık tip seçilmiştir.

Tip	Bacağa gelen kuvvet	$A_{\min}$	$A_{\max}$	B	ϕD
125	125 Kg	87	100	145	M16x1.5
150	150 Kg	90	100	145	M20x1.5
200	200 Kg	90	100	145	M20x1.5
250	250 Kg	90	100	145	M20x1.5

Sönümleyici olarak kullanılan Neopren malzemenin;

- $w = 55^\circ$ Shore. Sertlik değeri
 $k = 2732 \text{ kg/cm}$ Yaylanma sabiti
 $\xi = 0.05$ Sönüm oranı
 $\omega = 251.33 \text{ rad/sn}$
 $f = 40 \text{ Hz}$
 f_n : Rezonans frekansı (Hz).
 X : Maksimum genlik (cm).
 r : Frekans oranı f/f_n

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k g}{W}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2732 \cdot 9.81}{140}} = 3.19 \text{ cps}$$

$$\omega_n = 2\pi f_n = 2\pi \cdot 3.19 = 20.04 \text{ rad / sn}$$

$$r = \frac{f}{f_n} = \frac{40}{3.19} = 12.54$$

$$X = \frac{\frac{0.025 (\omega \pi)^2}{k}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + 4^2 r^2}} = \frac{\frac{0.025(251.33 \pi)^2}{2732}}{\sqrt{(1-12.54^2)^2 + 4^2 \cdot 12.54^2}} = 0.365 \text{ cm}$$

A_T = Motor temeline iletilen kuvvet (kg)

$$A_T = F \sqrt{\frac{1+4 \cdot 2r^2}{(1-r^2)^2+4 \cdot 2r^2}} = 140 \sqrt{\frac{1+4 \cdot 0.05^2 \cdot 12.54^2}{(1-12.54^2)^2+4 \cdot 2 \cdot 12.54^2}} = 14.37 \text{ kg}$$

Yukarıdaki sönümleyici kullanıldığında maksimum yüklemde herbir motor ayağı 14.37 kg 'lık ve 0.365 cm genlikte etki etmektedir.

4.1.2. Tekne Titreşimlerinin Hesabı:

$$\begin{aligned} L &= 16.000 \text{ m} \\ B &= 4.571 \text{ m} \\ D &= 2.560 \text{ m} \\ T &= 1.829 \text{ m} \\ \Delta &= 66.883 \text{ ton} \\ I &= 0.0211 \text{ m}^4 \\ \Phi &= 4.34 \cdot 10^6 \\ B_H &= 7.60 \cdot 10^4 \\ C &= 3 \end{aligned}$$

- Burrill Formülü: (Dikey frekans)

$$r_s = \frac{3.5 D^2 \left[3 \left(\frac{B}{D} \right)^3 + 9 \left(\frac{B}{D} \right)^2 + 6 \left(\frac{B}{D} \right) + 1.2 \right]}{L^2 \left(3 \left(\frac{B}{D} \right) + 1 \right)} \quad \dots(3.2)$$

$$r_s = \frac{3.5 \cdot 2.56^2 \left[3 (1.786)^3 + 9 (1.786)^2 + 6 (1.786) + 1.2 \right]}{16^2 \left(3 (1.786) + 1 \right)} = 0.813$$

$$N_v = \Phi \left[\frac{I}{\Delta L^3 \left(1 + \frac{B}{2T} \right) (1+r_s)} \right]^{1/2} \quad \dots(3.1)$$

$$N_v = 4.34 \cdot 10^6 \left[\frac{1.972 \cdot 10^{-2}}{66.883 \cdot 16^3 \left(1 + \frac{4.571}{2 \cdot 1.829} \right) (1+0.813)} \right]^{1/2} = 79.70 \text{ cpm} = 1.328 \text{ cps}$$

- **Brown Formülü:** (Yatay Frekans)

$$N_H = \beta_H \left(\frac{DB^3}{\Delta L^3} \right)^{1/2} \quad \dots(3.4)$$

$$N_H = 7.6 \cdot 10^4 \left(\frac{2.56 \cdot 4.571^3}{66.883 \cdot 16^3} \right)^{1/2} = 227 \text{ cpm} = 3.783 \text{ cps}$$

- **Horn Formülü:** (Burulma Frekansı)

$$N_v = 5.4 \cdot 10^5 \cdot C \left[\frac{J}{(B^2 + D^2) L \Delta} \right]^{1/2} \quad \dots(3.5)$$

$$N_v = 5.4 \cdot 10^5 \cdot 3 \left[\frac{0.01972}{(4.571^2 + 2.56^2) \cdot 16 \cdot 66.883} \right]^{1/2} = 132.74 \text{ cpm} = 2.21 \text{ cps}$$

- **Stodola İterasyonu İle Tekne Frekansının Hesaplanması:** (Dikey Frekans)

K : Kesit numarası.

W_h : Tekne yükleri.

W_w : Ek kütle yükleri.

W : Toplam yükler.

s : Mastoriye göre moment çarpanı.

W_s : Tekne ve ek kütle yüklerinin mastoriye göre momentini verir.

x : Postaların ağırlık merkezine uzaklığı.

WX^2 : Ağırlık merkezine göre momenti verir.

ϕ : $\phi = (\pi x/L)$ sehim açısı .(x kesitin mastoriye mesafes, L gemi boyu)

$\sin \phi$: sehim açısının sin değeri.

$0.8 \cdot \sin \phi$: $y_a = (0.8 \cdot \sin \phi)$ kesitteki sehim değeri.

Wy_a : Toplam yük ile sehim değerinin çarpımı.

$Wy_a X$: Sehim değeri ile s nin çarpımı.

y_c : Sehim düzeltme faktörü $(0.0216 + 0.00246x)$.

Wy_c : Düzeltilmiş sehim değeri.

V : Hesabı çek etmek için 20 satır değeri 0 olmalı.

M : kesit eğilme momenti.

I : Kesit atalet momenti.

M/I : Gerilme Kuvveti.

M/I_1 : $\Sigma M/I$ toplamı.

M/I_2 : $\Sigma \Sigma M/I$ Kesit düşey doğal frekans degerleri.

Wy_c^2 : Eğilmeden oluşan basınç değeri.

Tekne 16 metre boyunda olduğundan Eğilmeden dolayı oluşan sapma değeri çok küçüktür. Bu değer LEWIS ve SÖDİNG tarafından yapılan ayrı çalışmalarda %3-%3.5 arasında bulunmuştur. [3.1],[3.4].

K	W _h	W _w	W	s	W _s	X	WX ₂	Θ	sinΘ	0.8-sinΘ	Wy _a	Wy _a X
0	0.046	0.000	0.046	10	0.459	9.818	4.424	0	0.000	0.800	0.0367	0.3603
1	0.086	0.021	0.107	9	0.963	8.818	8.320	9	0.156	0.644	0.0689	0.6076
2	0.107	0.069	0.176	8	1.410	7.818	10.770	18	0.309	0.491	0.0865	0.6763
3	0.137	0.117	0.254	7	1.779	6.818	11.812	27	0.454	0.346	0.0879	0.5993
4	0.223	0.213	0.436	6	2.617	5.818	14.765	36	0.588	0.212	0.0925	0.5382
5	0.315	0.261	0.576	5	2.884	4.818	13.387	45	0.707	0.093	0.0536	0.2582
6	0.327	0.358	0.685	4	2.740	3.818	9.985	54	0.809	-0.009	-0.0062	-0.0237
7	0.289	0.420	0.709	3	2.126	2.818	5.628	63	0.891	-0.091	-0.0645	-0.1818
8	0.295	0.433	0.728	2	1.457	1.818	2.407	72	0.951	-0.151	-0.1100	-0.2000
9	0.307	0.468	0.775	1	0.775	0.818	0.518	81	0.988	-0.188	-0.1456	-0.1191
10	0.315	0.461	0.776	0	17.209	-0.182	0.026	90	1.000	-0.200	-0.1551	0.0282
11	0.297	0.481	0.778	-1	-0.778	-1.182	1.087	81	0.988	-0.188	-0.1463	0.1729
12	0.280	0.413	0.693	-2	-1.385	-2.182	3.298	72	0.951	-0.151	-0.1046	0.2282
13	0.243	0.296	0.539	-3	-1.615	-3.182	5.451	63	0.891	-0.091	-0.0490	0.1559
14	0.185	0.227	0.412	-4	-1.648	-4.182	7.204	54	0.809	-0.009	-0.0037	0.0155
15	0.177	0.158	0.335	-5	-1.677	-5.182	9.004	45	0.707	0.093	0.0312	-0.1617
16	0.172	0.151	0.323	-6	-1.942	-6.182	12.371	36	0.588	0.212	0.0686	-0.4241
17	0.153	0.193	0.346	-7	-2.416	-7.182	17.806	27	0.454	0.346	0.1194	-0.8575
18	0.110	0.179	0.289	-8	-2.308	-8.182	19.314	18	0.309	0.491	0.1417	-1.1594
19	0.072	0.076	0.148	-9	-1.332	-9.182	12.419	9	0.156	0.644	0.0949	-0.8714
20	0.045	0.000	0.045	-10	-0.450	-10.182	4.634	0	0.000	0.800	0.0358	-0.3645
											-15.5421	0.1327 -0.7226

K	y_c	Wy_c	V	M	$I \cdot 10^{-2}$	M/I	M/I ₁	M/I ₂	Wy_c^2
0	0.802	0.039	0.039	0.000	----	0.0	622.4	4341.8	0.031
1	0.643	0.056	0.094	0.039	0.532	5.0	625.6	3717.8	0.036
2	0.488	0.075	0.169	0.133	0.766	14.5	610.2	3099.9	0.037
3	0.340	0.076	0.245	0.302	0.961	27.0	595.4	2497.1	0.026
4	0.204	0.078	0.323	0.547	1.128	43.4	554.0	1922.4	0.016
5	0.082	0.042	0.365	0.870	1.266	62.1	508.0	1391.4	0.003
6	-0.022	-0.016	0.349	1.235	1.674	81.0	428.2	922.2	0.004
7	-0.107	-0.081	0.268	1.584	1.380	97.8	347.0	534.7	0.009
8	-0.169	-0.130	0.138	1.852	1.469	111.6	239.0	241.7	0.022
9	-0.209	-0.155	0.017	1.882	1.534	120.8	122.2	61.1	0.032
10	-0.222	-0.167	-0.185	1.972	1.585	124.4	0.0	0.0	0.037
11	-0.213	-0.160	-0.344	1.988	1.582	121.1	-122.7	61.4	0.034
12	-0.179	-0.118	-0.462	1.444	1.548	113.2	-239.5	242.4	0.021
13	-0.121	-0.063	-0.525	0.982	1.467	102.8	-347.6	535.9	0.008
14	-0.041	-0.022	-0.548	0.747	1.357	89.1	-443.5	931.6	0.001
15	0.058	0.022	-0.526	0.533	1.193	74.9	-525.5	1416.1	0.001
16	0.175	0.050	-0.475	0.324	1.010	59.5	-592.5	1975.0	0.009
17	0.306	0.097	-0.378	0.161	0.847	40.0	-642.3	2592.4	0.030
18	0.449	0.137	-0.242	0.093	0.727	19.2	-671.9	3249.6	0.062
19	0.599	0.129	-0.112	0.022	0.526	4.7	-683.8	3927.4	0.077
20	0.753	0.017	-0.066	0.000	----	0.0	-686.1	4612.4	0.013
									8954.2 0.509
									4477.1

Düşey doğal frekansı hesaplamak istersek;

$$f = \frac{20^2}{2 \pi L^2} \left(\frac{g \delta}{\delta'} \right) = \frac{20^2}{2 \pi 16} \left(\frac{9.81 \cdot 1.38 \cdot 10^4}{4477.1} \right) = 1.3675 \text{ cps} = 82.05 \text{ cpm}$$

yaklaşık olarak belirlenen % 3.5 'luk sapmada düzeltilmiş frekans,

$$f = \frac{82.05}{1.035^{\frac{1}{2}}} = 80.65 \text{ cpm}$$

olur. Hesaplama trapez integrasyon kullanılmıştır.

4.1.3. Pervane Titreşimlerinin Hesabı:

Tek pervaneli gemilerde titreşim üreten kuvvetler aşağıdaki gibidir:

- Düzensiz izlerin oluşturduğu iz kuvveti,
- Kıç yüzeyinde oluşan aksel açıklık kuvveti,
- Dümen kuvveti,
- Pervane ucu açıklık kuvveti,
- Motor+pervane sisteminin oluşturduğu burulma vibrasyon kuvveti,

Pervane vibrasyon yönünden maksimum pervane çapı (D) 1.133 m. olmasına rağmen pervane çapı Bp-Δ Wageningen pervane diyagramları yardımıyla 0.972 m. olarak hesap edilmiştir. Pervane uçları ile pervane yuvası arasındaki açıklığın vibrasyon kriterinin çok üzerinde olması nedeniyle pervane uç açıklık kuvveti önemsiz mertebede olacağından bu hesaplamalar yapılmamıştır.

a) İz Kuvveti Hesabı:

Bu pervane için esas önem taşıyan iz kuvveti olup toplam kuvvetin en önemli bileşenidir. Bu kuvvet (3.45), (3.46) ve (3.24) numaralı denklemler yardımıyla hesaplanabilir. Bir geminin iz değeri için de yeralan teğetsel iz, toplam iz içerisinde düşük bir değere sahiptir, bu nedenle hesaplamalara teğetsel iz dahil edilmemiştir.

Dört kanatlı bir pervanede iz kuvveti 3. ve 5. harmonik bileşenleri tarafından etkili olduğu yapılan araştırmalarda bulunmuştur bu nedenle hesaplamalarda 3. ve 5. harmonik değerler kullanılacaktır.[2.1],[3.3].

$\sin(B)$, k_3 , k_5 (3.47) formül yardımıyla hesaplanmıştır. A_3 , B_3 , A_5 , B_5 Şekil-3.8 'den E ise (3.40) numaralı denklem yardımıyla hesap edilmiştir. EA ve EB eğrileri Şekil-3.11 'de gösterilmiştir. (3.45) ve (3.46) numaralı denklemlerde kullanılmak üzere sabitleri aşağıda verilmektedir.

LEWIS tarafından yapılan model deneylerinde özel vibrasyon azaltıcı pervane tipleri haricindeki pervanelerde kanat sayısını bir arttırmakla pervane titreşiminde önemli bir azalma sağlanmadığı görüldüğünden hesaplamaları 4 kanatlı Wageningen B 4-40 pervanesine göre yapılmıştır.[3.1],[3.3].

Tip = Wageningen B 4-40
Z = 4 Kanatlı
H/D = 0.668
 v_s = 4.527 m/s
Devir = 647 RPM
D = 0.972 m

r/R	0.95	0.90	0.80	0.70	0.50	0.60	0.40	0.30	0.20
$\pi^2 r^2/R^2$	8.90	8.00	6.35	4.86	3.57	2.48	1.59	0.89	0.40
U	14.82	13.47	11.0	8.77	6.84	5.21	3.88	2.83	2.10
sin β	0.067	0.074	0.091	0.114	0.146	0.192	0.258	0.353	0.476
cos β	0.998	0.997	0.996	0.993	0.989	0.981	0.966	0.935	0.879
c/D	0.104	0.196	0.256	0.292	0.304	0.302	0.292	0.262	0.256
k_3	0.322	0.624	0.911	1.252	1.368	1.534	1.727	1.832	2.224
k_5	0.544	1.067	1.538	1.934	2.244	2.562	2.901	3.035	3.702
A_3	0.554	0.497	0.421	0.352	0.277	0.232	0.179	0.148	0.011
B_3	-0.22	-0.06	0.325	0.664	0.869	0.931	0.907	0.742	0.573
A_5	0.815	1.113	0.917	0.593	0.065	-0.23	-0.46	-0.43	-0.45
B_5	-0.09	0.371	0.842	1.112	1.110	0.981	0.721	0.429	0.097
E	0.312	0.590	0.755	0.843	0.853	0.805	0.720	0.570	0.432
EA_3	0.172	0.294	0.307	0.285	0.232	0.185	0.126	0.082	0.013
EB_3	-0.04	-0.01	0.006	0.132	0.179	0.182	0.158	0.144	0.112
EA_5	0.161	0.219	0.182	0.108	0.013	-0.05	-0.09	-0.08	-0.09
EB_5	-0.02	0.073	0.166	0.221	0.222	0.193	0.144	0.084	0.193

A2 = -0.536
A4 = -0.065
B2 = -0.593
B4 = -0.593

$$F = 2.25 \cdot 10^{-2} \psi \gamma n v_s D^3 = 2.25 \cdot 10^{-2} \psi 101.94 10.78 0.972^3 = 114.25 \psi$$

$$U = (1 + \frac{\pi^2 r^2}{R^2}) \frac{D^2}{H^2}$$

$$E = \pi^2 \left(\frac{r}{R} \right) \left(\frac{c}{D} \right) \sin \beta$$

$$F = \frac{\Psi}{100} \gamma n v_s D^3 = \Psi 101.94 10.78 0.972^3 = 45.70 \Psi$$

$$F_D = 45.70 \Psi = 60.78 \text{ kg}$$

$$F_Y = 45.7 \Psi = 21.10 \text{ kg}$$

b) Eksenel Açıklık Kuvveti Hesabı:

Eksenel açıklık kuvveti hesabı ise Şekil-3.6 daki eğriler yardımıyla hesaplanabilir. Şekil-3.6 yardımıyla eksenel açıklık oranı 0.162 ve K=0.00512 olarak bulunmuştur.

$$M = K \gamma n^2 D^5 \frac{2}{3} =$$

$$M = 0.00512 101.94 10.78^2 0.972^5 \frac{2}{3} = 35.10 \text{ kgm}$$

$$F = 2 K \gamma n D^4 = 2 0.00512 101.94 0.972^4 = 0.94 \text{ kg}$$

Hesaptada görüldüğü gibi İz kuvvetinin yanında eksenel açıklık kuvvetinin değeri çok küçük kalmaktadır. Bunun yanında dümenin oluşturduğu kuvvette küçük değer taşıdığından hesap edilmemiştir.

c) Pervane Hatalarından Oluşan Titreşimlerin Hesabı :

Pervane hatalarından (balanssızlıktan) dolayı titreşim oluşmaktadır. Pervaneler için verilen Lloyd standartları 0.92 metre çapın altındaki pervanelerde pitch toleransını % 0.75, 0.92 metre üzerindeki pitch toleransını % 1.00 olarak vermektedir. Pervane çapı 0.972 metre olduğundan pervane pitch toleransı % 1.00 değerinde olacaktır ve en kötü koşullar göz önüne alındığında pervane kanadının

bu hatayı taşıdığı varsayımından hareketle oluşan genlik aşağıdaki gibi hesap edilmektedir. Geminin iki düğümlü frekansı 80.65 cpm, pervane devri 647 RPM olduğu anda oluşacak genlik;

Pervane Tipi	: Wageningen B 4-40
Deplasman	= 66.883 ton
D	= 0.972 m
P	= 0.649 m
Güç	= 165 BHP
Dev.	= 647 RPM
P/D	= 0.668

$$Q = \frac{75 \cdot 60 \cdot \eta_p \cdot BHP}{2 \pi N_p} = \frac{75 \cdot 60 \cdot \eta_p \cdot 165}{2 \pi \cdot 647} = 171.7 \text{ kgm}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\gamma n^2 d^5} = \frac{171.7}{101.94 \left(\frac{647}{60}\right)^2 0.6489^5} = 0.0167$$

Bu noktayı standart pervane tablosuna yerleştirerek 1 pitch için K_Q değerinde 1.04'den 1.05'e değişmesi sonucunda K_Q 'da 0.001 artım bulunmuştur. Bir kanat için tork artışı,

$$\frac{171.7 \cdot 0.001}{4 \cdot 0.0167} = 2.57 \text{ kgm}$$

Uç yarıçapının 0.7 'sinde teğetsel kanat kuvvetinin ortalandığını varsayalım. Pervanenin bir kanadında %1 lik pitch artışında oluşan kuvvet;

$$F = \frac{2.57}{0.7 \cdot 0.486} = 7.55 \text{ kg}$$

olur. İki düğümlü mod için tekne frekansının hesap sonuçları ile oluşturulan tablodaki düzeltilmiş sehim değeri (y_c) ve Wy_c^2 kolonlarını kullanarak teknenin pervane bölgesinde oluşan maksimum düşey kuvvet, genlik ve ivme değerini bulalım.

$$F_k = \sum W \frac{y}{y_p^2} = \frac{0.509 \cdot 0.8}{0.802^2} = 0.633 \text{ ton}$$

değeri bulunur. Ardından η değerini 0.1 kabul ederek pervanedeki tek genlikdeğeri bulunur.

$$y_p = \frac{2 \pi 1.36 10^{-4} 9.81}{0.1 4 \pi^2 \left(\frac{647}{60}\right)^2 0.663} = 2.754 10^{-3} m$$

Geminin merkezindeki genlik enyüksek genliğe sahip gemi kıcındaki genliğin % 25 olacağından.Gemi merkezinde oluşan genlik değeri,

$$y_{pm} = 2.754 * 10^{-3} * 0.25 = 6.59 * 10^{-4} m$$

Bu duruma karşılık gelen ivme aşağıdaki gibidir.

$$a = 4 \pi^2 \left(\frac{647}{60}\right)^2 6.59 10^{-6} = 0.015 m / s^2 = 0.00154g$$

Düşük frekans için genliğin herhangi bir lokal titreşimi oldukça küçüktür. ISO standartlarında kabul edilen titreşim değerleri gözönüne alındığında teknede oluşan titreşim değerleri makul değerlerde bulunmuştur.

Normal	<	0.3 ips
İyi olmayan		0.3 - 0.5 ips
Aşırı	>	0.5 ips

647 rpm pervane devrindek 43 cps değerindeki 0.3 ips değeri karşılığı tek genlik değeri $8.2*10^{-4}$ metre ve daha aşağı değerler, teknede bulunan değer $2.754*10^{-5}$ metredir ve yerçekimi karşıtı ivmelenme değeri 0.02g olmasına karşılık teknede 0.00154g değeri hesap edilmiştir. Bu sonuçtanda anlaşılacağı gibi. Teknedeki titreşimler insan sağlığını kötü etkileyecek değerlerde değildir.

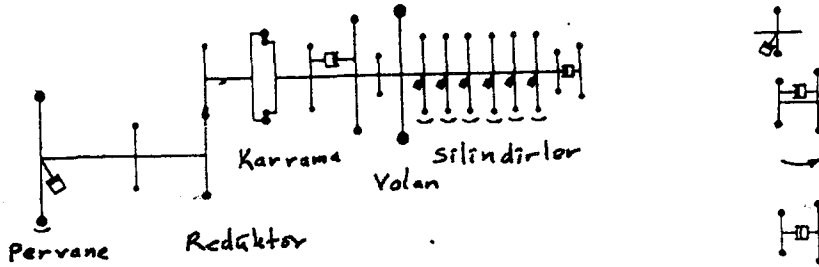
4.1.4. Pervane Doğruluk Standartları :

Pervane kanadı açısal sapması 15 dakikalık sapmada oluşacak kuvvet aşağıdaki şekilde hesap edilir.

$$F_s = \frac{171.7}{4 0.7 0.486} \frac{15}{60 57.3} = 0.55 kg$$

4.2. MOTOR-PERVANE SİSTEMİNDEN MEYDANA GELEN TİTREŞİMLER

Diesel motorların titreşimlerinin incelenmesi konusundada gördüğümüz gibi y ve z eksenleri etrafındaki moment oluşumunu yoketmek için mümkünse çift silindirli ve dört zamanlı motorların seçilmesinin uygun olduğu görülmüştür. Kuracağımız sistemde dört zamanlı ve altı silindirli tek motordan ve tek pervaneden meydana gelen bir sistem oluşturalım.



Şekil-4.1 Motor+Pervane Sisteminin Modellenmesi

Oluşturulan bu sistemin öncelikle burulma doğal frekansını bulalım. Bunun için Holzer tarafından geliştirilen metod üzerinde durmak gerekirse bu metodda sistemin $w/2\pi$ frekansında m_1 kütlelerinin hareketinin $x_1 = \cos wt$, m_2 kütlelerinin hareketinin $x_2 = X_2 \cdot \cos wt$ vb. olacak şekilde harmonik olarak titreşmeye zorlandığını düşünelim. Yaydaki gerilim $k_n \cdot F_n \cdot \cos wt$ dir ve yayın esnekliği; $U_n = 1/k_n$ dir. Serbest yaklaşımından dolayı sistem için aşağıdaki eşitlik elde edilmiş olur.

$$F_n \cos \omega t = K_n (x_n - x_{n+1})$$

$$(F_n - F_{n+1}) \cos \omega t = m_{n+1} \ddot{x}_n + 1 - m_n + 1 \omega^2 x_{n+1}$$

coswt terimini yok edersek ve $k_n = 1/U_n$ koyarak,

$$X_{n+1} = X_n - u_n F_n \quad \dots(4.1)$$

$$(F_{n+1} = F_n) + m_n + 1\omega^2 X_{n+1} \quad \dots(4.2)$$

$$F_1 = m_1 \omega^2 \quad \dots(4.3)$$

elde edilir.

Sistemin sağ ucundan başlayarak $F_1 = m_1 \cdot \omega^2$ (4.1), (4.2) ye değerleri verilerek sol uca ulaşana kadar defalarca kullanılır. (4.1) şeklinde sol uç sınır koşulu $x_5 = 0$ şartını sağlar, k_4 olmasaydı sınır koşulu $F_4 = 0$ olacaktır. Sol uç sınır koşulu ω 'nın doğal açısal frekanslarından biri olduğunda sağlandığı için x_5 veya F_a çizimine dayanan bu metod ω 'nın fonksiyonu olarak eğrinin ω eksenini kestiği yerde doğal frekans elde edilir. Doğal frekans iyi bir tahmin yapılırsa her frekans için iyi bir tahmin yapılırsa her frekans için bu eğrinin sadece ufak bir parçasının çizilmesi gerekir. Burulma sistemleri içinse Θ Esnek shaft parçalarının bağlanmış kütleleri bir noktada yoğunlaştırılmıştır. Burulma sistemi içinde durum aynıdır. n. shaftta burulmanın genliği T_n , n. ataletin açısal yerdeğiştirme genliği Θ_n ve n. shaftın esnekliği $v_n = 1/k_n$ olduğunda burulma sistemi,

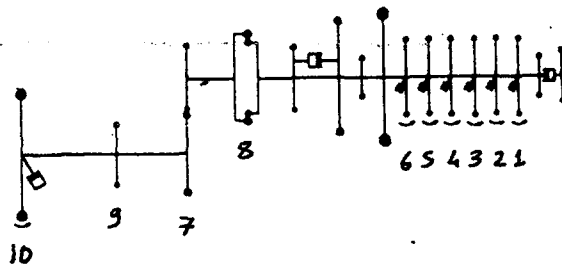
$$\Theta_{n+1} = \Theta_n - v_n T_n \quad \dots(4.4)$$

$$T_{n+1} = T_n + J_{n+1} \omega^2 \Theta_{n+1} \quad \dots(4.5)$$

$$T_1 = J_1 \omega^2 \quad \dots(4.6)$$

şekline dönüşür. Bu denklemler yardımıyla sistemin frekansı bulunur. Motor, sönümlendirici pervane shaftı ve pervaneyi oluşturan parçaların, değerlerini ve daha sonrada doğal frekanslarını hesap edelim.

J : kgm/s^2 Kütle atalet momenti değerlerini,
K : kgm/rad
l : m



Şekil-4.2 Altı Silindirli ve Tek Pervaneli Sisteminin Modellenmesi

Motor ve Pervane Özellikleri

P	=	165	HP (Cummins)
N	=	6	Silindir sayısı
M _{max}	=	483	Nm (Maksimum Moment)
P _e	=	8 kp/cm ²	
S	=	113 cm ²	Piston alanı
r	=	0.012 m	Krank şaft yarıçapı
N _m	=	2400	RPM
Red.	=	3.709 : 1	Standart (HSW-630A)
N _p	=	647	RPM
D _s	=	0.050 m	Şaft çapı
W _p	=	171.7 kg	Pervane ağırlığı

Motor ve pervane özellikleri yardımıyla kütleler r yarıçapındaki bir m noktasında toplanmış farzedilerek Şekil-4.2 deki düğüm noktalarına göre ayrılan parçaların kütle atalet momentleri ve burulma elastiklik değerleri aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

<u>Kütle No.</u>	<u>J(Kp.cm.s²)</u>	<u>Düğüm No.</u>	<u>K(Kp.cm/rad)</u>
1	1.62	1-2	20.66*10 ⁶
2	1.62	2-3	20.66*10 ⁶
3	1.62	3-4	20.66*10 ⁶
4	1.62	4-5	20.66*10 ⁶
5	1.62	5-6	20.66*10 ⁶
6	1.62	6-7	20.66*10 ⁶
7	4.87	7-8	5.18*10 ⁶
8	39.10	8-9	0.52*10 ⁶
9	0.97	9-10	32.20*10 ⁶
10	17.56	----	----

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(n^2 J_1 + J_2 + \dots + J_n)(n^2 K_1) \cdot K_2 \cdot \dots \cdot K_{n-1}}{(n^2 J_1) \cdot J_2 \cdot \dots \cdot J_n (n^2 K_1 + K_2 + \dots + K_{n-1})}} = s^{-1}$$

$$f_{(n)}^{(1)} = \frac{2 \pi}{\omega_{(n)}}$$

Yukarıdaki formül yardımıyla çözüm yapılırsa n değerleri için motor pervane sisteminin doğal frekans değerleri bulunmuş olur.

$$\begin{aligned} w_{(1)}^{(1)} &= 191.896 \text{ s}^{-1} \\ f_{(n)}^{(1)} &= 30.541 \text{ cps} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_{(2)}^{(2)} &= 307.291 \text{ s}^{-1} \\ f_{(n)}^{(2)} &= 48.907 \text{ cps} \end{aligned}$$

$$\Theta_{n+1} = \Theta_n - v_n T_n$$

$$T_{n+1} = T_n + J_{n+1} \omega^2 \Theta_{n+1}$$

Eşitlikleri yardımıyla açısal genlik hesapları şu şekilde yapılmıştır.

$$\begin{aligned} w_{(1)}^{(1)} &= 191.896 \text{ s}^{-1} \\ w_{(1)}^{(1)} &= 36824 \text{ s}^{-2} \end{aligned}$$

Kütle No.	$J.w^2.10^{-4}$	Θ (rad)	$T.10^{-4}$ (kp.cm)
1	5.9655	1.00000	5.9655
2	5.9655	0.99711	11.9138
3	5.9655	0.99135	17.8277
4	5.9655	0.98272	23.6901
5	5.9655	0.97125	29.4841
6	5.9655	0.95698	35.1930
7	17.9333	0.93994	52.0493
8	143.9821	0.83946	172.9170
9	3.5719	-2.48586	164.0377
10	64.6482	-2.53681	0.0377

$$\begin{aligned} w_{(1)}^{(1)} &= 307.291 \text{ s}^{-1} \\ w_{(1)}^{(1)} &= 94428 \text{ s}^{-2} \end{aligned}$$

Kütle No.	$J.w^2.10^{-4}$	Θ (rad)	$T.10^{-4}$ (kp.cm)
1	15.2973	1.00000	15.2973
2	15.2973	0.99260	30.4813
3	15.2973	0.97785	45.4397
4	15.2973	0.95586	60.0617
5	15.2973	0.92679	74.2391
6	15.2973	0.89086	87.8670
7	45.9863	0.84833	126.8786
8	369.2125	0.60339	395.6964
9	9.1595	-1.80616	331.5235
10	165.8151	-1.90912	1.1646

- D_i = i. dereceden doğal frekanstaki ortalama gaz basıncı.
 n_i = i. dereceden doğal frekanstaki devir sayısı.
 N = motor devir sayısı

$$D_i = \frac{\bar{P}_e}{6.35 i} \left(\frac{n_i}{N} \right) + 1.3$$

$$D_1 = \frac{8}{6.35 \cdot 1} \left(\frac{1832}{2400} \right) + 1.3 = 2.2617 \text{ kp / cm}^2$$

$$D_2 = \frac{8}{6.35 \cdot 2} \left(\frac{2934}{2400} \right) + 1.3 = 2.0701 \text{ kp / cm}^2$$

R_i = i. dereceden doğal frekanstaki gaz kuvveti değeri.

$\alpha^{(x)}$ = i. dereceden doğal frekanstaki krank şaft üzerindeki açısal faz farkı.

$\beta^{(x)}$ = i. dereceden doğal frekanstaki tepki faz farkı.

(x) = Krank şafttaki açılar değerleri.

$$R_i = D_i \sum_{x=1}^{x=z} \alpha^x \sin [\beta_i^1 + \psi_i^x]$$

$$\tan \beta_i^1 = \frac{\sum_{x=1}^{x=z} \alpha^x \cdot \cos \psi_i^x}{\sum_{x=1}^{x=z} \alpha^x \cdot \sin \psi_i^x}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{1 \cos 0^\circ + 0.99711 \cos 120^\circ + \dots + 0.95698 \cos 240^\circ}{1 \sin 0^\circ + 0.99711 \sin 120^\circ + \dots + 0.95698 \sin 240^\circ}$$

$$\tan \beta_1 =$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$R_1 = D_1 [1 \sin(90+0) + 0.99711 \sin(90+120) + \dots + 0.95698 \sin(90+240)]$$

$$R_1 = 2.2617 [1 - 0.4985562 - 0.4956730 + \dots + 0.9569790]$$

$$R_1 = 0.0126949 \text{ kp/cm}^2 \cdot \text{rad}$$

Aynı şekilde hesap edildiğinde ise ikinci derece için aşağıdaki değer bulunur.

$$R_2 = 5.5173267 \text{ kp/cm}^2 \cdot \text{rad}$$

Sistemin rezonansa geçmesi halinde sistemdeki moment değeri M_{err} sönümlleme momenti $M_{d\ddot{a}}$ 'ya eşit olacaktır. Bu eşitlikten yararlanarak sistemde oluşan genlik değeri ϕ_{max} hesap edilebilir.

$$M_{err} = M_{d\ddot{a}} = S r R_i \phi_{max} = \frac{\psi}{2 \pi} K_{8,9} (\Theta_8 - \Theta_9)_2 \phi_{max}^2$$

$$\phi_{max} = \frac{S r R_i}{\frac{\psi}{2 \pi} K_{5,6} (\Theta_8 - \Theta_9)^2} = \frac{113 \ 15 \ 0.0127}{\frac{2.5368}{2\pi} 52(0.83946+2.48586)^2} = 0.110 \text{ cm}$$

Yukarıda görüldüğü gibi doğal frekansın birinci dereceden değerinde rezonans oluşumunda genlik değeri maksimum 0.110 cm olmaktadır.

4. Bölümde Yaralanılan Kaynaklar:

- 4.1 MYKLESTAD N. O., -(1976) "Fundamentals Of Vibration Analysis", McGRAW-HILL Book Company, New York.
- 4.2 LEWIS F.M., -(1967) "Hull Vibration of Ships", Principles of Naval Architecture, New York, Chapter 10, SNAME.
- 4.3 SÖDING H., -(1983) "Grundlagen der Schiffsvibrationen", Institut Für Schiffbau Der Universität Hamburg, Nr. 26.
- 4.4 BRAUN W., FLEISCHMANN E., -(1976) "Drehschwingungen Verzweigter Systeme, Ihre Bedeutung für Propulsionsanlagen von Schiffen", Institut Für Schiffmaschinen tu Hannover, Thema 10.
- 4.5 BRESLIN J. P., -(1959) "A Theory for the Vibratory Effects Produced by a Propeller on a Large Plate", Journal of Ship Research, SNAME.
- 4.6 ~~SCHWANECKE H., -(1976) "Längs und Biegeschwingungen in der Wellenleitung", Institut für Schiffstheorie, Wien.~~

5. BÖLÜM

SES VE GÜRÜLTÜ, GÜRÜLTÜ KİRLİLİĞİ

5.1. SES VE GÜRÜLTÜNÜN TANIMI

Ses, gaz, sıvı veya katı elastik ortamların titreşimi sonucu ortaya çıkan, boyuna bir basınç dalgasıdır. Hareket eden veya titreşen her cisim kaybettiği enerjinin bir kısmını ortama ses olarak yayar.

Ses frekansına göre infra ses, duyulan ses ve ultra ses olarak üç ayrı grupta sınıflandırılabilir. Duyulan ses bölgesi canlılara göre farklılık göstermekle beraber, genel olarak sağlıklı bir insan için 20 Hz ile 20 kHz arasındadır. 20 Hz'nin altında insan tarafından duyulamayan seslere infra ses 20 kHz'in üzerindekiyse ultra ses denir.

Ses nesnel bir kavramdır, yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü öznel bir kavramdır, hoş gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak tanımlanabilir. Buna karşılık birçok gürültü tipi, kuşkuyla yer vermeksizin herkes tarafından gürültü olarak kabul edilir.

Ses dalgası eğer bir engelle karşılaşmazsa yayılma ortamı içinde, kaynaktan her yöne doğru yayılır. Bu yayılma sırasında dalga'nın iletimini sağlayan partiküller yayılma yönünde titreşirler.

Aşağıda temel ses bilgileri verilmiş, gerekli tanımlar yapılmıştır. Birçok tanımda ses ve gürültü için yalnız ses sözcüğü kullanılmıştır. Örneğin, ses düzeyinden söz ettiğimizde; düzeyi ölçülen ses, gürültü de olabilmektedir.

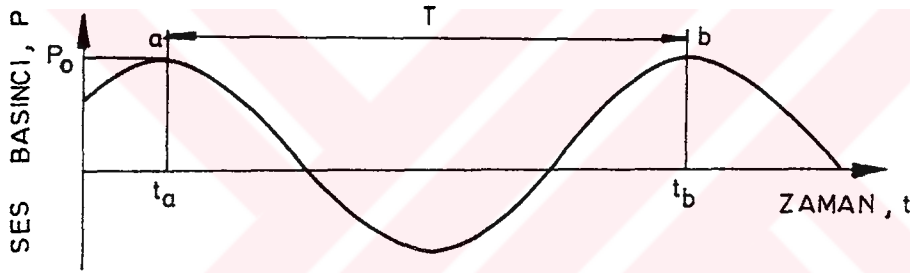
5.2. SES DALGALARININ ÖZELLİKLERİ

5.2.1 - Peryod , T (sn);

Aşağıdaki şekil-1 basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir. P_0 ile gösterilen, basıncın en büyük değerine genlik denir. Basıncın, birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamanına ($t_b - t_a$) periyot adı verilir. T ile gösterilen periyodun birimi saniyedir. Şekil-5.1 'de de görüldüğü gibi, basınç değişimi her periyotta aynen tekrarlanmaktadır.

5.2.2 - Frekans , f (Hz);

Periyodun tersi ($1/T$) frekansı belirtir. Periyot, bir basınç değişimi için geçen zaman olarak tanımlanabileceğine göre; frekans birim zamanda basınç değişim sayısıdır. Bu tanımlardaki basınç değişimi ile anlatılmak istenen, basıncın aynı düzeye ulaştığı birbirini izleyen iki nokta (a ve b) arasındaki kısımdır. Frekans, bir saniyedeki devir sayısı (Hertz) ile ölçülür.



Şekil-5.1 Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Zamanla Değişimi.

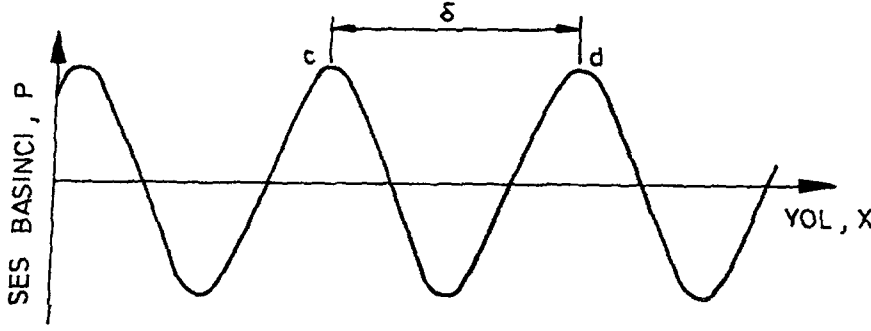
Ses frekansının değişimi, işitmede sesin incilmesi ve kalınlaşması şeklinde hissedilir. Seslerin kulak tarafından ayırdedilmesinin en önemli unsuru frekansıdır.

Akustikte frekans aralıkları şöyle tanımlanmaktadır;

16	- 100 Hz	Çok kalın
100	- 400 Hz	Kalın
400	- 1600 Hz	Orta kalın
1600	- 3150 Hz	İnce
3150	-16000 Hz	Çok ince

5.2.3 - Dalga Boyu , (m);

Herhangi bir anda ses dalgasının yarattığı ses basıncının, ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi aşağıdaki şekil-2 gösterilmektedir. Yatay eksen yolu gösterdiğinden, birbirini izleyen iki benzer nokta (c ve d) arasındaki uzaklık dalga boyunu vermektedir.



Şekil-5.2 Basit Harmonik Bir Ses Dalgasının Bir Yönde İlerleyişi

5.2.4 - Ses Hızı , c (m/sn);

Boyu λ , periyodu T olan bir dalga periyoduna eşit bir sürede kendi boyu kadar yol gideceğinden dalganın yayılma hızı, dalga boyu ve periyoda bağlı olarak şöyle ifade edilir:

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda f \quad \text{....(5.1)}$$

Elastik ortamlarda ise sesin yayılma hızı,

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{....(5.2)}$$

E = Ortamın esneklik katsayısı (N/m^2)
= Ortamın özgül ağırlığı (Kg/m^3)

Sesin havadaki yayılma hızı, havanın ideal gaz kabul edilmesiyle,

$$c = 20.05 \cdot \sqrt{T_k} \quad \text{....(5.3)}$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada T_k havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

$T_k = 294,2 \text{ K}^\circ$ 'deki sesin yayılma hızı 344 m/s bulunur. Sesin bazı ortamlarda $294,2 \text{ K}^\circ$ 'deki yayılma hızları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Ortam	Yayılma Hızı (m/s)
Hava	344
Mantar	500
Kurşun	1200
Su	1400
Kauçuk	50
Sert Kauçuk	1400-2400
Beton	3000-3400
Tahta	3300-4300
Dökme Demir	3700
Çelik-Aluminyum	5100
Cam	5200

5.2.5 - Ses Basıncı , P (N/m²);

Önceki bölümde harmonik ses dalgalarının özellikleri incelenmiş ve harmonik bir ses dalgasının, frekans ve genliğiyle tanımlanabileceği görülmüştü. Halbuki çevremizde duyduğumuz seslerin büyük bir çoğunluğu harmonik değildir. Bu durumda, ses dalgaları periyodik veya periyodik olmayan olarak ikiye ayrılır. Her iki durumda da ses basıncının yüksekliğini, ses basıncının genliği ile tanımlamamız olanaksızdır. Böyle durumlarda, ses basıncı hakkında en önemli bilgiyi, ses basıncının RMS değeri adı verilen ortalama kare değerinin karekökü verir. Ses basıncının zamanla değişimi P(t) ise, bu ses basıncının T periyodundaki RMS değeri,

$$P = \left(\frac{1}{T} \int_0^T P(t)^2 \cdot dt \right)^{0.5} \quad \dots(5.4)$$

eşitliği ile tanımlanır. Peryodik ses dalgaları için yukarıdaki eşitlikte T olarak ses dalgasının periyodu alınır. Peryodik olmayan ses dalgaları için ise, ses basıncının RMS değeri ancak söz konusu bir T süresi için bulunabilir. Harmonik bir ses basıncının RMS değeri, ses basıncı genliğinin 0.71 deki değerine eşittir.

Bu basınç değişimi hava basıncına oranla çok küçük olup, $2 \cdot 10^{-5}$ N/m² ile 20 N/m² arasındadır. Hava basıncı ise yaklaşık olarak 10^5 N/m² civarındadır. Bir ses titreşimi, ses basıncının zamana bağlı fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Katıksız ve saf seslerin zaman akışı içindeki basınç eğrisi aşağıda şekil-3 de görüldüğü gibi sinüsoidal biçimdedir. Böyle bir titreşimin ses fonksiyonu,

$$P = P^i \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t - \mu) \quad \dots(5.5)$$

olarak verilebilir.

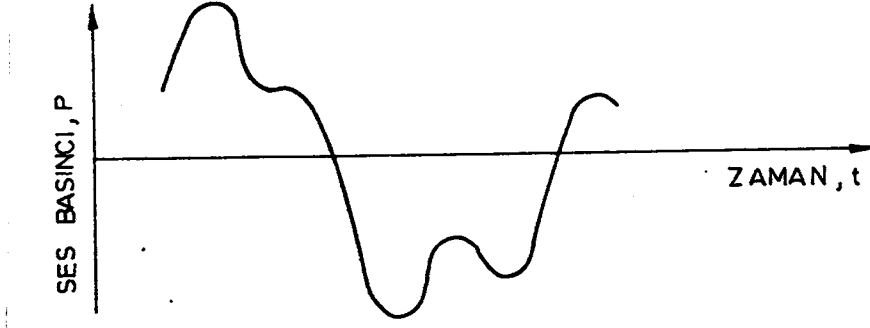
Burada:

P^i : Ses basıncının maksimum değeri

f : Frekans

t : Zaman

μ : Zaman olarak kaymış sinüs titreşimlerindeki faz açısı



Şekil-5.3 Örnek Bir Titreşim Olayında Ses Basıncının Zamana Göre Değişimi

Akustik olayların spektral analizi için matematiksel yöntemler kullanıldığı gibi ses titreşimleri eş değerde bir elektrik gerilimine dönüştürülüp bu gerilim şerit filtreleri ile tahlil edilir. Bu titreşimler, bir alt frekans f_a ile bir üst frekans olan f_u arasındaki bütün frekansları geçirip diğerlerini tutan filtrelerden geçirilir. Ortalama frekans ise,

$$f_m = \sqrt{f_a f_u} \quad \text{....(5.6)}$$

olur. Sabit relatif şerit genişliği olan filtreler, terz filtreleri ve oktav filtreleri diye ikiye ayrılır. Oktav filtrelerde,

$$\frac{f_a}{f_u} = 2 \quad \text{....(5.7)}$$

Terz filtrelerde ise,

$$\frac{f_a}{f_u} = 2^{\frac{1}{3}} = 1.26 \quad \text{....(5.8)}$$

olur.

Bir oktav, üç terzi kapsar. Şerit ortalama frekansları aşağıdaki tabloda gösterildiği gibi, 1 kHz'den başlayarak yukarı ve aşağı doğru ilerleyen geometrik bir dizide standart hale getirilmişlerdir.

5.2.6 - Ses Şiddeti , I (erg/sn.cm²);

Ölçülmesi zor olan bu büyüklük bir ses kaynağı civarındaki birim yüzeyden birim zamanda geçen akustik enerjidir. Serbest dalga halinde aşağıdaki bağıntı kullanılarak, ölçülen ses basıncının RMS değeri P, sesin iletiği ortamın yoğunluğu δ , ile bu ortamdaki sesin yayılma hızı c' den, ses şiddeti I hesaplanabilir. Burada δ ve c ortamın karakteristik direncidir.

$$P : \text{dyn/cm}^2$$

$$\delta : \text{gr/cm}^3$$

$$c : \text{cm/sn}$$

$$I = \frac{P^2}{\delta c} \quad \text{....(5.9)}$$

5.2.7 - Ses Gücü , L (dB);

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü (Akustik Güç) denir. Bir ses kaynağının ses gücü, bu ses kaynağının toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır. Ses gücü desibel (dB), bir oranı veya göreceli bir değeri gösterir. Bu birim iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Bu oranın çok yüksek olmasından dolayı desibel adı verilen ve oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan birim daha yaygın olarak kullanılır. Desibel söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katıdır. Desibel, genelde, güç ya da güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere düzey (seviye) adı verilir.

Kaynak	Ses Gücü (W)	Ses Gücü Düzeyi (dB, $W_0 = 10^{-12} \text{W}$)
Fısıltı	10^{-9}	30
Ev Tipi Buzdolabı	10^{-6}	50
Normal Konuşm	10^{-5}	70
Bağırarak Konuşma	10^{-3}	90
Kamyon Kornası	10^{-1}	110
Pervaneli Uçak Motoru	1	120
Senfoni Orkestrası	10	130
Dört Pervaneli Uçak	10^2	140
Siren	10^3	150
Tepkili Motor	10^4	160
Dört Jetli Uçak	$5 \cdot 10^4$	167
Roket Motoru	10^6	180

W değerindeki bir gücün W_o referans değerine göre düzeyi,

$$L = 10 \log \frac{W}{W_o} \quad \dots(5.10)$$

olarak tanımlanır. Doğrusal bir ölçek yerine logaritmik bir ölçek kullanıldığından dolayı alt ve üst sınır değerleri arasında büyük farklar olan ses ölçümleri için desibel çok uygundur.

Referans gücü olarak uluslararası referans $W_o = 10^{-12}$ (W) kullanılır. Yukarıdaki çizelgede akustik güç yayan çeşitli kaynakların harcadıkları ses güçleri ve ses gücü düzeyleri verilmiştir.

5.2.8 - Ses Şiddeti Seviyesi , L_1 (dB);

Daha önceki seviye tanımlamalarına benzer şekilde;

$$L_1 = 10 \log \frac{I}{I_o} \quad \dots(5.11)$$

olarak tanımlanır. Referans değeri olarak $I_o = 10^{-12}$ (W/m²) alınmaktadır.

5.2.9 - Ses Basıncı Seviyesi , L_p (dB);

$$L_p = 10 \log \frac{P^2}{P_o^2} = 20 \log \frac{P}{P_o} \quad \dots(5.12)$$

olarak tanımlanır. Burada;

P : Ses basıncının RMS değeri

P_o : 20 (N/m²) , uluslararası referans basıncı

5.2.10 - Birden Fazla Ses Kaynağının Ses Seviyesi Toplama İşlemi , L_{ptop} (dB);

Birden fazla ses basıncı seviyesini toplamak için aşağıdaki şekilde gösterilen desibel toplama eğrisi kullanılır. Akustik olarak aynı değerde iki güç toplanmak istenirse $P_{top} = 2.P_1$ olur. Toplam ses şiddeti ise,

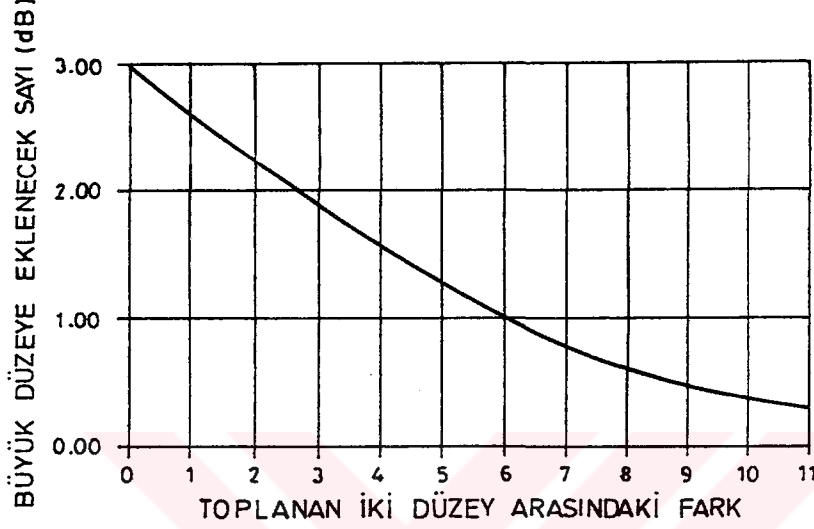
$$L_{ptop} = 10 \log \frac{2 \cdot P_1}{P_o} = L_{P1} + 10 \log 2 = L_{P1} + 3 \quad \dots(5.13)$$

İki denk ses basıncının toplanmasında efektif değerler toplanması ile ilgili kurala göre,

$$P_{tap} = \sqrt{2 P_1} \quad \dots(5.14)$$

olduğundan,

$$L_{tap} = 20 \log \sqrt{2} \frac{P_1}{P_o} = L_1 + 10 \log 2 = L_1 + 3 \quad \dots(5.15)$$



Şekil-5.4 Desibel Toplama Eğrisi

Her iki halde de eşit seslerin toplanmasında ses şiddeti 3 dB tutarında artmaktadır. Nitekim 80 dB gürültü çıkaran bir kaynak yerine aynı nitelikte iki kaynağın toplam gürültüsü $80 + 80 = 160$ dB değil $80 + 3 = 83$ dB olmaktadır. (n) sayıda denk ses şiddetlerinin toplanması;

$$L_{tap} = L_1 + 10 \log n = L_1 + \Delta L_n \quad \dots(5.16)$$

İki ayrı ses şiddetinin toplanmasında yukarıdaki grafiği kullanmak uygundur. Burada iki ayrı ses şiddeti farkından ($L_1 + L_2$) elde edilen ve daha büyük olan ses şiddetine eklenen bir L farkı bulunur. İkidenden fazla ses şiddeti toplanması durumunda, en büyük iki ses şiddetinden başlanarak, sesler ikili gruplar halinde toplanır. Daha sonra bu gruplarda kendi içlerinde toplanarak sonuca gidilir. Toplama işlemine tek bir değer elde edene kadar devam edilmelidir. Toplanacak iki ses şiddeti arasındaki fark 12 dB den fazla ise, $L = 0.3$ dB olacağından bu fark genellikle dikkate alınmaz. Aynı şekilde toplanmakta olan ses şiddeti ara sonucunda, ilk toplanan değere göre 12 dB fark meydana geldiği zaman hesaplama durdurulur.

5.3. FREKANS ANALİZİ

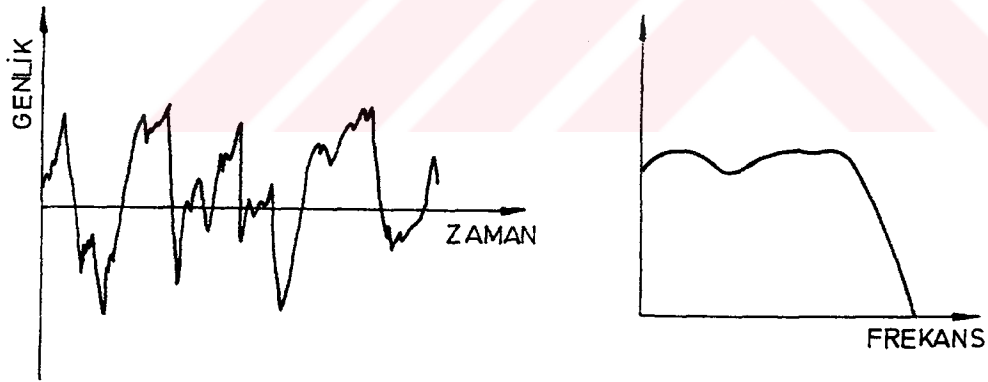
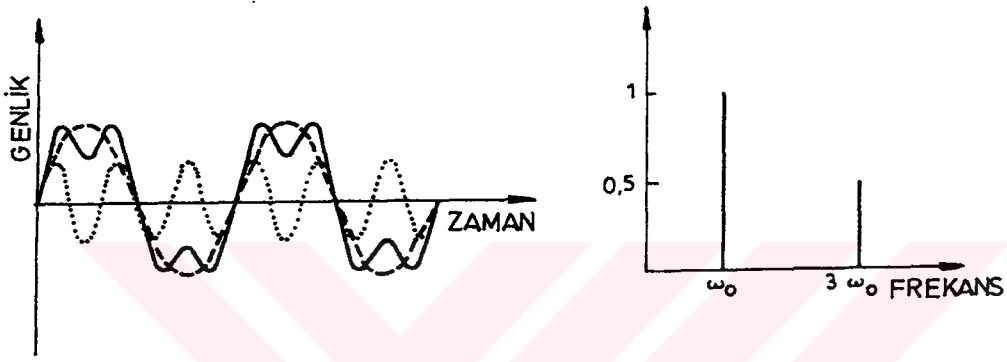
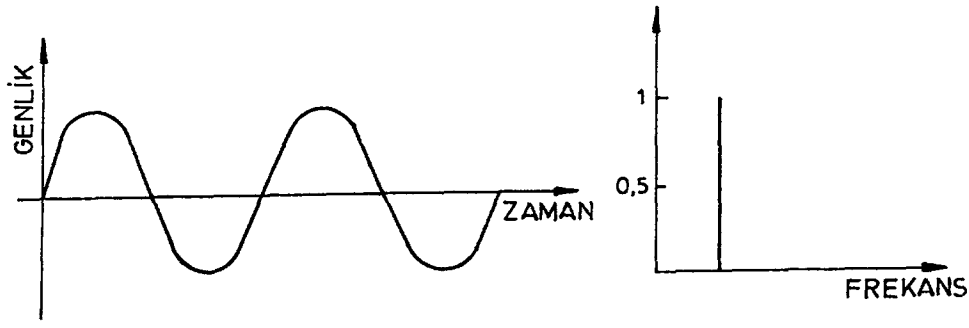
Peryodik sesler kendilerini oluşturan harmoniklere ayrılabilirdi gibi, peryodik olmayan karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde düşünülebilir. Böyle bir analize girdiğimizde teorik olarak sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, karmaşık bir fonksiyonu oluşturduğu görülür. Her frekanstaki fonksiyonun katkısını, frekansın fonksiyonu olarak çizersek sürekli bir eğri elde ederiz. Bu tür eğrilere frekans dağılımı eğrisi veya spektrumu denir. Periyodik bir fonksiyonun frekans spektrumunu çizecek olursak, yalnız belli frekanslar için değerler buluruz. Aşağıda şekil-5.5 üç tip fonksiyonun (harmonik, harmonik olmayan periyodik ve karmaşık) frekans dağılım eğrilerinin nasıl olacağını göstermektedir.

Doğada rastlanan sesler genellikle karmaşık sesler olduğundan; frekans analizi, ses ölçüm ve analizinde önemli bir yer tutmaktadır. Karmaşık bir sesin frekans dağılımını incelersek, o sesin daha çok hangi frekanslardaki seslerden oluştuğunu kolaylıkla görebiliriz. Gürültü kontrolü açısından, bir çok durumda gürültünün frekans dağılımını bilmek gerekmektedir. Çünkü, gürültü kontrolünü sağlamak için alınacak önlemler, yayılması ya da doğması önlenenecek sesin frekansına bağlı olarak değişebilir. Ayrıca kulağın her frekansa gösterdiği duyarlılık farklıdır.

Bir ses kaynağının çıkardığı sesin frekans dağılımını elde etmek için temel kural; gelen sinyalleri süzerek istenilen frekanstaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Burada önemli olan, gelen sinyali hangi genişlikteki frekans bantlarında süzeceğimizdir. Ses ve gürültü analizinde, oktav bantları ve 1/n oktav bantları ($n=2,3,10$ vb.) kullanılarak standartlaşmaya gidilmiştir. Genelde oktav analizi kullanılmakla birlikte, hassasiyet gerektiren durumlarda yaygın olarak 1/3 oktav ya da 1/10 oktav analizi kullanılır.

Hangi frekans aralığında inceleme yapılması gerektiği sorusuna verilecek yanıt, konumuz ses ve gürültü olduğundan insan kulağının duyarlı olduğu frekans aralığı olmalıdır. İnsan kulağı 20 Hz - 20 kHz arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3 kHz dir. Buna karşılık, gürültü kontrolü açısından kulağın duyarlı olduğu tüm frekans aralığını incelemek gerekemeyebilir. Alt limit olarak 45 Hz civarı, üst limit olarak ise, 6 kHz almak yeterli olacaktır.

Görüldüğü gibi incelenmesi gereken frekans aralığı çok geniştir ve sabit genişlikte bantların kullanılması çok uzun analiz gerektirir. Bu nedenle, ses analizlerinde, incelenecek frekans aralığı oktav bandı adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bandında bandın üst sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır ve her bandın üst sınır değeri, bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı alt ve üst sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır (yani, üst sınır değerinin 0.71 ya da alt sınır değerinin 1.42 katıdır).



(a)

(b)

- (a) Harmonik, peryodik ve karmaşık seslerin yaratacağı ses basıncı değişimleri.
 (b) Bu seslerin frekans dağılımları

Şekil-5.5 Frekans Dağılım Eğrileri

Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16000 Hz dir.

Matematiksel olarak;

$$f_2 = 2 f_1 \quad \dots(5.17)$$

$$f_o = \sqrt{2} f_1 = \frac{f_2}{\sqrt{2}} \quad \dots(5.18)$$

$$b_w = f_2 - f_1 \quad \dots(5.19)$$

f_1 : Alt sınır frekansı

f_2 : Üst sınır frekansı

f_o : Merkez frekansı

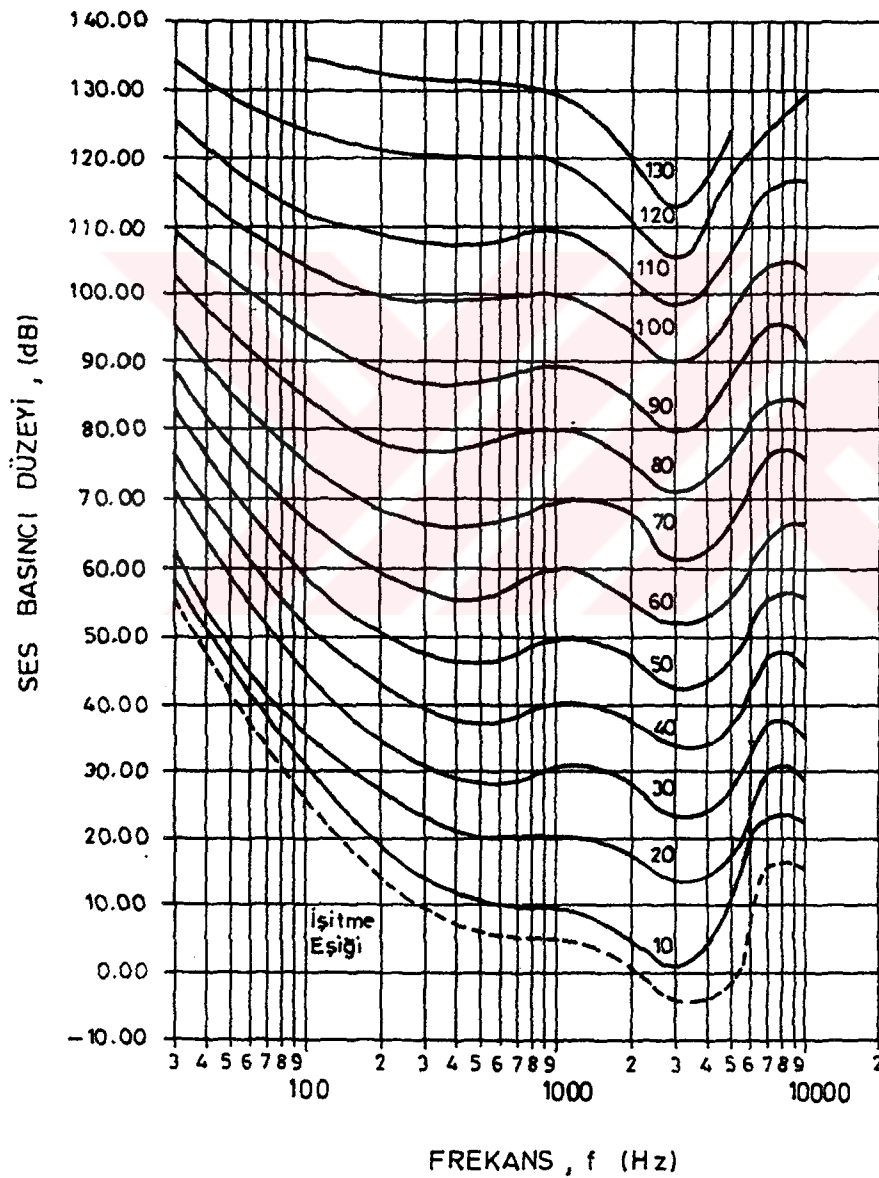
b_w : Bant genişliği

şeklinde ifade edilir.

Oktav bantlarının, bandın üst sınır değeri alt sınır değerinin iki katı olacak şekilde tanımlanmasının nedeni, kulağın frekansları oranı tam sayı olan sesleri benzer ses olarak algılamasıdır. Diğer bir deyişle aralarında tam oktav farkı bulunan iki ses aynı notaya karşı gelir, yani kulak bu iki sesi benzer sesler olarak algılar.

5.4. SES YÜKSEKLİĞİ VE SES YÜKSEKLİĞİ DÜZEYİ

Ses yüksekliği, sesin frekansı ve yarattığı ses basıncı tarafından belirlenir. Değişik frekanslarda ve aynı şiddette duyulan iki sesin, ses basınçları arasındaki ilişkinin saptanması için kişisel yargıya başvurulmuştur. Ölçüt olarak çok sayıda kişinin kişisel tepkileri alınmış ve istatistiksel sonuçlara dayanarak, ses yüksekliği ile ses basıncı ve frekansı arasındaki ilişki bulunmuştur. Aynı yükseklikte duyulan değişik frekanslardaki ses tonlarının, ses basıncı düzeylerinin frekansla değişimleri çizilerek eş yükseklik eğrileri elde edilmiştir.



Şekil-5.6 Eş Yükseklik Eğrileri

5.4.1 - Ses Yükseklik Düzeyi , L (phon);

Herhangi bir eşyükseklik eğrisinin üzerindeki her nokta aynı yükseklikteki sesleri göstermekte ve eğrinin 1 kHz'i kestiği noktadaki ses basıncı düzeyinin sayısal değerine o yükseklikteki sesin yükseklik düzeyi denilmektedir ve birimi phon dur. 1 kHz'de 40 dB ses basıncı düzeyine sahip bir arı sesin yaratacağı ses yükseklik düzeyi 40 phon'dur. Ses yüksekliği tamamen öznel bir kavram olduğu için, uygulamada standartlaşma sağlamak amacıyla ortalama insana göre elde edilen eş yükseklik eğrileri kullanılmaktadır. Belli bir ses yüksekliği için gereken ses basıncı, 3 kHz dolaylarında en düşük değerini alırken, frekans küçüldükçe yükselmektedir. Buda insan kulağının en çok 3 kHz dolayındaki frekanslara karşı duyarlı olduğunu gösterir. Bir arı sesin frekansının yükselmesi sonucu, sesin belli bir frekansta aniden duyulabilirliğini yitirdiği görülmektedir. İşitme eşiği altında kalan noktalar, ortalama bir insan kulağı tarafından duyulamayacak titreşimleri gösterir.

5.4.2 - Ses Yüksekliği Düzeyi , S (sone);

Ses yüksekliği düzeyi, tanımından da anlaşıldığı gibi logaritmik olarak ölçülmektedir. Bu nedenle yükseklik düzeyi, iki ayrı sesin yüksekliğini tam olarak kıyaslamaya elverişli değildir. Örneğin, yükseklik düzeyi 60 phon olan bir ses, yükseklik düzeyi 30 phon olan bir sese göre ne kadar daha yüksektir? Yani birçok kişinin, kişisel tepkisini ölçerek elde edilen sonuçlar, yaklaşık olarak 10 phon'luk bir artışın ses yüksekliğini iki katına çıkardığını göstermektedir. Bu nedenle, ses yüksekliği iki katına çıkınca sesin yüksekliğini gösteren sayının da iki katına çıkacağı yeni bir ölçü bulunarak birimine sone adı verilmiştir. Ses yüksekliği birimi olan sone, 1 kHz frekansındaki 40 dB ses basıncı düzeyine sahip arı bir sesin ses yüksekliği olarak tanımlanır. Diğer bir deyişle, 40 phon ses yüksekliği düzeyindeki bir sesin ses yüksekliği 1 sone dir. Phon ile sone arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlik ile gösterilmektedir.

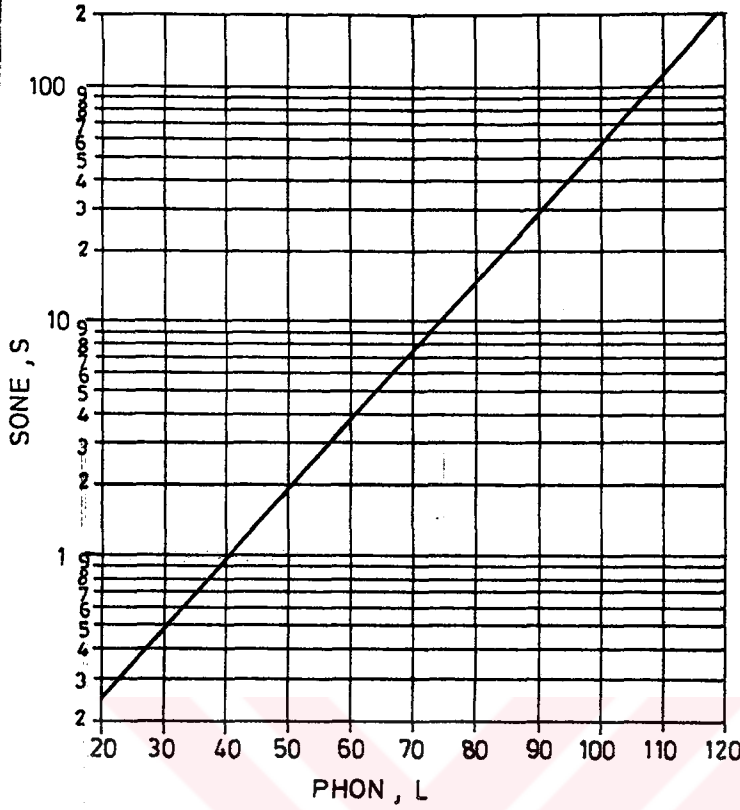
$$S = 2^{\frac{L - 40}{10}} \quad \text{....(5.20)}$$

S : ses yüksekliği (sone)

L : ses yüksekliği düzeyi (phon)

5.4.3 - Toplam Ses Yüksekliği , S_t (sone);

Şimdiye kadar, arı seslerin yani tek bir frekansa sahip seslerin ses yüksekliği incelendi. Halbuki, yüksekliğini ölçmek istediğimiz sesler genelde, birçok harmonikten oluşan karmaşık seslerdir. Bu durumda en uygun yöntem sesi oktav bantlarına ayırıp, her bandı ayrı ayrı ele almaktır. Karmaşık seslerin ses yüksekliklerinin ve ses yükseklik düzeylerinin ölçülmesi için S.S. Stevens tarafından ampirik bir yöntem elıştırılmış ve eş yükseklik indeksi eğrileri çizilmiştir.



Şekil-5.7 Phon ve Sone Arasındaki Bağntı

Stevens'in geliştirdiği, karmaşık bir sesin toplam ses yüksekliğini bulma yöntemini şöyle özetleyebiliriz:

1. Oktav bant analizi ile her oktav bandındaki bant basıncı düzeyleri (BBD) ölçülür. Genellikle 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, ve 8000 Hz bantları kullanmak yeterli olmaktadır.
2. Her merkez frekansı ve buna karşı gelen BBD kullanılarak her banttaki yükseklik indeksi bulunur.
3. Toplam ses yüksekliği S_t , aşağıdaki ampirik formülden hesaplanır:

$$S_t = S_m + K \left(\sum_{i=1}^n S_i - S_m \right) \quad \text{....(5.21)}$$

S_t : Toplam ses yüksekliği

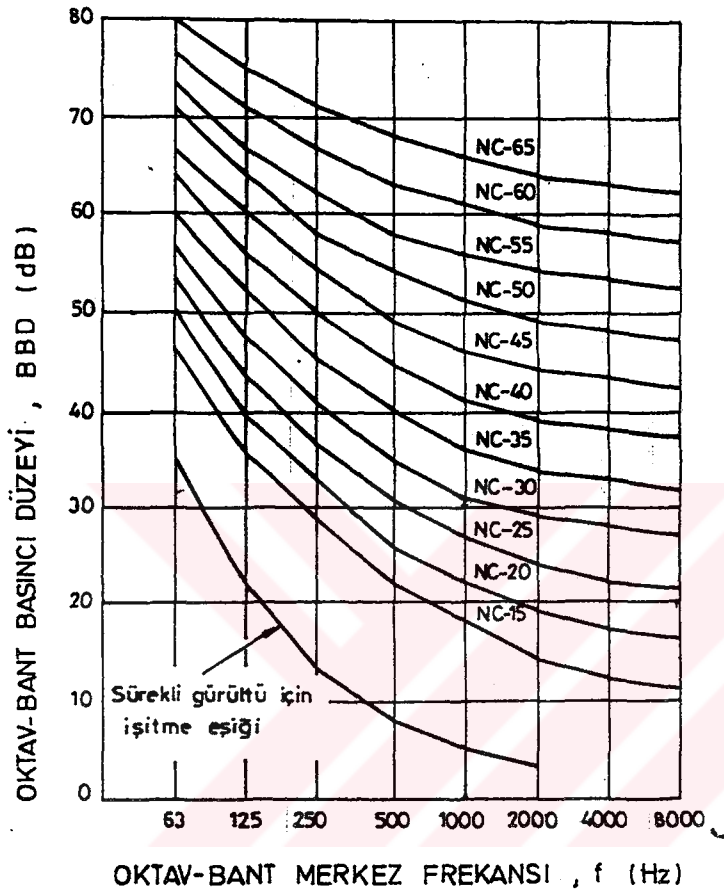
S_m : En büyük yükseklik indeksi

S_i : i.nci yükseklik indeksi

K : 0.3 (oktav bant analizi yerine 1/2 veya 1/3 oktav analizi sonuçları kullanılacaksa K değeri sırasıyla 0.2 ve 0.15 alınmalıdır)

5.5.5 - Gürültü Ölçütleri , NC, PNC, NR ;

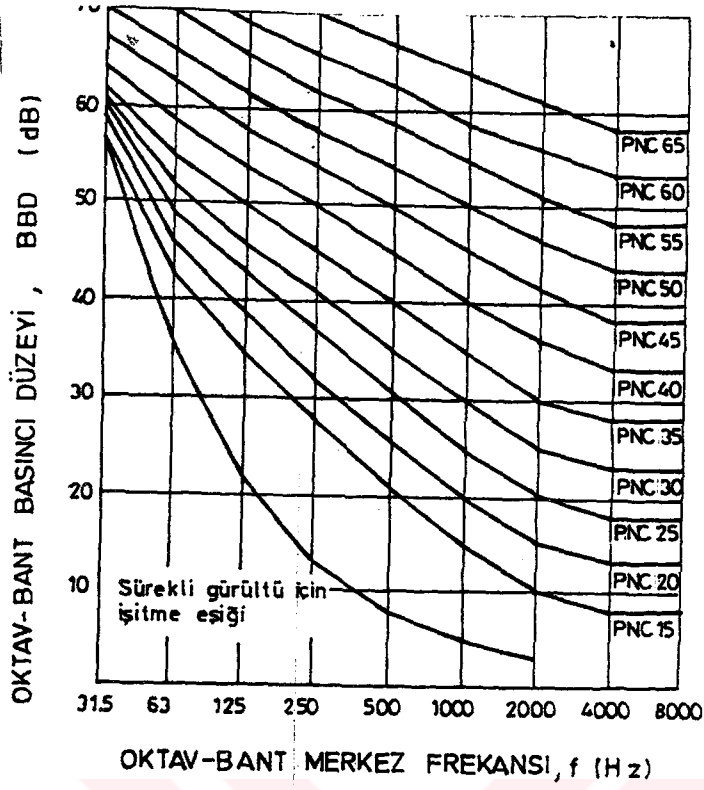
Gürültü ölçütü olarak adlandırılan NC, PNC ve NR değerlerinin kullanılmasının en büyük yararı, çeşitli kapalı yerler için izin verilen gürültü üst sınır değerlerinin tek bir sayı ile belirlenebilmesidir.



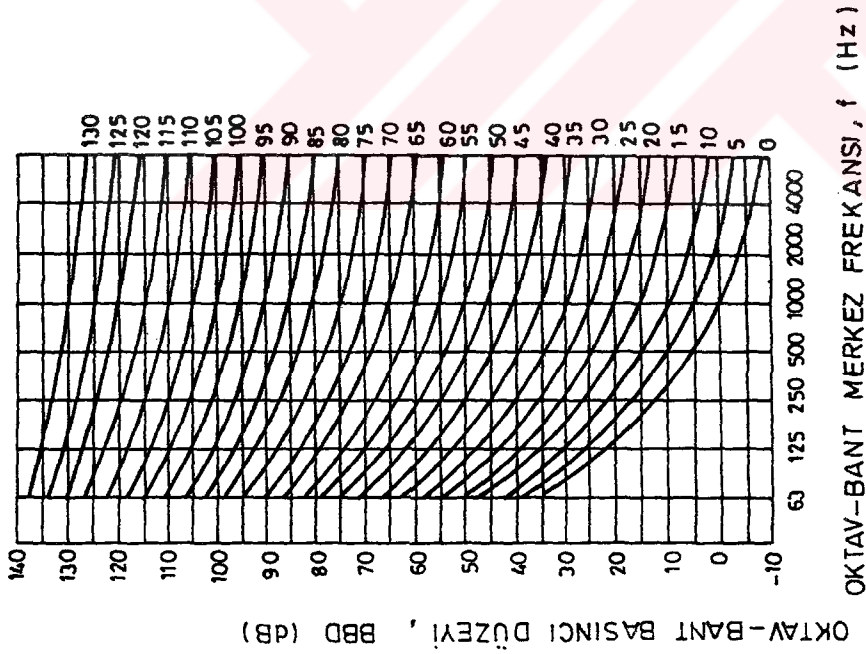
Şekil-5.8 NC Eğrileri (Gürültü Ölçütü Eğrileri, 1957)

NC eğrileri kullanım şekli şöyle olmaktadır; Her eğri, verilen belli bir NC değeri için ulaşılacak en yüksek oktav bant basıncı düzeyini göstermektedir. En basit kullanımda, incelenen gürültünün ölçülen bant basıncı düzeyleri NC eğrilerinin üzerine işaretlenir; en büyük NC değerine yakın nokta gürültünün NC değerini belirler.

1971 yılında NC eğrileri gözden geçirilerek yeniden çizilmiş ve yeni eğrilere istenen gürültü ölçütü (PNC) eğrileri adı verilmiştir. Amerika ve İngiltere’de yaygın olarak kullanılan NC ve PNC eğrilerine karşılık, Avrupa’da her alanda NR adı verilen gürültü sınıflandırma eğrileri kullanılmaktadır. NR eğrilerin kullanımı diğer eğrilerin kullanımı gibidir. PNC ve NR eğrileri aşağıda gösterilmektedir.



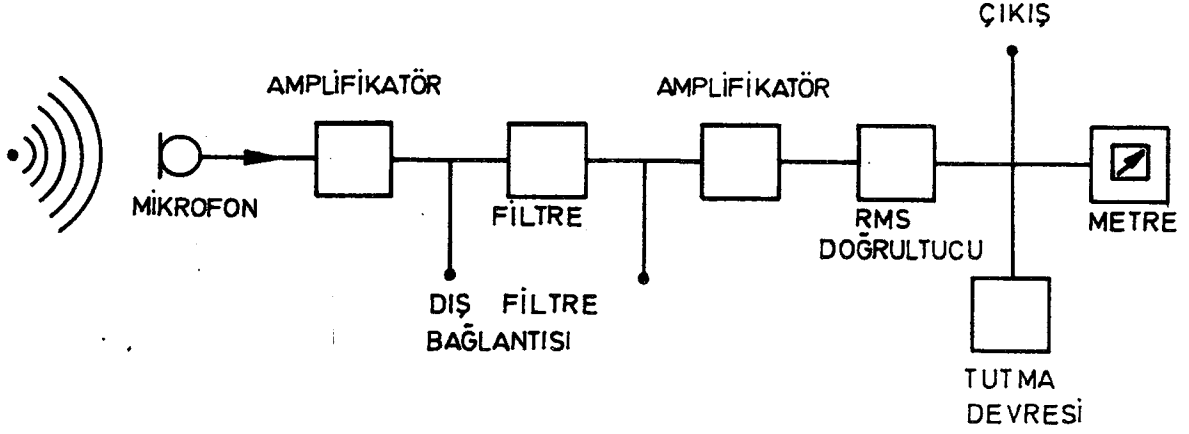
Şekil-5.9 PNC Eğrileri (İstenen Gürültü Eğrileri, 1971)



Şekil-5.10 NR Eğrileri (Gürültü Sınıflandırma Eğrileri)

5.5. SES SEVİYESİ VE SES SEVİYESİ ÖLÇÜMÜ

Ses, sese insan kulağı gibi davranacak şekilde dizayn edilmiş, ses basınç seviyesini ölçen aletlerle karakterize edilir. Böyle bir sistemin şeması aşağıda görülmektedir.



Şekil-5.11 Ses Seviyesi Ölçüm Şeması

Bu sistemde ses yüksek kaliteli bir mikrofon tarafından elektriksel sinyale dönüştürülür. Bu sinyal kullanılmayacak kadar küçük olduğundan bir amplifikatörden geçirilerek şiddetlendirilir. Amplifikatörden sonra sinyal insan kulağı gibi frekansa bağlı olarak duyarlılığı değişen ve eş ses basınç seviyesi eğrilerini modelleyen elektronik filtrelerden geçirilir. Kulağın her frekanstaki sese aynı derecede duyarlı olmamasından ötürü ses yüksekliği düzeyini bir tek sayı ile ifade etmek pek kolay değildir. Kulağın bu özelliğini göz önünde bulundurarak, karmaşık bir sesin yüksekliğini tek bir sayıyla ifade etmenin bir yöntemi de, her frekans bandındaki ses basıncı düzeyini belli bir ağırlıkta alıp toplam ses basıncı düzeyini bulmaktır. Temel ilke, kulağın duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Bu amaçla dört ayrı tip ağırlık eğrisi geliştirilmiştir. Bunlardan A, B ve C adı verilen ilk üç tip, önceleri sırasıyla düşük, orta ve yüksek ses düzeyleri için kullanılmışsa da şu anda A tipi her yükseklik düzeyi için, işitme bozukluğu ve sesin yarattığı rahatsızlıklar açısından, insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Aşağıda ki şekil-5.12 A, B ve C ağırlık eğrilerini göstermektedir.

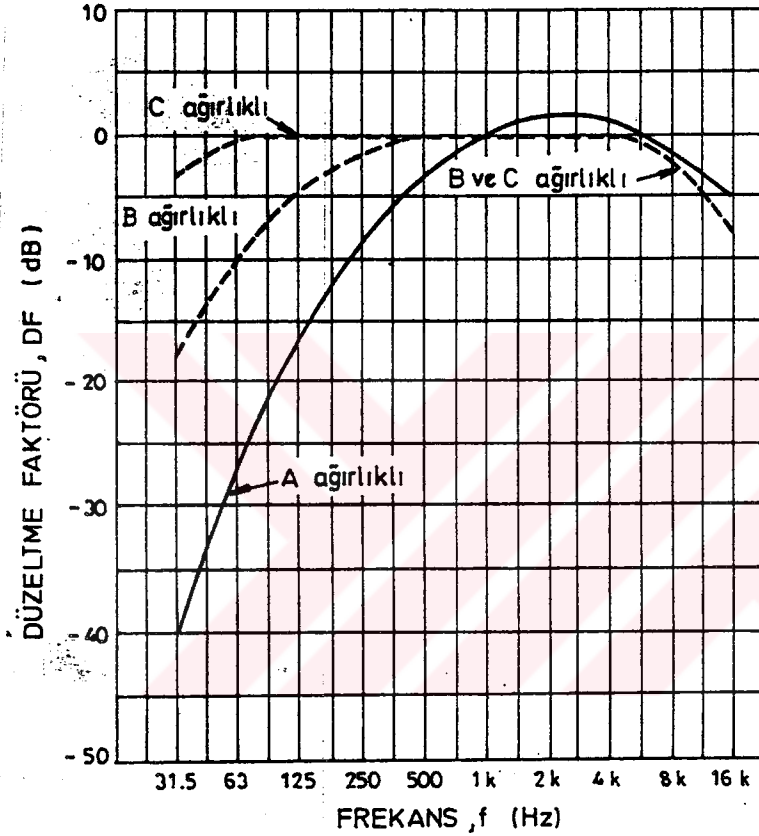
Bu eğrileri kullanarak yapılan ölçümlere, ses düzeyi ölçümü denir. Değerlendirmeyi kendi içinde yapıp, ölçüm sonunda doğrudan ses düzeyini veren ölçüm cihazlarına " ses düzeyi ölçer " denilmektedir. Ses düzeyinin birimi, kullanılan ağırlık eğrisine göre dBA, dBB ya da dBC dir.

Kullanılan filtrelerin tiplerine göre kullanım alanları;

A tipi filtre düşük ses seviyelerindeki sesi eş ses basınç seviyesi eğrilerinin tersini verecek şekilde geçirir.

B tipi filtre orta ses seviyesindeki sesler için kullanılır ve A tipi filtreler gibi çalışır.

C tipi filtre yüksek ses seviyesindeki sesler için kullanılır ve A tipi filtreler gibi çalışır.



Şekil-5.12 Filtre Eş Ses Basınç Düzeltme Eğrileri

Bir çok frekans içeren ses hakkında daha detaylı bilgi istenirse ses 20 Hz'den 20 KHz'e kadar merkezi frekansları ve band genişlikleri uluslararası standartlara göre belirlenmiş olan 10 oktav banda ayrılır ve bu band aralıklarına göre incelenir. İncelenecek band aralığına uygun dar band filtreler kullanılır. Ses yukarıda açıklanan şekilde incelendikten ve ölçüldükten sonra tekrar şiddetlendirilerek, RMS (Root Mean Square-Effective) doğrultucudan geçirilip göstergede gösterilir. RMS değeri burada doğrudan ses sinyalinin içindeki enerji miktarıyla belirlenmektedir. Ses ölçümlerinin sağlıklı yapılabilmesi için, Uluslararası standartlar göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu standartlar, ölçüm metodları ve kullanılacak teçhizat hakkında ayrıntılı bilgi vermektedir. ISO'nun (International Standards Organization) "Akustik-Akustik Gürültünün Ölçümü ve İnsanlar Üzerindeki Etkisi Rehberi" isimli (Acoustics-Guide to the Measurement of Acoustical Noise and it's Effect on Man), 2204 no'lu standard bu alandaki bütün terimleri ve ölçüm metodlarını veren bir standarttır.

Ses Ölçüm Standartları

1. IEC Sound Level Meters, Publication 651, 123, 179.
2. ANON Acoustic Measurements According to ISO Standards and Recommendations Brüel and Kjaer, 198.
3. ISO Acoustic-Assessment of Occupational Noise Exposure for Hearing Conservation Purpose, Publication R 1999, 1975.
4. ISO Acoustics-Assesment of Noise with Respect to Community Response Publication R 1996, 1971.
5. ISO Acoustics-Guide to International Standards on the Measurement of Airborne Acoustical Noise and Evaluation of it's Effects on Human Beings, Publication 2204, 1979.
6. ISO Acoustics-Description and Measurement of Environmental Noise-Part 1: Basic Quantities and Procedures, Publication 1996, 1982

5. Bölümde Yaralanılan Kaynaklar:

- 5.1 WHITE R. G., WALKER J. G., -(1982) "Noise and Vibration", ELLIS HORWOOD Publishers, Chichester.
- 5.2 MEAD D. J., -(1983) "Response of Periodic Structures to Noise Fields" Mc GRAW HILL Publishers, Chichester.
- 5.3 WILLIAMS J. E., HAWKINS D.L., -(1969) "Theory Relating to The Noise of Rotating Machinery", Sound Vibration, Chapter 10.
- 5.4 CHAN C. M. P., ANDERTON D., -(1958) "The Effect of Engine Bore on Engine Noise, Surface Vibration and Combustion for a Six Cylinder Engine", ISVR Report No. 74/2.
- 5.5 KURAHASHI M., NAKAJIMA I., -(1987) "Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 8.
- 25.6 KAWAMURA H., YANAGISAWA N., -(1983) "Development of A High Speed and DI Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 4.
- 5.7 TSUTO T., INO Y., ABE K., -(1986) "Countermeasures Against Vibration and Noise in a Passenger Ship With a Sixcylinder Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 7.
- 5.8 IEC Sound Level Meters, Publication 651, 123, 179.
- 5.9 ANON Acoustic Measurements According to ISO Standards and Recommendations Brüel and Kjaer, 198.
- 5.10 ISO Acoustic-Assessment of Occupational Noise Exposure for Hearing Conservation Purpose, Publication R 1999, 1975.
- 5.11 ISO Acoustics-Assesment of Noise with Respect to Community Response Publication R 1996, 1971.
- 5.12 ISO Acoustics-Guide to International Standards on the Measurement of Airborne Acoustical Noise and Evaluation of it's Effects on Human Beings, Publication 2204, 1979.
- 5.13 ISO Acoustics-Description and Measurement of Environmental Noise-Part 1: Basic Quantities and Procedures, Publication 1996, 1982

6. BÖLÜM

ÇEVRE KORUMA YÖNÜNDEN GÜRÜLTÜ KİRLİLİĞİ YARATMAYACAK TEKNELERİN DİZAYNI

6.1. TEKNEDEKİ GÜRÜLTÜ KAYNAKLARI

Ses, gaz, sıvı veya katı elastik ortamların titreşimi sonucu ortaya çıkan, boyuna bir basınç dalgasıdır. Hareket eden veya titreşen her cisim kaybettiği enerjinin bir kısmını ortama ses olarak yayar.

Yukardaki tariftten anlaşıldığı gibi teknede hareketli tüm makina parçaları, pervane sistemi ve egzost gazları az veya çok miktarda gürültüye neden olmaktadır. Yapılan incelemeler sonucunda 12-24 metre boyları arasında ve 60-650 HP gücündeki teknelerde yapılan ölçümlerde pervane gürültüsünün toplam gürültüye önemli bir katkısı olmadığı anlaşılmıştır.[2.3]. Bu nedenle hesaplamalarda teknede oluşan gürültü kaynağı olarak motor ve egzost sistemi alınmıştır.

Çevre koruma yönünden gürültü kirliliği yaratmayacak teknelerin dizaynı için sınır şartları şunlardır;

- Göl veya deniz kirlenmesini önlemek daha gürültülü olmasına rağmen kuru tip egzost kullanılacaktır.

_ Tekne için tayin edilen 8.8 knot hızı sağlayabilecek 4 zamanlı, 6 silindirli 165 HP gücünde 2400 d/d devirde diesel motor kullanılacaktır.

- Kullanılacak olan motorun, değişik frekanslardaki motor ve susturucusuz egzost gürültü şiddetleri (dBA) kullanılacaktır.

Teknede oluşan gürültü şiddeti ve bu gürültünün ISO standartlarında belirtilen 24 saat çalışmada insan üzerinde etkili olmayan gürültü şiddeti seviyesine (76 dBA) düşürülmesi sağlanacaktır.

6.2. SES YALITIMI

6.2.1. Egzost Gürültüsü ve Ses Yalıtımı:

Seçilen motorun egzostu Şekil-2.1 'de görüldüğü gibi 500 Hz - 5 kHz arasında 79-84 dBA 'lık gürültü oluşturmaktadır. İmalat kolaylığı ve ucuzluk düşünülerek genleşme tipi susturucu kullanmanın uygun olacağına karar verilmiştir. Fakat her hangi bir frekans değeri için uygun olan genleşme tipi susturucunun başka bir frekans değerinde etkili olmadığı görülmüştür. Bu nedenle değişik frekans bantlarında etkili olabilecek birden fazla susturucuyu arka arkaya eklemenin daha uygun olacağına karar verilmiştir.[2.1]

Daha öncede belirtildiği gibi, susturucu boyu (L_k) ile egzost boru çapı (d) oranı rezonans oluşmaması için 4 veya daha yüksek bir değerde olacaktır. Motor egzost çıkış değeri 90 mm olması nedeni ile ve egzost gaz hızının motordan çıkış ortalama değeri olan 50 m/s 'yi geçmemesi için egzost boru çapı 90 mm seçilmiştir. Değişik susturucu boylarından oluşan sistemler için minimum 3 değişik boy susturucu alınması tavsiye edilmektedir. [2.1],[2.2]

Egzost için önerilen birinci sınır şartı göz önüne alındığında 40 - 50 - 60 cm uzunluğunda, tek genleşme odalı susturucu sistemi üzerinde hesap yapılacaktır. Seçilen motor için normal çalışma şartlarında 500-3 kHz arasındaki frekanslarda gürültü olduğundan susturucu sisteminin gürültü iletim kaybı sağladığı bulunur.

40, 50, 60 cm boyundaki bir susturucunun en etkili ses azaltım frekansları bulunur. Tek genleşme odalı susturucunun dalga boyları;

$$\lambda = \frac{4 L}{n}$$

olan sesleri en etkili şekilde azalttığına göre egzost gazı frekansı f 'yi;

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{344 n}{4 L}$$

şeklinde yazılabilir. Buradan susturucunun etkili olduğu frekanslar bulunmuştur. Bulunan bu frekans değerlerinde ve bu frekansa yakın değerlerde gürültü azaltımında tam etkili olmaktadır. n yerine 1, 2, 3, değerleri verilerek frekans (f) değerleri bulunur. Ses iletim değerini 4 değişik S_2/S_1 değeri için bulalım.

n	<u>L = 40 cm.</u>	<u>L = 50 cm.</u>	<u>2L = 60 cm.</u>
1	215 Hz	172 Hz	143 Hz
2	430 Hz	344 Hz	2287 Hz
3	645 Hz	516 Hz	430 Hz
4	860 Hz	688 Hz	573 Hz
5	1075 Hz	860 Hz	717 Hz
6	1290 Hz	1032 Hz	860 Hz
7	1505 Hz	1204 Hz	1003 Hz
8	1720 Hz	1376 Hz	1147 Hz
9	1935 Hz	1548 Hz	21290 Hz
10	2150 Hz	1720 Hz	1433 Hz
11	2365 Hz	1892 Hz	1577 Hz
12	2580 Hz	2064 Hz	1720 Hz
13	2795 Hz	2234 Hz	1863 Hz
14	3010 Hz	2408 Hz	2007 Hz
..			
..			

$$\underline{S_2/S_1 = 3.5}$$

d_1	= 90	mm (egzost çapı)
S_1	= 63.62	cm ² (egzost kesit alanı)
d_2	= 170	mm (susturucu çapı)
S_2	= 222.67	cm ² (susturucu kesit alanı)

$$\underline{S_2/S_1 = 4.5}$$

d_1	= 90	mm (egzost çapı)
S_1	= 63.62	cm ² (egzost kesit alanı)
d_2	= 190	mm (susturucu çapı)
S_2	= 286.29	cm ² (susturucu kesit alanı)

$$\underline{S_2/S_1 = 5.5}$$

d_1	= 90	mm (egzost çapı)
S_1	= 63.62	cm ² (egzost kesit alanı)
d_2	= 210	mm (susturucu çapı)
S_2	= 349.91	cm ² (susturucu kesit alanı)

$$S_2/S_1 = 6.5$$

$$\begin{aligned} d_1 &= 90 & \text{mm (egzost çapı)} \\ S_1 &= 63.62 & \text{cm}^2 \text{ (egzost kesit alanı)} \\ d_2 &= 230 & \text{mm (susturucu çapı)} \\ S_2 &= 413.51 & \text{cm}^2 \text{ (susturucu kesit alanı)} \end{aligned}$$

Yukarıda görüldüğü gibi üç susturucunun etkili olduğu frekans değerleri göz önüne alındığında birinin etkili olmadığı frekans bandında diğeri etkili olmaktadır. Herhangi bir n değeri için yapılan hesap diğer n değerleri içinde geçerli olduğundan tüm hesaplamaları n = 10 için yapalım.

$$\begin{aligned} f_{40} &= 2150 \text{ (n = 10 için)} \\ f_{50} &= 1720 \text{ (n = 10 için)} \\ f_{60} &= 1433 \text{ (n = 10 için)} \end{aligned}$$

Herhangi bir frekansdaki ses dalgası için dalga katsayısı,

$$k = \frac{2 \pi}{\lambda} = \frac{2 \pi f}{c}$$

olacağından,

$$\begin{aligned} k_{40} &= 39.27 \text{ (n = 10 için)} \\ k_{50} &= 31.42 \text{ (n = 10 için)} \\ k_{60} &= 26.17 \text{ (n = 10 için)} \end{aligned}$$

Herhangi bir frekansdaki ses dalgası için susturucunun sağlayacağı ses iletim kaybı;

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 (k * L) \right]$$

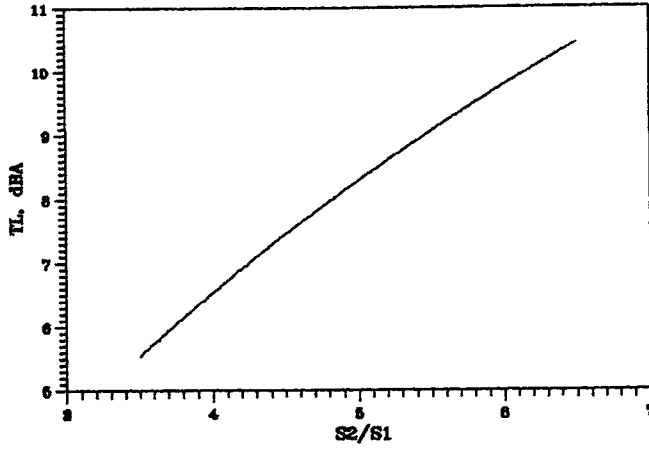
$$TL = 5.54 \text{ (} S_2/S_1 = 3.5 \text{)}$$

$$TL = 7.46 \text{ (} S_2/S_1 = 4.5 \text{)}$$

$$TL = 9.07 \text{ (} S_2/S_1 = 5.5 \text{)}$$

$$TL = 10.44 \text{ (} S_2/S_1 = 6.5 \text{)}$$

Egzostun susturucusuz olarak yaydığı maksimum gürültü 5 kHz de 84 dBA değerindedir. ISO-5803 standartlarına ve 2872 sayılı Çevre Kanunu'nun ilgili hükmüne dayanılarak hazırlanan Resmi Gazetenin 19308 'inci sayısında yayınlanan Gürültü Kontrol Yönetmeliğine göre kabul edilebilir gürültü şiddeti 76 dBA 'dır.



Grafikten görüldüğü gibi, 9 dBA lık ses iletim kaybını sağlamak için S_2/S_1 değerinin minimum 4.84 olması gerekmektedir. 86 dBA şiddetindeki egzost gürültüsünü 76 dBA değerine indirmek için gerekli ses ileti kaybını sağlayan $m=S_2/S_1$ değerini bulmak için TL-m grafiğini çizilecektir. Burada motor gürültüsünden kaynaklanan gürültü etkiside düşünülerek L_{egz} gürültüsü değerini 75 dBA değerine indirebilecek susturucu çapı bulunur.

S_2/S_1 değerinin minimum 4.84 olması için, egzost borusu çapı $D_1=90\text{mm}$ ve $S_1=63.62\text{ cm}^2$ olduğundan S_2 susturucu kesit alanı minimum 307.92 cm^2 olmalıdır. Susturucu dairesel kesitli olarak imal edileceğinden dolayı susturucu çapı minimum $D_2=198\text{ mm}$ olmalıdır.

6.2.2. Motor Gürültüsü ve Ses Yalıtımı:

Motordan kaynaklanan gürültünün ses iletim kaybı,

- f : Frekans (Hz),
- W : Malzemenin yüzey yoğunluğu. (kg/m^2),
- P : Ölçülen ses şiddeti. (dBA),
- TL : Ses iletim Kaybı. (dBA),
- L_{mot} : Levhadan geçen ses şiddeti. (dBA),
- L_{egz} : Egzost sisteminin oluşturduğu ses şiddeti. (dBA),
- L_{top} : Egzost+motor sisteminin oluşturduğu ses şiddeti. (dBA),

$$TL = 20 \log f + 20 \log W - 47$$

bağıntısıyla hesap edilir. Çelik levha için yüzey yoğunluk değeri 1 cm kalınlık için 78 kg/m^2 olduğu için güverte kaplaması 6.5 mm olduğundan yüzey yoğunluk değeri 50.7 kg/m^2 değerindedir.

Seçilen Motorda llen oktav bantlarındaki merkez frekanslarındaki gürültü şiddeti değerleri aşağıda verilmektedir.

<u>f (Hz)</u>	<u>P (dBA)</u>	<u>TL (dBA)</u>	<u>L (dBA)</u>
31.5	70	17	53
63	60	23	37
125	92	29	63
250	80	35	45
500	77	41	36
1000	79	47	32
2000	80	53	27
4000	78	59	19

Oktav bantlarındaki merkez frekanslarında oluşan iletim gürültü değerleri yardımıyla gerçek ses iletim kaybını bulalım.

$$L_1 = 53 \text{ dB}, L_2 = 37 \text{ dB}, L_3 = 63 \text{ dB}, L_4 = 45 \text{ dB}$$

$$L_5 = 36 \text{ dB}, L_6 = 32 \text{ dB}, L_7 = 27 \text{ dB}, L_8 = 19 \text{ dB}$$

$$L_1 - L_2 = 16 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.3 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top2}} = 53 + 0.3 = 53.3 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top2}} - L_3 = 9.7 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.4 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top3}} = 63 + 0.4 = 63.4 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top3}} - L_4 = 18.4 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.2 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top4}} = 63.4 + 0.2 = 63.6 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top4}} - L_5 = 27.6 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.1 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top5}} = 63.6 + 0.1 = 63.7 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top5}} - L_6 = 31.7 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.1 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top6}} = 63.7 + 0.1 = 63.8 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top6}} - L_7 = 36.8 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.1 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top7}} = 63.8 + 0.1 = 63.9 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{top7}} - L_8 = 44.9 \text{ dBA} \quad ; \quad L = 0.1 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{mot}} = 63.9 + 0.1 = 64 \text{ dBA}$$

Hesaplamadan görülmektedir ki ses şiddetleri toplamına, en büyük ses şiddetleri etki etmekte, daha düşük olanların önemli etkileri olmamaktadır. Gverteden yayılan motordan kaynaklanan sesin şiddeti maksimum 64 dBA 'değerine çıkmakta ve egzost için belirtilen gürültü kirliliği şartlarını sağlamaktadır.

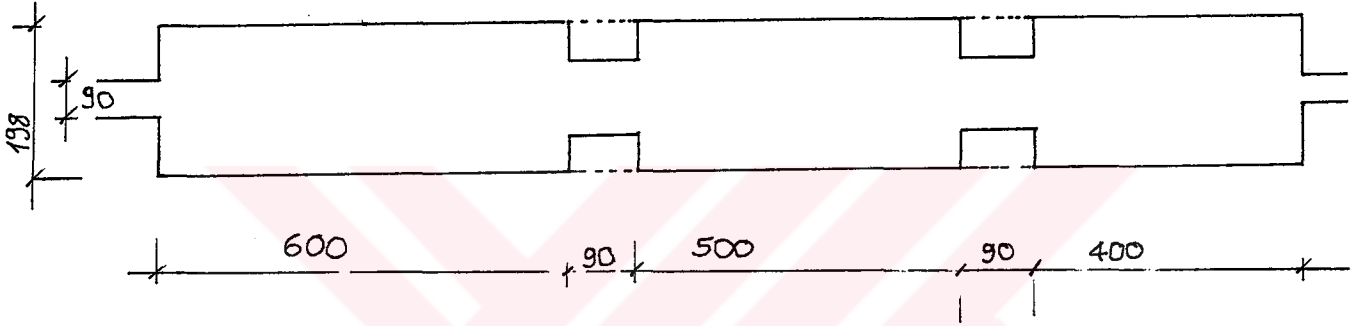
Egzost ve motor sisteminin birlikte çalışması sırasında oluşan gürültü şiddeti ise,

$$L_{\text{mot}} = 64 \text{ dBA} , L_{\text{egz}} = 75 \text{ dBA}$$

$$L_{\text{mot}} - L_{\text{egz}} = 11 \text{ dBA} ; \quad L = 0.4 \text{ dBA} \text{ (Şekil-5.4 'den)}$$

$$L_{\text{top}} = 75 + 0.4 = 75.4 \text{ dBA}$$

Böylece motor gürültüsünü azaltmak için ses yalıtım malzemesi kullanmaya gerek kalmamıştır. ISO-5803 standartlarına ve 2872 sayılı Çevre Kanunu'nun Gürültü Kontrol Yönetmeliğine göre kabul edilebilir gürültü şiddetinin altında ses izolasyonu gerçekleştirilmiş olmaktadır.



Şekil-6.1 165 HP, 6 silindirli, 2400 d/d ve 4 zamanlı motor için egzost susturucusu boyutları.

7. BÖLÜM

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

- 1.1 KAFALI K, ŞAYLAN Ö, ŞALCI A. (1979) -" Türkiye Sularına Uygun Balıkçı Gemisi Formlarının Geliştirilmesi " ,TÜBİTAK-MAG-416.
- 1.2 ŞALCI A, EKREN H, DEMİR C. (1992) -"Balıkçı Teknesi Form Planı Çizimi, Hidrostatik , Stabilité ve Direnç-Güç Hesabı Programı FISH-CAD - v1.0 Bilgisayar programı" , TÜBİTAK-MAM , Gebze, KOCAELİ.
- 1.3 LYON T.D, MISTREE F. (1985) -" A Computer Based Method for the Preliminary Design of Ships " ,Journal of Ship Research ,Vol. 29 , Sayfa 251-269.
- 1.4 DAHLE E.A. (1984) -" Intact and Damaged Stability of Small Craft With Emphasis on Design " ,Int. Conf. on Design Considerations for Small Craft , R.I.N.A. ,London.
- 1.5 KAFALI K., (1980)- "Balıkçı Gemisi Formlarının İncelenmesi", İstanbul Teknik Üniversitesi, İSTANBUL.
- 1.6 LAMMEREN P.A, MANEN J.D, OOSTERVELD W.C (1969) -" The Wageningen B-Screw Series " , The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.
- 1.7 SOYGÜR H., TAŞELİ H., (1981)- "Balıkçı Gemisi Modeli İz Dağılımının Deneyisel Olarak Bulunması", İstanbul Teknik Üniversitesi, İSTANBUL.
- 2.1 KURAHASHI M., NAKAJİMA I., -(1987) "Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 8.
- 2.2 KAWAMURA H., YANAGISAWA N., -(1983) "Development of A High Speed and DI Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 4.
- 2.3 TSUTO T., INO Y., ABE K., -(1986) "Countermeasures Against Vibration and Noise in a Passenger Ship With a Sixcylinder Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 7.

- 2.4 CHAN C. M. P., ANDERTON D., -(1958) "The Effect of Engine Bore on Engine Noise, Surface Vibration and Combustion for a Six Cylinder Engine", ISVR Report No. 74/2.
- 2.5 KITARA T., TERADA I., WATANABE T., -(1984) "Study on Effective Application of Soundproofing Materials Through Low Noise Prototype Car Development", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 5.
- 2.6,3.2 SÖDING H., -(1983) "Grundlagen der Schiffsvibrationen", Institut Für Schiffbau
4.3 Der Universität Hamburg, Nr. 26.
- 2.7,3.3 BRAUN W., FLEISCHMANN E., -(1976) "Drehschwingungen Verzweigter
4.4 Systeme, Ihre Bedeutung für Propulsionsanlagen von Schiffen", Institut Für Schiffmaschinen tu Hannover, Thema 10.
- 2.8 ÖZGÜVEN N., -(1989) "Endüstriyel Gürültü Kontrolü", TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, No. 118.
- 2.9 CUMMINS Motor Kataloğu -(1992) "4.5-620 HP Marine Diesel Engines".
- 2.10 CUMMINS Sönümleyici Kataloğu -(1992) "Flexible Couplings and Engine Mountings".
- 3.1,4.2 LEWIS F.M., -(1967) "Hull Vibration of Ships", Principles of Naval Architecture, New York, Chapter 10, SNAME.
- 3.4,4.5 BRESLIN J. P., -(1959) "A Theory for the Vibratory Effects Produced by a Propeller on a Large Plate", Journal of Ship Research, SNAME.
- 3.5,4.1 MYKLESTAD N. O., -(1976) "Fundamentals Of Vibration Analysis", Mc GRAW-HILL Book Company, New York.
- 3.6,4.6 SCHWANECKE H., -(1976) "Längs und Biegeschwingungen in der Wellenleitung", Institut für Schiffstheorie, Wien.
- 5.1 WHITE R. G., WALKER J. G., -(1982) "Noise and Vibration", ELLIS HORWOOD Publishers, Chichester.
- 5.2 MEAD D. J., -(1983) "Response of Periodic Structures to Noise Fields" Mc GRAW HILL Publishers, Chichester.

- 5.3 WILLIAMS J. E., HAWKINS D.L., -(1969) "Theory Relating to The Noise of Rotating Machinery", Sound Vibration, Chapter 10.
- 5.4 CHAN C. M. P., ANDERTON D., -(1958) "The Effect of Engine Bore on Engine Noise, Surface Vibration and Combustion for a Six Cylinder Engine", ISVR Report No. 74/2.
- 5.5 KURAHASHI M., NAKAJIMA I., -(1987) "Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 8.
- 25.6 KAWAMURA H., YANAGISAWA N., -(1983) "Development of A High Speed and DI Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 4.
- 5.7 TSUTO T., INO Y., ABE K., -(1986) "Countermeasures Against Vibration and Noise in a Passenger Ship With a Sixcylinder Diesel Engine", Int. Journal of Vehicle Design. Vol. 7.
- 5.8 IEC Sound Level Meters, Publication 651, 123, 179.
- 5.9 ANON Acoustic Measurements According to ISO Standards and Recommendations Brüel and Kjaer, 198.
- 5.10 ISO Acoustic-Assessment of Occupational Noise Exposure for Hearing Conservation Purpose, Publication R 1999, 1975.
- 5.11 ISO Acoustics-Assesment of Noise with Respect to Community Response Publication R 1996, 1971.
- 5.12 ISO Acoustics-Guide to International Standards on the Measurement of Airborne Acoustical Noise and Evaluation of it's Effects on Human Beings, Publication 2204, 1979.
- 5.13 ISO Acoustics-Description and Measurement of Environmental Noise-Part 1: Basic Quantities and Procedures, Publication 1996, 1982

[1.2]. Türkiye Sularına Uygun Balıkçı Gemisi Formlarının Geliştirilmesi.

Balıkçı gemilerinin form ve stabilitesinin incelenmesi, öndizayn kriterlerinin oluşturulması, yaklaşık stabilite hesaplarının yapılması, balıkçı gemilerinin direnç yönünden incelenmesi, ölçek etkisi, yüzey gerilme etkisi, tam ölçekte efektif güç tayini gibi konularda çalışma yapılmıştır. Oluşturulan sistematik modellerin direnç yönünden karşılaştırılması benzer yönlerinin bulunması konularında çalışılmıştır. Ayrıca balıkçı gemilerine ilişkin denizcilik ve sevk ile ilgili değerlendirmeler bulunmaktadır.

[1.6]. The Wageningen B-Screw Series

Wageningen serisi pervanelerle ilgili verim, itme katsayısı, moment katsayısı kavitasyon değerleri ve eksenel açıklık ile ilgili değerleri veren deney sonuçlarını içermektedir.

[1.7]. Balıkçı Gemisi Modeli İz Dağılımının Deneysel Olarak Bulunması

İ.T.Ü 'de yapılan bir çalışma olan bu literatürde [1.2] referansındaki çalışmada kullanılan temel geminin iz dağılımları incelenmiştir. Fakat bu serinin değişik blok katsayılarıdaki deneyleri yapılmadığından bu çalışmanın sonuçları ampirik yaklaşımlarla kullanılabilir.

[2.1]. Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles

Değişik firmaların ürettiği 250 HP güç ve 4000 RPM devire kadar olan dört zamanlı motorların egzost gürültüleri incelenmiştir. Gürültü kontrolü ve gürültü sınıflandırması konusunda yapılan çalışmalar; kara, hava ve deniz taşıtları için gürültü yönünden yararlanılacak bir kaynaktır. Ayrıca motor ve egzost gürültüsünün oluşturduğu toplam gürültünün modellenmesi konusunda oluşan bilgiler teorik ve deneysel olarak değerlendirilmiştir.

[2.2]. Development of A High Speed and DI Diesel Engine

Yüksek devirli Diesel motorların titreşim ve gürültü hesaplama yöntemleri ile ilgili yapılan çalışmaları içermektedir.

[2.3]. Countermeasures Against Vibration and Noise in a Passenger Ship With a Six Cylinder Diesel Engine

Yolcu gemilerinde kullanılan altı silindirli motorların gürültü ve titreşimleri ile bunların sönmülendirilmesi için yapılmış teorik ve deneysel çalışmaların sonuçlarını içeren bir kaynaktır. Özellikle 300 HP ve altındaki motorlarla ilgili yapılan çalışmaları içermektedir.

[2.6],[3.2],[4.3].Grundlagen der Schiffsvibrationen

Gemilerde oluşan bölgesel titreşimin modellenmesi ve trapez integral kuralı ile doğal frekansın hesaplanması konusunda Stadola İterasyonu ile hesaplama tekniği, pervane titreşimleri ile motor- ve pervaneden oluşan sistemlerin titreşimi anlatılmaktadır. Tekne doğal titreşimler hesabında kullanılan ek kütle değerleri için deneysel olarak bulunmuş sonuçlara dayanan tablolar ve [3.1] referansta gözönüne alınmayan sıg su ve bulb ile tekne doğal frekanslarındaki değişimler incelenmiştir.

[2.7],[3.3],[4.4].Drehschwingungen Verzweigter Systeme, Ihre Bedeutung für Propulsionsanlagen von Schiffen

Gemilerdeki motor ve pervane sistemlerinde oluşan titreşimlerin sistem elemanlarının birbirlerini etkilemelerini engellemek için kullanılan sönümleyiciler ve bu sönümleyicilerin motor ve pervaneye etkileri ile motor ve pervane sisteminden oluşan titreşimler incelenmiştir.

[3.1],[4.2]. Hull Vibration of Ships

Amprik olarak Burril (dikey), Brown (yatay) ve Horn (burulma) ile Stadola İterasyonu ile tekne doğal frekanslarının hesaplama yöntemleri veren bir kaynaktır. Bu kaynak pervane ve tekne titreşimleri ve bu titreşimlerin tekne bünyesindeki etkilerini konu almaktadır.

[3.4],[4.5]. A Theory for the Vibratory Effects Produced by a Propeller on a Large Plate

Pervane üzerinde etkili olan iz, burulma, aksel açıklık, pervane döküm hatası ve balanssızlıktan oluşan kuvvetlerin yarattığı titreşimin teorik ve pratik olarak incelenmesi.

[3.5],[4.1]. Fundamentals Of Vibration Analysis

Titreşimi oluşturan kuvvetler ve bu kuvvetlerin oluşturduğu titreşim şekillerini inceleyen bir literatürdür. Bu literatürde titreşim ile ilgili oluşan problemlerin çözüm yöntemleri ve sistemin modellenmesi anlatılmaktadır.

[5.12]. ISO Acoustics-Guide to International Standards on the Measurement of Airborne Acoustical Noise and Evaluation of it's Effects on Human Beings, Publication

Gürültü ve titreşimin ölçülmesi ve insan üzerindeki etkileri belirtmektedir. İnsanın rahatsız olmadığı gürültü ve titreşim değerleri verilmektedir.

8. BÖLÜM

SONUC VE ÖNERİLER

Bu çalışma sonucunda 16 metre boyundaki balıkçı teknelerinde, "Gürültü ve Titreşim" ile ilgili elde edilen sonuçlardan, teknede oluşan titreşimlerin neden olduğu olumsuzlukların, sistemin küçüklüğü nedeniyle insan sağlığını etkileyecek boyutlara ulaşmadığı anlaşılmaktadır. Bunun en önemli nedeni, tekneyi tahrik eden motorun küçüklüğü ve pervane üzerinde en önemli kuvvet olan iz kuvvetinin seçilen hız için çok düşük değerlerde olmasıdır. Hesaplamalar sonucunda en etkili titreşimin, tekne iz kuvvetinden dolayı oluşan titreşim olduğu belirlenmiştir.

LEWIS tarafından yapılan model deneylerinde özel titreşim azaltıcı pervane tipleri haricindeki pervanelerde kanat sayısını bir arttırmakla pervane titreşiminde önemli bir azalma sağlanmadığı görüldüğünden hesaplamalar 4 kanatlı Wageningen B 4-40 pervanesine göre yapılmıştır.

647 rpm pervane devrinde 43 cps değerine karşılık gelen tek genlik değeri maksimum $8.2 \cdot 10^{-4}$ metre ve daha aşağı değerde olması gerekirken, teknede bulunan değer $2.754 \cdot 10^{-5}$ metredir ve yerçekimi karşıtı ivmelenme değeri maksimum 0.02g olmasına karşılık teknede 0.00154g değeri hesap edilmiştir. Bu sonuçta anlaşılabileceği gibi, teknedeki titreşimler insan sağlığını kötü etkileyecek değerlerde değildir.

Makina tarafından tekneye iletilen titreşimlerin azaltılması için ise motor silindiri sayısını çift seçerek mümkün mertebe dengeli kuvvet oluşturulmaya çalışılmıştır. Makina tabanına konulan Neoplan sönümleyiciler ile gaz ve dengelenmiş kütle ataletinin yarattığı titreşimler söndürülmüştür. Motorda oluşan titreşimlerin pervaneye aktarılmasını önlemek için ise kauçuk sönümleyici kullanılmıştır. Bu sönümleyiciler motorun sönümleyiciye bağlantı yerinden ve shaft eksenine göre ± 6 derecelik dönmesinden oluşan kuvvetin pervane shaftına iletilmesini engelleyecek yapıdadır.

Pervanenin dümen ve tekneye olan açıklıkları, pervane üzerinde oluşan etkileşim kuvvetlerini dikkate alınmayacak değerlere düşürmüştür. Yukarıda açıklanan nedenlerden dolayı İTÜ Balıkçı Gemisi Serilerinin form yapısı itibarıyla titreşim azaltıcı bir yapıya sahip olduğu ortaya çıkmıştır.

ISO-5803 standartlarına ve 2872 sayılı Çevre Kanunu'nun Gürültü Kontrol Yönetmeliğine göre kabul edilebilir gürültü şiddeti 76 dBA değerindedir.

Egzost sistemi boyutlandırılmasında, 84 dBA şiddetindeki egzost gürültüsünü 76 dBA değerine indirmek için gerekli ses iletim kaybını sağlayan $m = S_2/S_1$ değerini bulmak için TL-m grafiğinden yararlanılmıştır.

9 dBA lık ses iletim kaybını sağlamak için S_2/S_1 değerinin minimum 4.84 olması gerektiği bulunmuştur. Burada motor gürültüsünden kaynaklanan gürültü etkisinde düşünülerek L_{egz} gürültüsü değerini 75 dBA değerine indirebilecek susturucu çapı bulunmuştur.

S_2/S_1 değerinin minimum 4.84 olması için, egzost borusu çapı $D_1=90\text{mm}$ ve $S_1=63.62\text{ cm}^2$ olduğundan S_2 susturucu kesit alanı minimum 307.92 cm^2 olmalıdır. Susturucu dairesel kesitli olarak imal edileceğinden dolayı susturucu çapı minimum $D_2=198\text{ mm}$ olmalıdır.

Egzost sisteminin gemi bünyesinin ve motorun titreşimiyle etkileşmesini engelleyebilmek için, motor bağlantısında titreşim körükleri kullanılmıştır. Egzostun güverteden çıkışında elastiklik oranı 0.05 olan ısıya dayanıklı kauçuk kullanılmıştır ve egzost rijit olarak tekne bünyesine sabitlenmemiştir.

Motor ile ilgili gürültü hesaplamalarında görüldüğü gibi güverteden yayılan motordan kaynaklanan sesin şiddeti maksimum 64 dBA 'değerine çıkmakta ve egzost için belirtilen gürültü kirliliği şartlarını sağlamaktadır.

Yapılan çalışmada, üç konuda daha araştırma yapılması gerektiği gözlenmiştir.

Bunlardan birincisi tekne doğal frekansı konusunda İTÜ Balıkçı Gemisi serisi için araştırma yapılması, bunun sebebi teknede oluşan düşey titreşim ve buna bağlı olarak atalet değerleri tekne boyutları büyüdükçe etkili olacaktır.

İkinci konu ise, İTÜ Balıkçı Gemisi serisi için blok katsayısının değişimine bağlı olarak iz değerlerinin oluşturulmasını sağlayacak çalışmadır.

Üçüncü konu ise; kuru tip egzostun geliştirilmesi için yapılacak çalışma, küçük teknelerdeki titreşim ve gürültü hesaplamalarında büyük bir kolaylık ve daha iyi bir hassasiyet sağlanacaktır.

Küçük teknelerdeki konuyla ilgili en önemli problemin gürültü olduğu göz önüne alınırsa en etkili alınabilecek tedbirleri şöyle sıralayabiliriz.

- Gereksiz gürültü kaynaklarını yok etmek
- Aynı işi gören daha gürültüsüz makina veya sistemi seçmek
- Gürültüyü kaynağında alınacak önlemlerle azaltmak
- Gürültü yaratan makinayı tamamen kapalı bir hacimde bulundurmak ve ses izolasyonu yapmak
- Alçak frekansta gürültü yayan motor sistemlerini seçmek
 - a. Yumuşak vuruş
 - b. Yavaş dönen motor
 - c. Diş sayısı az dişliler
 - d. Kanat sayısı az olan fanlar
 - e. Rijitliği az olan levha
- Ses kaynağı yanında yansıtıcı yüzey bulundurulmalıdır.

CV

Soyadı : EKREN
Adı : Hayati
Doğum Yeri : İzmir
Doğum Tarihi : 04/04/1966

EĞİTİMİ

1983-1987 : Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü,
1990-Devam : Yıldız Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, (Tez Sunma Aşamasında)

İŞ TECRUBELERİ

1987-1988 FİSKET GANGS Tersanesi Dizayn ve Kalite Kontrol Mühendisliği Bölümlerinde, Dizayn ve Kontrol Mühendisliği, (Bergen-NORVEÇ)
1988-1989 BRITISH PETROLEUM (BP) 14 Numaralı Petrol Platformu Bakım Onarım Mühendisliğinde, Bakım Onarım Vardiya Mühendisliği, (Edinburgh-İNGİLTERE)
1989-1990 T.C. Deniz Kuvvetleri Gölcük Denizaltı Fabrikasında, TYPE-207 Denizaltı Enerji Depolama Sistemleri İmalat ve Montaj Mühendisliği, (Gölcük-KOCAELİ)
1990-Devam Marmara Araştırma Merkezi, Makina ve İmalat Sistemleri Araştırma Bölümünde, Özel Tip Gemi Dizaynı Konusunda, Dizayn Mühendisliği. (Gebze-KOCAELİ)

YABANCI DİLLER

Almanca	(İyi)
İngilizce	(Orta)
Rusça	(iyi)