

ISITMA TESİSATLARINDA GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM*

Ahmet ARISOY

İTÜ - Makina Fakültesi 1950 yılı Ankara doğumludur. 1972 yılında İTÜ Makina Fakültesini Yüksek Mühendis olarak bitirmiştir. Aynı üniversiteden 1979 yılında Doktor, 1984 yılında Doçent ve 1991 yılında profesör unvanını almıştır. Çalışma hayatının tamamı İTÜ'de geçmiştir. Çalışmaları yanma ve ısı tekniği alanlarında yoğunlaşmıştır.

ÖZET

Sunulacak çalışmada öncelikle temel ses ve titreşim bilgisine ve bu konudaki literatüre yer verilecektir. Daha sonra da daha az incelenmiş olan ve daha az bilinen, ısıtma sistemleri ile ilgili gürültü ve titreşim problemleri ve bunların kontrol yöntemleri üzerinde durulacaktır. Bu çerçevede brülör - kazan - baca sistemi ele alınacak, bu sistemde gürültü kaynakları ve sönüm yöntemleri incelenecektir. Ayrıca kazan dairesi yapısının sese olan etkileri anlatılacak ve kazan dairesinden komşu hacimlere geçen sesin kontrolü tartışılacaktır. Pratikte karşılaşılan problemlerden ve ölçme sonuçlarından örnekler verilecektir.

GİRİŞ

Isıtma, havalandırma klima ve sıhhi tesisat gibi bütün tesisat işlerinde ses ve titreşim önemli bir dizayn parametresidir. Buna karşılık her tesisat konusunun ses ve titreşim problemi, kendine özgü kaynakları ve karakteristikleri nedeniyle, birbirinden farklıdır. Bir gruplama yapılmak istenirse ısıtmadaki havalandırma ve klimadaki ve sıhhi tesisattaki gürültü ve titreşim problemi olarak üç grup tariflenebilir. Isıtmada ana ses ve titreşim kaynağı kazandır. Daha doğrusu, brülör - Kazan - bacadan oluşan sistemdir Burada geçerli gürültü ve titreşim kontrolü yöntemleri tamamen kendine özgüdür. Ayrıca bu sistemdeki olayların teorik çözümleri çok zor olduğundan, alınabilecek önlemlerin çoğu amprik yaklaşımlara dayanmaktadır. Daha az bilinmektedir ve daha az sistematik hale getirebilmişlerdir.

Havalandırma ve klima sistemlerindeki ses kaynakları ve tipik problemleri daha çok sayıdadır. Tipik problemler, a) bina dışı ses kaynakları (su soğutma kuleleri, hava soğutmalı chillerler, split klima dış üniteleri gibi) b) bina içi kanal sistemi ile taşınan klima veya havalandırma santrali gürültüsü c) oda içi gürültü kaynakları (fan-coil gibi) d) kanallardan veya duvarlardan komşu, hacimlere ses geçişi sayılabilir. Tipik titreşim problemleri ise, daha çok pompa ve fanlardan kaynaklanır. Klima ve havalandırmadaki gürültü ve titreşim problemleri daha iyi tanımlanmıştır ve yöntemleri daha belirlidir. Daha fazla bilgi vardır.

Sıhhi tesisatta ise gürültü kaynağı, daha çok akış kökenlidir. Akışta yaratılan rahatsızlıklar yüksek hızlarda sese neden olur. Dolayısı ile sıhhi tesisat gürültü kontrolü göreceli olarak daha kolay ve diğerlerinden daha farklıdır.

Bir bildiriye bu problemlerin tamamını detaylı olarak incelemek mümkün değildir. Sunulacak çalışmada öncelikle temel ses ve titreşim bilgisine ve bu konudaki literatüre yer verilecektir. Daha sonra da sadece daha az incelenmiş olan ve bilinen, ısıtma sistemleri ile ilgili gürültü ve titreşim problemleri ve bunların kontrol yöntemleri üzerinde durulacaktır. Ayrıca kazan dairesi yapısının sese olan etkileri anlatılacaktır. Pratikte karşılaşılan problemlerden örnekler verilecektir.

TEMEL TANIM VE KAVRAMLAR

Ses elastik bir ortamın titreşimidir ve esas olarak bir basınç olayıdır. Havada doğan ses, ortalama atmosferik basınç etrafında hava basıncının değişimi veya titreşimidir. Elastik ortam içerisinde, bu

titreşim şeklindeki basınç dalgalanmaları ortamın karakterine bağlı bir hızla yayılırlar. Ses bir basınç olayı olduğu kadar aynı zamanda bir enerji olayıdır. Sesin doğması ve yayılması aynı zamanda bir enerji gerektirir.

Frekans:

Titreşim veya dalgalanmaların 1 saniyede tamamladığı dalga sayısıdır ve birimi Hertz (Hz) olarak tanımlanır.

Dalga Boyu:

Dalga boyu iki dalga arasındaki uzaklıktır. Dalga boyu, ses hızı ve frekans arasında $\lambda = c/f$ şeklinde bir bağlantı vardır. Burada λ dalga boyu (m), c ses hızı (m/s) ve frekans (Hz) olarak tanımlanmıştır **Sesin Yoğunluğu:**

Sesin yoğunluğu veya şiddeti ses dalgalarının birim alandaki enerjisi olarak tarif edilir. Ses şiddeti kaynaktan itibaren mesafenin karesi ile orantılı olarak azalır ve basınca duyarlı cihazlarla ölçülebilir.

Saf tonlar, rasgele ses ve kompleks ses:

Tek bir frekansta verilen sese saf ton denir. Belirli bir tonu olmayan su sesi gibi seslere rasgele ses denir. Kompleks ses ise saf tonlar ve ras gele seslerin bir arada bulunduğu seslere denir ki tabiattaki seslerin hemen hepsi bu karakterdedir.

Gürültü:

İstenmeyen sese gürültü denir.

Oktav bantları:

Ses kontrolü çalışmalarında herhangi bir kompleks ses, birleşenlerine ayrılarak incelenir. Bu konuda en geçerli yol duyulabilir ses frekanslarını oktav bantlarına bölmektir. İnsan kulağı 16-20.000 Hz arası frekanstaki sesleri duyabilir. Bir sesin bir oktav üstü ise o sesin frekansının iki katı frekansta olan sestir. Buna göre duyulabilir ses aralığı geleneksel olarak 8 oktav bandına bölünmüştür. Her bir oktav bandı o bandın ortasındaki ses frekansı ile sembolize edilir. Tablo 1'de oktav bantları, frekans aralıkları ve orta frekansları belirtilmiştir. Tesisat mühendisliği gereksinimleri dışında örneğin ürün geliştirmede, daha hassas inceleme yapıldığında 1/3 oktav bantları kullanılabilir.

Desibel:

Sayısal olarak, akustik güç veya enerji gibi iki benzer miktarın oranlarının 10 tabanına göre logaritmasının 10 katına desibel denir. Ses gücü, ses şiddeti veya ses basıncı ile ilişkilili olarak düzey (veya seviye) terimi kullanıldığında birimin desibel olduğu anlaşılmalıdır.

Oktav Bandı	Frekans Aralığı (Hz)	Orta Frekans (Hz)
1	45/90	63
2	90/180	125
3	180/355	250
4	355/710	500
5	710/1400	1000
6	1400/2800	2000
7	2800/5600	4000
8	5600/11200	8000

Tablo 1: Frekans bandları

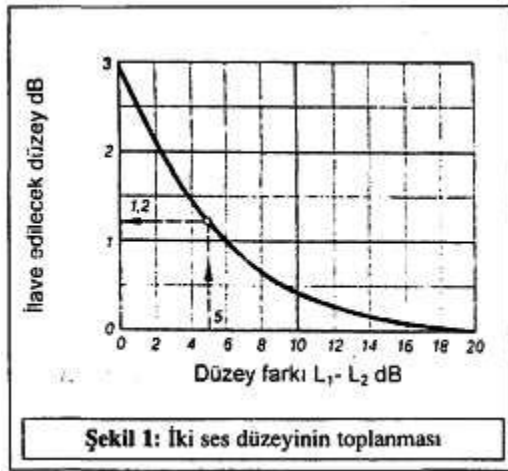
Ses güç düzeyi L_w :

Bu düzey esas olarak ses kaynağından yayılan toplam akustik gücü ifade eder. Desibel (dB) cinsinden ses güç düzeyinin matematik ifadesi

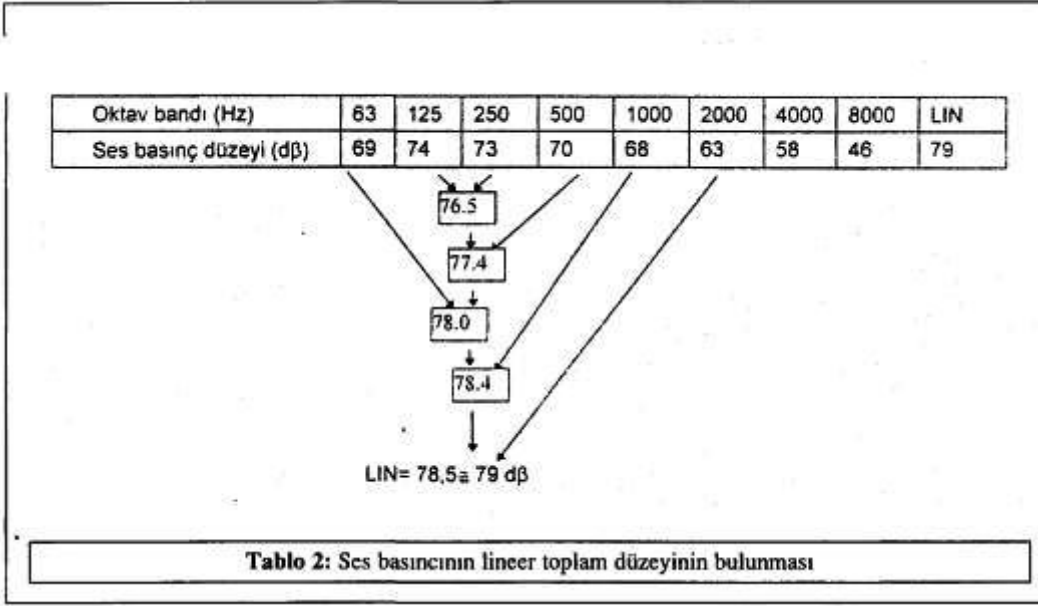
$L_w = 10 \log W / W_0$ (dB) şeklindedir W_0 referans güç düzeyi olup $W_0 = 10^{-12}$ watt değerindedir. Ses güç düzeyi doğrudan ölçülemez. Ancak standart odalarda yapılan ölçümlerde hesapla bulunur. Tamamen kaynağa bağlı bir değerdir, alınan yolla değişmez.

Ses basınç düzeyi L_p :

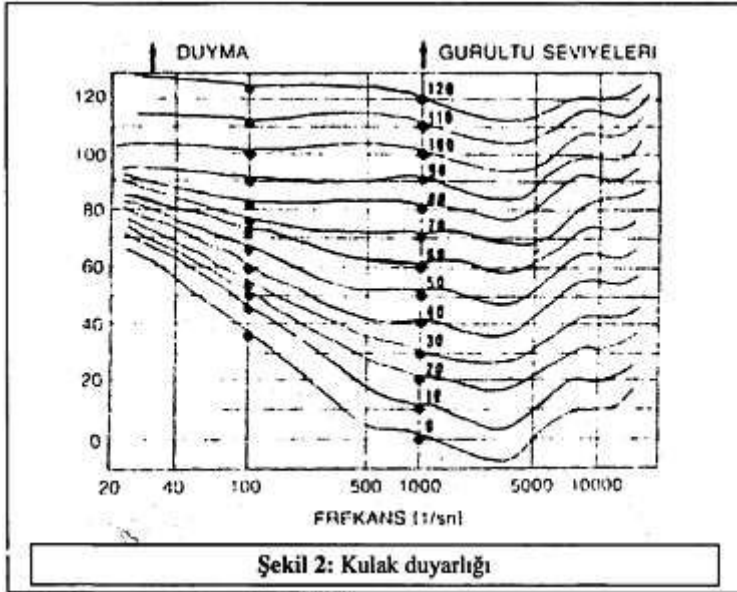
Bu düzey, söz konusu bir yerdeki ses basıncını belirler ve desibelmetrelerle kolayca ölçülebilir. Herhangi bir yerdeki müsaade edilebilecek ses düzeyleri de ses basınç düzeyleri cinsinden ifade edilir. Desibel (dB) cinsinden ses basınç düzeyinin matematik ifadesi $L_p = 10 \log P^2/P_0^2 = 20 \log P/P_0$ (dB) şeklindedir. P_0 referans basıncı 20 m pascal (m Pa) değerindedir. Yukarıdaki her iki log ifadesi de 10 tabanına göre logaritmadır. İki ses kaynağını karşılaştırmak için sadece ses basınç düzeylerini karşılaştırmak yetmez. Çünkü bu değer aynı zamanda mesafeye bağlıdır. Böyle bir mukayese için ses güç düzeyleri karşılaştırılmalıdır.



Ses düzeyleri dB cinsinden ifade edildiklerinden, iki ses düzeyi toplanması aritmetik toplama işlemi ile yapılamaz. Gerekli matematik işlemler uzun olduğu için iki sesin toplanması Şekil 1 yardımı ile yapılabilir.

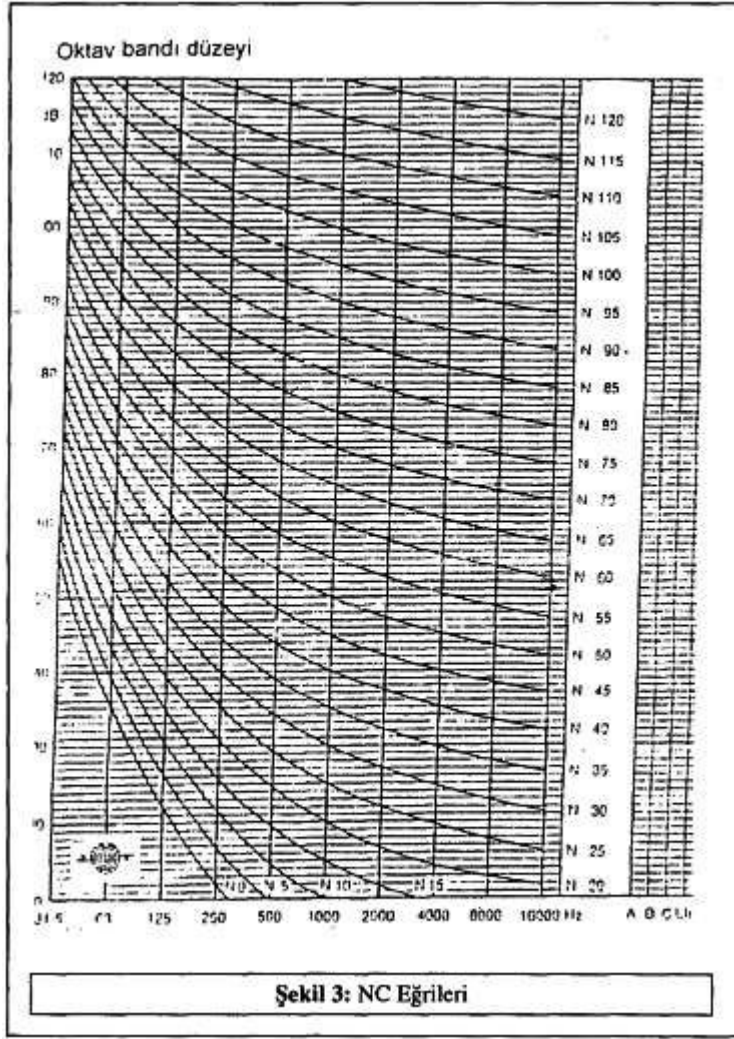


Örneğin 70 ve 65 dB şiddetindeki iki ses düzeyi toplanırsa toplam ses düzeyi 71 olarak bulunur. 70 ile 65 arasındaki fark 5 dB olup şekilden üst seviyeye eklenmesi gerekli sayı, 1,2 olarak okunur. $70 + 1,2 = 71$ dB olarak sonuç bulunur. Aynı şekilde 70 + 65 + 66 dB şiddetindeki üç ses düzeyi toplanırsa toplam düzey 72 dB olarak bulunur. ($70+65 = 71$ dB, buna 66 dB ilave edilirse, $71 + 66 = 72$ dB şeklinde hesap yapılır) Oktav bantlarında verilmiş bir gürültünün LIN şeklinde ifade edilen toplam düzeyi, bütün bantlardaki ses basınç düzeylerinin (yukarıda anlatılan biçimde) toplanması ile elde edilir. Örnek toplama Tablo 2’de verilmiştir.



SES KRİTERLERİ

insan kulağına aynı etkiyi yapan sesler, frekansa karşılık ses düzeyi eksen takımında işaretlenirse, Şekil 2'deki eğriler elde edilir. İnsan kulağı bütün frekanslarda aynı şekilde duyarlı olmadığı için farklı frekanslarda farklı ses düzeyleri aynı etkiyi bırakmaktadır. İnsan kulağı yüksek frekanslara daha duyarlıdır. 20 dB düzeyinde frekansı 1000 Hz olan ses ile çok daha yüksek, 50 dB fakat 100 Hz frekansındaki ses aynı etkiyi bırakmaktadır. Buna karşılık ses basıncı düzeyi arttıkça kulak duyarlığı frekansa göre düzleşmektedir. 100 dB düzeyinde artık 100 Hz frekans ile 1000 Hz frekans aynı etkiyi yapmaktadır



Dolayısı ile ses seviyesi kriterlerini tek bir frekansta vermek doğru değildir. Yani farklı hacimlerde aşılması istenen ses seviyesinin tek bir değerle belirlemek uygun değildir. Aşılması gereken kulakta aynı etkiyi yaratan eğridir. O halde ses kriteri için frekansa bağlı olarak aşılması gereken ses şiddeti değerlerini veren bir eğri kullanılmalıdır. Tanımlanan bir eğriye bir numara vererek, kriteri tek bir sayı ile ifade etmek mümkündür. Ses seviyesi kriteri olarak en çok kullanılan NC eğrileridir. Bu eğrilerin belirlenmesinde yukarıda belirlenen eşit ses yüksekliği değişimi esas alınmıştır. Şekil 3'de NC eğrileri verilmiştir. Buna göre genel bir büro hacminde NC 40 seviyesi sağlanması yeterlidir denildiğinde bütün duyulur frekans aralığında ses seviyesinin aşmaması gereken değerleri oktav bandı esasına göre belirlenmiş olur. Neyin kabul edilebilir ses seviyesi olduğunu bilmeleri halinde mühendisler cihazların ses gücü seviyeleri değerlerini kullanarak yaşanan hacimdeki ses basıncı seviyelerini istenen düzeyde tutmayı başarabilirler.

Ses seviyesi kriterinin oktav bandı esasına göre belirlenmesi durumunda hem ölçüm daha zordur. Hem de ilgili hesaplar daha uzundur. Bu nedenle daha basit ve sınırlı işlerde toplam ses basınç düzeyi kullanılır. Kullanılan toplama yöntemi genellikle yukarıda anlatıldığı gibi (LIN) lineer değil, ağırlıklı toplama olup, kullanılan ağırlık faktörlerine göre değişik isimler alır. Havalandırma işlerinde daha çok A-ağırlıklı toplama kullanılır. A-ağırlıklı toplama veya değerlendirme insan kulağının yapısına ve algılamasına daha uygundur. İnsan kulağı da gelen sesi lineer toplam olarak algılamaz. Bazı frekanslardaki sesleri filtreleyerek algılar. A-ağırlıklı değerlendirmede düşük frekanstaki sesler daha fazla filtre edilir. A-ağırlık ses düzeyi biriminin gösterimi $d\beta$ (A) şeklindedir. Tablo 3'te A-ağırlıklı değerlendirmede her frekans bandında çıkarılacak veya ilave edilecek ses basınç düzeyi değerleri verilmiştir. Buna göre her frekans bandında ölçülen ses basınç düzeyi değerinden bu tablodaki

değerler çıkarılarak bu frekans bandındaki filtre edilmiş (A-ağırlıklı olarak değerlendirilmiş) ses basınç düzeyi değerleri $d\beta$ (A) bulunur.

Frekans bandı Hz	$d\beta$ (A) değeri için çıkartılması veya eklenmesi gereken düzey
63	-26,2
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0
2000	+1,2
4000	+1,0
8000	-1,1

Tablo 3: A-ağırlıklı ses basınç düzeyinin bulunması için her frekans bandında çıkartılması veya ilâve edilmesi gerekli ses düzeyi

Bu değerlerin toplanması ile de A-ağırlıklı toplam ses basınç düzeyi değeri bulunur. Basit ses basınç düzeyi ölçen aletlerde sadece bu değer ölçülür. Dolayısı ile bir hacimde ses seviyesi 40 $d\beta$ (A) değerini aşması demek, bu hacimdeki sesin frekans bantlarına göre A-ağırlıklı toplamının 40 $d\beta$ (A) değerini aşmaması anlamına gelir. Tablo 4'te toplam $d\beta$ (A) değerinin bulunması, bir örnek üzerinde anlatılmaktadır. Ancak unutmamak gerekir ki $d\beta$ (A) cinsinden toplam değer, sesin karakteri hakkında fikir vermez, sadece aynı karakterde iki sesin düzeyini karşılaştırmaya yarar.

Frekans bandı... Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Linear ses basınç düzeyi $d\beta$	71	74	67	65	60	61	62	59
Çıkartılacak düzey..... $d\beta$	-26	-16	-9	-3	0	1	1	-1
A-ağırlıklı değer.... $d\beta$ (A)	45	58	58	62	60	62	63	58

Tablo 4: Oktav bandındaki ses basınç düzeylerinden, A-ağırlıklı toplam ses basınç düzeyinin bulunması

KAZAN DAİRELERİ

Bir kazan dairesinde algılanan ses doğrudan kaynaktan gelen ses ve duvarlardan yansiyarak gelen ses olarak iki kısma ayrılabilir. Her iki yolla dinleyiciye ulaşan sesin basınç düzeyine etkiyen pek çok parametre vardır. Öncelikle etkili olan odanın genel formudur. Odaları kübik, uzun ve yassı olarak üç ana sınıfa ayırmak mümkündür. Her üç sınıftaki geçerli sönüm kanunları ve hesap yöntemi farklı olacaktır. Bu çalışmada kazan daireleri kübik veya kübe benzer şekilde dikdörtgenler prizması olarak ele alınmış ve bu formlar için geçerli olan ifadeler kullanılmıştır. Eğer yankılanan sesin difüz olduğu ve kararlı duruma ulaşıldığı kabul edilirse; bu formdaki odalarda dinleyici konumundaki ses basınç düzeyi.

$L_p = L_w + 10 \log (Q_0/4\pi r^2) + 4/aS$ olarak ifade edilebilir. Burada

L_p = Belirlenen konumdaki ses basınç düzeyi, dB L_w = Kaynağın ses güç düzeyi, dB Q_0 = Yön faktörü

r = Kaynakla dinleyici arasındaki mesafe (m)

S = Oda iç yüzey alanı, (m²)

a = Odanın ortalama istatistiksel yutma katsayısı olarak tanımlanmışlardır. Kazan ses güç seviyesi kazan üreticileri tarafından frekans bantlarında verilmiş olmalıdır.

Yön faktörü, Q_0 kazanın oda içinde yerleşim şeklini göz önüne alan bir terimdir. Bu faktör çeşitli haller için aşağıdaki değerleri alır.

Oda ortasında döşeme üzerindeki kazan için, $Q_0=2$

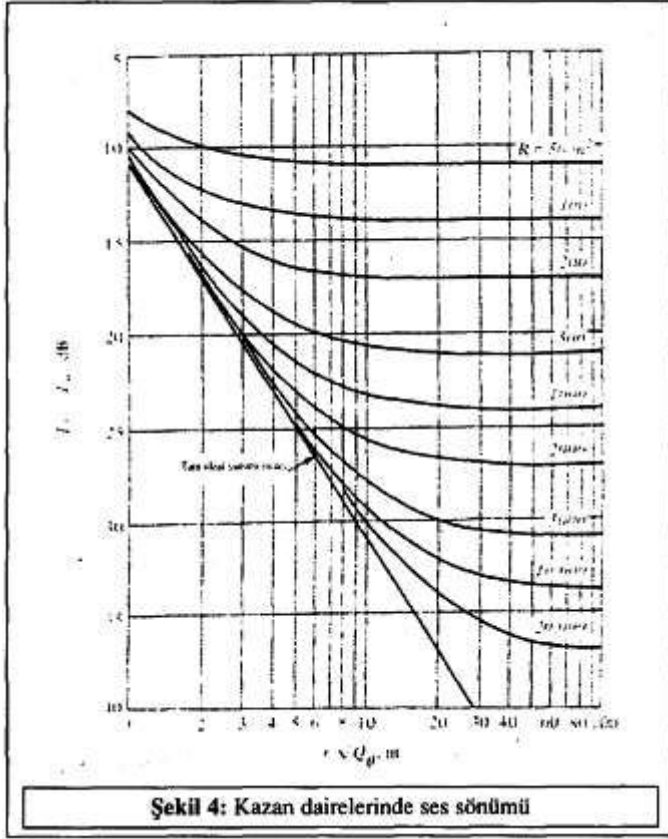
Döşeme duvar kesişme bölgesine yerleştirilmiş kazan için, $Q_0=4$

Köşeye yerleştirilmiş kazan için, $Q_0=8$

Ortalama olarak oda yutma katsayısı a odanın duvar, döşeme ve tavanlarında kullanılan malzemelerin yutma katsayılarından yararlanılarak aşağıdaki ifade ile belirlenir. $a = \sum S_i a_i / S$ Burada a_i her bir farklı malzemenin yutma katsayısı, S_i bu malzemelerin yüzey alanıdır. Çeşitli malzemeler için a_i yutma katsayıları literatürde verilmiştir. Özel akustik malzemeler için malzemenin kendi kataloglarına bakılmalıdır. Buna göre bir kazan dairesindeki ses basıncı düzeyi kazan dairesi büyüklüğüne, kazan dairesi yüzey malzemesi cinsine ve kazanın yerleştirilme biçimine bağlıdır.

Yukarıdaki şekilde bu parametrelerin etkisi toplu biçimde görülmektedir. Bu şekilde dinleyici konumunda ölçülen ses basınç düzeyi ile kazan ses gücü düzeyi arasındaki fark $(L_p - L_w) \cdot r / (Q_0)^{1/2}$ değerine bağlı olarak ve R parametre olmak üzere verilmiştir. Burada R oda sabiti olarak bilinir ve

$R = S a / (1 - a)$ şeklinde tanımlanır. Buna göre özel akustik yalıtım yapılmamış kazan dairelerinde ses yutulması çok azdır. Kullanılan normal inşaat malzemeleri beton, sıva, fayans, tuğla duvar yutma özellikleri açısından birbirine benzer ve bu malzemelerin yutma katsayıları çok düşüktür. Söz konusu malzemeler için literatürden alınan oktav frekans bantlarındaki yutma katsayıları değeri Tablo 5'te verilmiştir.



Görüldüğü gibi bu malzemelerin sesin yutulması yönünde etkileri yok denecek kadar azdır. Birinin yerine diğerinin kullanılması veya kazan dairesinin fayans kaplanması ses yutumuna fazla etkili değildir. Tam tersine oda yüzeylerinin tamamen böyle yansıtıcı yüzeylerle kaplanması halinde bir çınlama odası elde edilir ki, kazan sesinde hiçbir sönümleme etkisi olmadığı gibi bazı çok reverberant odalar halinde oda içindeki ses basınç düzeyinin, kazan ses güç seviyesinin üzerine çıkması bile mümkündür. Bu gibi durumlarda belirli yüzeylerin özel yutucu malzemelerle kaplanması gerekir. Kazan dairelerinde kullanılacak bu tip özel yutucu malzemelerin klasik yutucu malzemelere göre farklı özellikleri olması gerekir. Örneğin bu malzemelerin yıkanabilir veya kolay temizlenebilir olması önemli bir noktadır. Diğer aranılan önemli özellik ise yangın dayanımıdır. Şekil 4'ün incelenmesi ile aşağıdaki sonuçlara varılabilir.

Yapı elemanı	Oktav Frekans Bandı					
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz
Tuğla üzeri sıva	0.013	0.015	0.02	0.03	0.04	0.05
Beton üzeri sıva	0.012	0.09	0.07	0.05	0.05	0.04
Fayans	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
Beton	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
Ahşap kapı	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
Pencere	0.35	0.25	0.18	0.12	0.08	0.04
Akustik fayans	0.04	0.12	0.8	0.98	0.68	0.35

Tablo 5: Çeşitli yapı elemanlarının ses yutma katsayıları

1. Eğer odada yeteri kadar yutucu yüzey varsa, bu pahalı özel yutucu yüzey-miktarını daha fazla artırmak sönüm etkisini aynı ölçüde artırmaz.
2. Sönüm etkisi özellikle büyük kazan daireleri için önemlidir. Küçük kazan dairelerinde ve kazan yakınlarında direkt etki dominanttır ve oda yüzeylerinin yutuculuğu önemini göreceli olarak kaybeder.

Örnek Kazan Dairesi Ses Sönümleme Hesapları

Yukarıda anlatılan genel model çerçevesinde, özel olarak tarif edilen bir kazan dairesi için alternatif duvar, döşeme ve tavan malzemeleri kullanılması halinde odada meydana gelen sönüm düzeyleri (L_p - L_w) oktav bantlarında hesaplanmıştır. Bu amaçla hazırlanan programa alternatif konstrüksiyonlar girilerek elde edilen sönüm değerleri belirlenmiştir.

Duvarları ve döşemesi fayans, tavanı sıvalı beton olan bir kazan dairesinde (L_p - L_w) farkı $d\beta$ cinsinden Tablo 6'daki gibidir. Bu tabloda negatif değerler sönümü, pozitif değerler ise artırımı ifade etmektedir.

Oktav bandı (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
(L_p - L_w)	2.2	-0.4	0.5	0.4	0.5	0.8

Tablo 6: dB cinsinden ses basınç ve güç düzeyleri arasındaki fark (L_p - L_w)

Buna göre tamamen fayans kaplı bir kazan dairesinde dinleyici üzerindeki ses basınç düzeyi kazan ses güç düzeyinin üzerine çıkmaktadır. Yani fayans yüzeyler yansımalarla sesi kuvvetlendirmektedir. Bu durumda kazan dairesinde yutucu yüzeyler oluşturmak en uygun çözümdür.

Burada özellikle dikkat edilmesi gerekli bir başka önemli nokta kullanılacak yutucu yüzeylerin yutma karakteristikleridir. Genellikle kazan ses güç düzeyleri düşük frekanslarda yüksektir. Dolayısı ile seçilecek yutucu malzemenin özellikle düşük frekans bantlarında yutucu olması gereklidir.

YAPI AKUSTİĞİ

Kazan Dairesinden Komşu Hacimlere Ses Geçişi

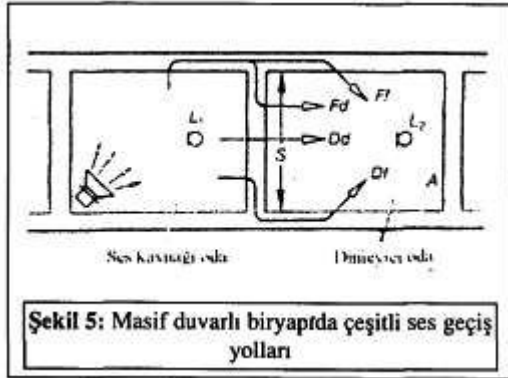
Şekil 5'te ses kaynağının bulunduğu hacimden, komşu hacme ses geçiş yolları görülmektedir. Burada esas ses geçiş yolu B_d ile gösterilen direkt geçiştir.

Ses kaynağı odadaki L_1 ile gösterilen ses basınç düzeyinin nasıl belirlendiği bir önceki bölümde anlatıldı. Burada 1 numaralı odanın kazan dairesi olduğu düşünülürse, problem 2 numaralı odada oluşacak L_2 ses basınç düzeyinin belirlenmesidir. Sesin bir numaralı odadan 2 numaralı odaya direkt geçmesinde ara duvarda iki önemli olay söz konusudur. Bunlardan birincisi, sesin yansımadır. Duvarın bir tarafındaki yüzeyi ne kadar yansıtıcı ise gelen ses aynı oranda geri döndürülecektir. Ancak bir önceki bölümde görüldüğü gibi ses kaynağı odadaki diğer yüzeylerin karakterinin büyük önemi vardır. Diğer yüzeyler yutucu ise ara duvardan yansıyan sesin tekrar buraya geri dönme olasılığı azalacaktır.

İkinci önemli olay ise ara duvar yüzeyinden giren ses enerjisinin duvardan geçişi boyunca sönümlenmesidir. Duvar ne kadar sönümleyici ise 2 numaralı odaya daha az ses enerjisi geçecektir. Bir başka deyişle duvarın ses geçiş direnci ne kadar büyükse aynı oranda daha az ses enerjisi diğer odaya geçecektir.

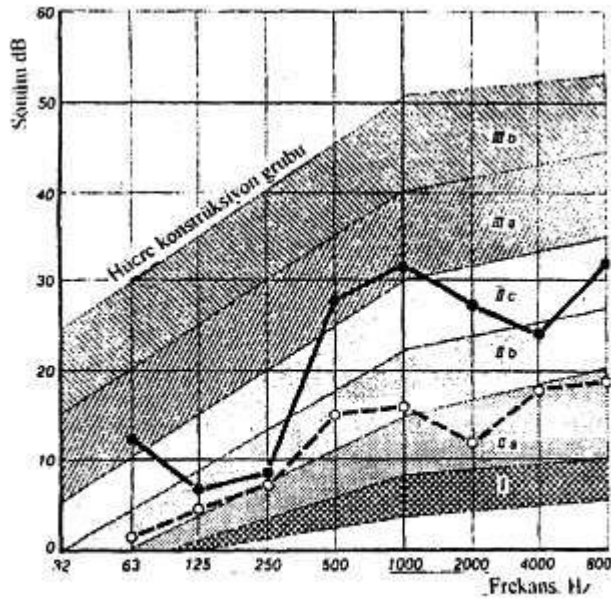
Unutulmaması gereken bir önemli nokta ise 2 nolu odada oluşacak ses basınç düzeyinin aynı zamanda bu odanın yüzeyinin yutuculuğuna da bağlı olduğudur. Eğer 2 nolu oda yutucu yüzeyleri içermiyorsa ara duvardan geçen ses enerjisi az bile olsa bu odada ses basınç düzeyi yüksek olacaktır.

Sonuç olarak; ses basınç düzeyi L_1 olan ses kaynağı oda (kazan dairesi) ile komşu oda göz önüne alındığında, komşu odada oluşan ses basınç düzeyi L_2 için aşağıdaki bağlantı kullanılabilir.



Malzeme ve yapı	Duvar		Ses sönüm R değerleri				
	Kalınlığı cm	Ağırlığı kg/m ²	125 dB	250 dB	500 dB	1000 dB	2000 dB
Masif taş duvarlar							
Gözeneksiz ve sıvasız beton	19	430	39	43	50	55	62
	15	350	38	42	47	54	61
	12	300	34	38	43	53	60
	7	170	32	33	37	44	51
	4	95	30	32	37	39	43
Kireçli kum taşı ve her iki tarafı sıvalı	24	480	41	45	51	57	62
her iki tarafı alçı kartonpiyer	12	260	38	39	41	49	57
	24	455	38	40	43	46	48
Her biri 17 cm çift kat beton + arada 3 cm cam yünü + sıvalı duvar	37	660	46	56	64	70	72
Dolu tuğla ve her iki tarafı sıvalı	24	480	40	46	51	54	59
	12	260	34	40	43	48	54
	7	170	31	37	42	46	49
Bimsli beton- dolu taş duvar sıvasız	12	145	10	10	11	13	20
Delikli tuğla duvarlar							
Delikli tuğla ve her iki tarafı sıvalı	24	390	36	42	48	55	56
	12	210	34	40	42	46	51
Bims- boşluklu taş ve her iki tarafı sıvalı	25	290	40	42	47	51	56
	17	245	33	35	40	47	52

Tablo 7: Bazı yapı çamurları duvarların R ses yutuculuğu değerleri.



Şekil 7: Çeşitli tip hücrelerin ses sönümü ve açıklıkların buna etkisi

- o — Klima cihazı, Grup 2 b, $\Delta LkA= 16$ dB (A)
- o --- Brülör hücresi, Plastik $\Delta LkA= 16$ dB (A)

$R = L_1 - L_2 + 10 \log S / A$ (dB) Burada

L_1 = Ses kaynağı odadaki ses basınç düzeyi (dB) L_2 = Komşu odadaki ses basınç düzeyi (dB) S = Ara duvarın komşu oda tarafındaki yüzey alanı (m²)

A = Komşu odadaki yutucu yüzey alanı (m²)

$A = \sum S_1 a_1$ olarak daha önceki bölümde tanımlanmıştı. Bu ifadede görülen R ise duvarın ses sönümleyiciliğini temsil etmektedir. Bu ifadeden anlaşılacağı gibi duvarın ses yutuculuğu frekansa göre değişmektedir. Tablo 7'de çeşitli duvar elemanlarının ses sönümleme değerleri frekansa bağlı olarak verilmiştir. Tek katmanlı duvarlarda ses sönümü esas olarak duvar kütlesi ile ilişkilidir. Duvar kütlesi ne kadar fazla ise sönüm de o kadar fazla olur. Bunun için ses geçirimsiz duvarların yoğun malzemeden ve kalın olması gerekir. Duvarda ses sönümünde ikinci imkan çok katmanlı duvar oluşturmaktır. Burada ses geçiş yönünde iki katı duvar arasında ses yutucu malzeme kullanılır. İki katı yüzey arasındaki mesafe yani cam yünü gibi ses yutucu malzemenin kalınlığı absorbe edilmek istenen sesin dalga boyu mertebesinde olmalıdır. İki katı yüzey arasında yansıtılan ses aradaki yutucu malzeme tarafından yutulur. Özellikle sönümleyici olması istenen duvarlar çok katmanlı yapılır. İlk katman yoğun malzemedir. Bu malzemenin kendi doğal frekansına karşı gelen frekansta sönüm etkisi çok azdır. Dolayısı ile bu frekansa karşı gelen dalga boyunda kalınlıkta ikinci katman hafif ses yutucu malzemedir. Son katman ise ses yansıtıcı katı bir malzemeden seçilir. Kalın veya yoğun olması şart değildir.

CİHAZLARIN HÜCRE İÇİNE ALINMASI

Ses yayan cihazlar akustik bir hücre içine alınarak, fonksiyonları etkilenmeden sessizleştirilebilirler. Bununla ilgili prensip şeması Şekil 6'da görülmektedir.

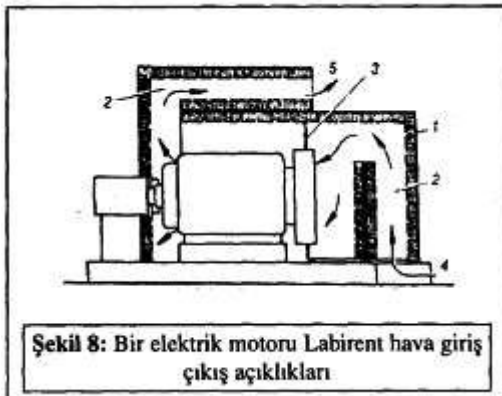
Talep grupları	Hücre konstrüksiyonu	Hücre duvarlarının yüzey yoğunluğu kp/m ²	Sızdırmazlık ve mütade edilen açıklık büyüklüğü %	Yapı yolu ile geçen ses yalıtımı (genellikle gereklidir ve uygulama biçimine bağlıdır)	A-ses düzeyi düşümü ort. dB(A)
I	Ses sönümleyici manto	5...6	Toplam açıklık <-%10	Yok	3...10
IIa	Ses yutucu kaplamasız tek kat hücre	5...15	Toplam açıklık <-%5	Titreşim yalıtımsız veya ses kaynağı tek kat elastik ayaklara oturuyor	5...15
IIb	Ses yutucu kaplamalı tek kat hücre (B tipi)	5...15	Toplam açıklık <-%5	Tek kat elastik ayaklar elastik malzeme ile yalıtılmış, hücre sızdırmaz ve yalıtımlı biçimde yapıya bağlanmıştır	7...25
IIc		20...25	Toplam açıklık <0,1	IIb gibi, titreşim sönümleyici	10...30
IIIa	Ses yutucu kaplamalı iki katlı hücre (A tipi)	Her kat 5...10 veya bütün olarak yaklaşık 100	Toplam açıklık <0,01	Çift elastik yataklama veya tek elastik ayak artı yalıtılmış karda, hücre sızdırmaz ve yalıtımlı biçimde yapıya bağlanmıştır	20...40
IIib		Her kat 10...15 veya toplam yakl. 400	Sızdırmazlık mümkün olan en iyi biçimde önlenmiştir	IIIa gibi	30...50

Tablo 8: Farklı hücre elemanlarında ses düzeyi düşümü

Hücre içindeki L_{w1} ses basınç düzeyi ile dışındaki L_{w2} ses basınç düzeyi arasındaki azalma aşağıdaki üç faktöre bağlıdır.

1. Hücre duvarlarının formuna ve malzemesine bağlı olan ses sönüm R değeri,
2. Hücre iç yüzeylerinin a absorpsiyon katsayısı, 3. Makina veya cihazın ses spektrumu. Buna göre hücre içine alarak ses basınç düzeyinde meydana gelen azalma

$DL = L_{w1} - L_{w2} = R - 10 \log 1/a$ (dB) Alman standartlarında (VDI 2711) akustik hücre konstrüksiyonları Şekil 7'de görüldüğü gibi olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Hücrenin ses yutuculuğunda içteki yutucu mantonun büyük bir etkisi vardır.



Yukarıdaki denkleme göre beklenen R hücre etkisi değerine ulaşabilmesi hücre duvarının konstrüksiyonunda aşağıdaki konuların yerine getirilmesi ile mümkündür.

- Hücre cihazı her tarafından gerekli sızdırmazlığı sağlayacak biçimde bohçalanmış olmalıdır. En küçük sızıntı hücre etkisini önemli ölçüde azaltır.
- Hücrenin kendisi yeterli gövde ses sönüm değerine sahip olmalıdır.
- Hücre yapıya ses geçimini önleyecek yalıtkanlarla bağlanmalıdır.

Yukarıda tarif edelin çeşitli hücre konstrüksiyonlarının yarattığı ses basınç düşümü Tablo 8'de verilmiştir. Bu tablonun incelenmesinden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir.

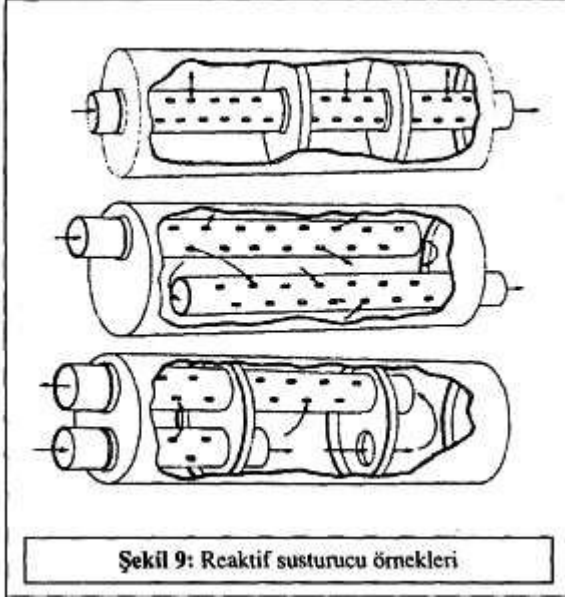
1. Hücrenin sızdırmazlığına bağlı olarak tek katmanlı yapılarda %0.5 sızdırmazlığa kadar (hücre dış yüzeyine kadar tariflenmiş), en fazla 25 dBA ses basınç düşümü eldesi hedeflenir. Bu şekildeki duvar konstrüksiyonları tipik olarak klima cihazları için kullanılır. Bu konstrüksiyonlarda sızdırmazlığı %0.5 değerinin altına indirmek zor olduğundan 25 dBA değerinin üzerinde sönüm elde edilemez. Pratikteki uygulamalarda elde edilen sonuçlar 15-20 dBA mertebelerindedir. Şekil 7'de 2b sınıfı bir klima cihazı hücresinin yarattığı sönümün ölçüm sonuçları görülmektedir. Brülör hücrelerinde gerekli olan hava giriş açıklıkları nedeniyle, hücre sızdırmazlığı göreceli olarak daha kötüdür. Buna bağlı olarak ses sönüm verimi daha yüksek olan hücreler kullanılmalıdır. Yine Şekil 7'de plastik bir brülör hücresi ölçüm sonuçları görülmektedir. Bu hücrelerde Şekil 8'de gösterilen benzer labirent hava giriş yolları yaratmak suretiyle sönümü iyileştirmek gerekmektedir.

2. Hücre duvarlarının ses geçirimsizliği açısından ağır malzemeden olması hücrenin yapıya oturduğu noktalarda yapıya ses iletmeyecek yalıtım önlemlerinin alınmış olması, hücre gövdesinin kendisinin titreşmeyecek şekilde rijit olması diğer önemli konulardır. Hücre konstrüksiyonunda bunlara dikkat edilmelidir.

SUSTURUCULAR

Akustik susturucular gaz akış yollarında ilerleyen ses dalgalarının sönümlenmesi amacı ile kullanılırlar. Pratikte kullanılan susturucuları, yutuculu (disipatif) ve reaktif olarak iki grupta toplamak mümkündür.

- Disipatif susturucular ses yutucu malzeme ile kaplanmış akış kanallarından oluşur.
- Reaktif susturucular ise yutucu içermeyen bir veya birden fazla elemandan oluşur. Birden fazla sayıda eleman bulunduğu bu elemanlar paralel veya seri bağlanabilir. Tipik reaktif susturucu elemanları olarak ani genişleme odaları, yan-kol (Helmholtz) rezonetörleri ve perfore (delikli) borular sayılabilir (Bakınız Şekil 9)



Disipatif susturucularda adından da anlaşılacağı gibi akustik enerji dispasyonla ısıya dönüştürülür. Ses dalgaları yutucu malzemeye çarptıklarında burada sönümlenirler, buna karşılık reaktif susturucularda temel işlev ses dalgalarını kaynağa doğru geri yansıtmaktır. Bu yansıtma sırasındaki kayıplar önemsizdir. Akustik enerjinin sönümlenmesi iç yansımalar sonucu uzayan akış yolu ve kaynaktaki yutulma sayesinde gerçekleşir. Bu tip susturucuların performansı kaynak ve terminal tarafının empedanslarına büyük ölçüde bağlıdır. Bu nedenle, bu tip susturucuların sistemde yerleştirilecekleri nokta kritik bir öneme sahiptir.

Disipatif Susturucular

Disipatif susturucular daha çok yüksek frekanslarda etkindirler. Bu tip susturucularda belirli sınırlayıcı şartların yerine getirilmesi halinde meydana getirilebilecek sönüm Sabın tarafından ortaya atılan aşağıdaki ifade ile yaklaşık olarak hesaplanabilir.

$$A = 1.05 \frac{P}{S} \alpha^{1.4}$$

Burada;

A = Sönüm (dB/m) P = Akış kesintisinin çevresi (m)

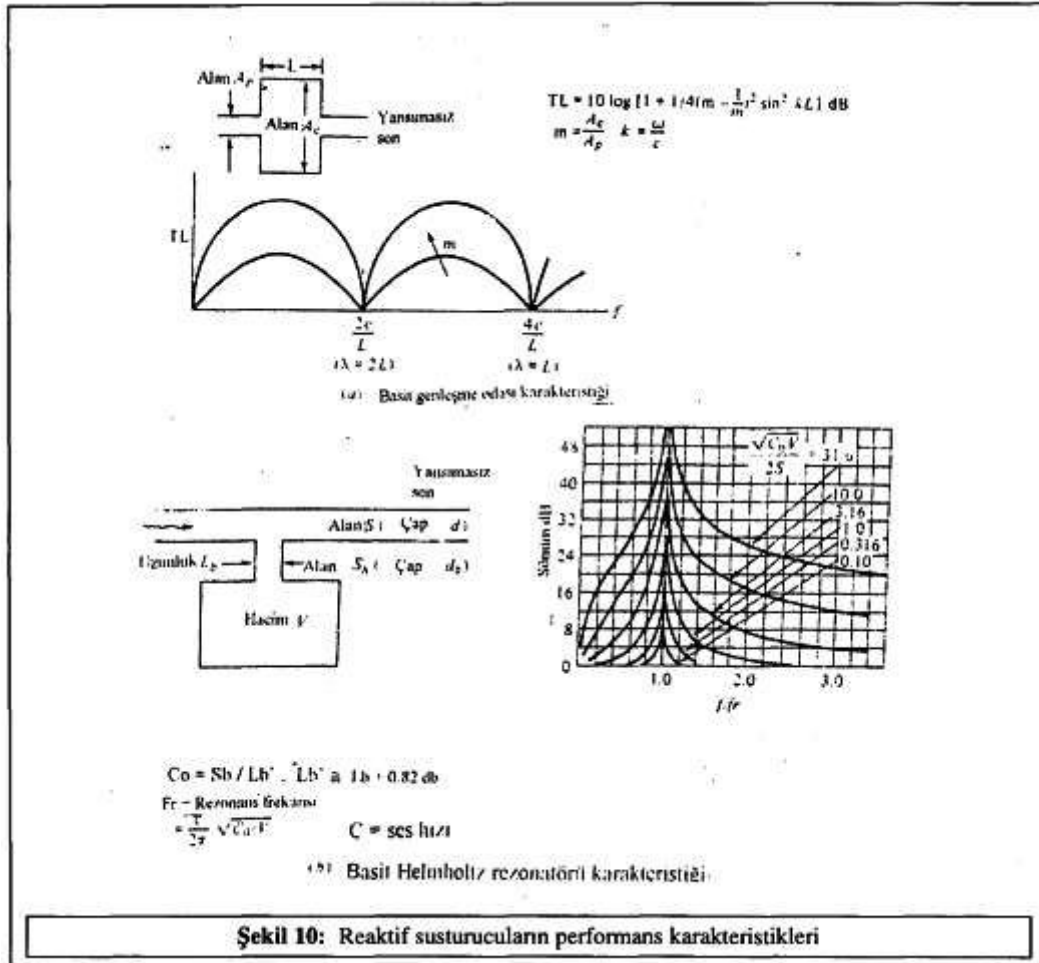
S = Akış kesit alanı (m²)

a = frekans bandında verilmiş yutucu malzemenin absorpsiyon katsayısıdır. Bu tip susturucularda susturucu boyu en az geçiş kanal ölçüsünün 2 katı uzunlukta olmalıdır. Gaz akış hızları 20 m/s değerinin üzerinde olmamalı ve akışın kendisi ses kaynağı olmamalıdır. En önemlisi de özellikle yüksek frekanslardaki ses dalgalarının yutucu malzeme üzerine çarpmadan doğrudan geçebilme şansını önleyebilecek şekilde geçiş kanalları ölçülerinin küçük tutulmasıdır. Geçiş kanalı ölçüsü söz konusu frekanstaki dalga boyunun 7 mislinden büyük olmamalıdır. Bu şartın yerine getirilebilmesi için bazı ticari susturucularda gaz geçiş yolları dalgalı yapılmaktadır.

Bu tip susturucuların seçiminde ticari ürün teknik bilgi föylerinden yararlanılabilir. İstenilen sönümü yaratacak susturucu bu kataloglardan belirlenebilir. Disipatif susturucu tasarımı yukarıdaki benzeri

formüller veya hazır diyagramlar yardımı ile yapılabilirse de, sonuçtaki ürünün yarattığı sönüm mutlaka deneylerle ölçülmeli ve ticari kataloglarda bu ölçülen değerlere yer verilmelidir. Disipatif susturucuların en önemli tasarım parametrelerinden biri de yarattıkları akış direncidir. Özellikle kazan duman yollarına yerleştirilen bu tip susturucuların yarattığı ilave direnç mutlaka dikkate alınmalı ve kazan çalışmasında bir problem oluşmaması garanti edilmelidir. Sözü edilen kataloglarda her susturucunun yarattığı akış direnci de verilir.

İçten akustik kaplı kanallar, dirsekler ve plenumlar da bir nevi disipatif susturucu olarak görev yaparlar. (Plenumlar aynı zamanda reaktif susturucu fonksiyonuna da sahiptirler). Ancak bu tip uygulamalar daha çok klima ve havalandırma tesisatında geçerlidir. Bu nedenle bu konu üzerinde durulmayacaktır.



Reaktif Susturucular

Reaktif susturucular, disipatif susturucuların en etkin olmadığı düşük frekans uygulamalarında ve yutucu malzemenin dayanmadığı uygulamalarda kullanılırlar. Buradan eğer mümkünse, disipatif susturucuların kullanılması, ancak bu tip susturucuların kullanılmadığı veya etkisiz kaldıkları hallerde reaktif susturucuların düşünülmesi sonucuna varılabilir. Reaktif susturucuların tasarımı güç ve karmaşıktır. Deneysel verilere dayanır. Başarılı olunabilmesi için pek çok faktörün dikkate alınması gerekir. Bu tip susturucuların seçimi ve kullanımı mutlaka uzmanlık gerektirir. Reaktif susturucuların yarattığı ses düşümü etkisi frekansla ve sistemde yerleştirildikleri nokta ile çok büyük ölçüde değişir. Halbuki disipatif susturucular frekansa göre daha üniform ve tahmin edilebilir sönüm karakterlidir ve yerleştirildikleri noktanın etkisi yoktur. Reaktif susturucuların tipik kullanma yeri örnekleri otomobil egzost susturucuları, generatör susturucuları ve endüstriyel proseslerde kullanılan susturuculardır.

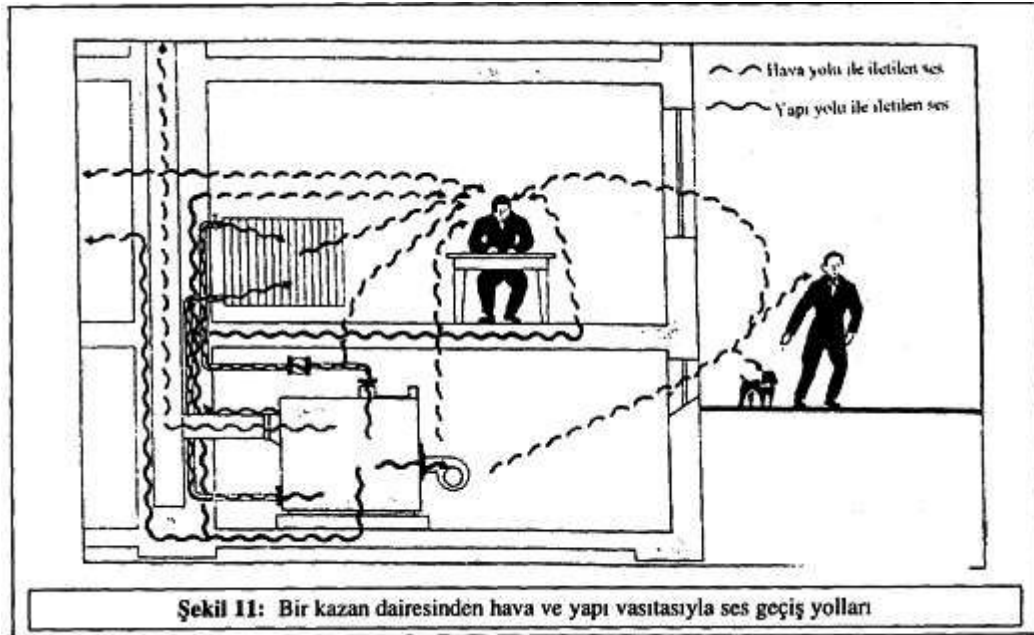
En çok kullanılan reaktif elemanlar genişleme odaları ve yan-kol (Helmholtz) rezonatörleridir. bu iki temel eleman performans verileri Şekil 10a ve b'de görülmektedir. Şekil 10a'da basit genişleme odası performansı görülmektedir, burada frekansa bağlı olarak susturucuya gelen ses ile çıkan ses şiddetleri oranı olan ses geçirgenlik kaybı, TL değerleri verilmiştir. Susturucunun yaratmış olduğu kaybın belirli frekanslarda maksimum ve belirli frekanslarda sıfır olduğu görülmektedir. Aynı şekilde Helmholtz rezonatöründe de sönümün belirli bir frekansta keskin bir şekilde maksimuma ulaştığı görülmektedir. Dolayısı ile reaktif susturucular eğer sönümlenmeli; istenen tek bir frekans değeri varsa, buna göre boyutlandırılarak kullanılır. Eğer daha geniş bir frekans aralığında sönüm isteniyorsa, bu elemanlar seri ve paralel bağlanarak belirli karakterde sönüm yaratılmaya çalışılır.

Kazan dairelerinde baca bağlantı kanallarında pratikte disipatif tip susturucular kullanılmakla birlikte, özel problemlerin çözümü için reaktif susturucular da kullanılabilir. Ancak böyle bir uygulamada uzman bir tasarımcıya ve detaylı akustik ölçümlere ihtiyaç vardır.

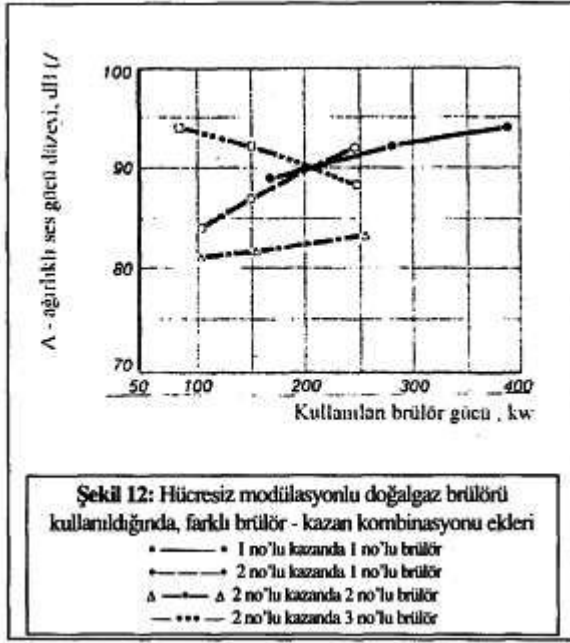
ISITMA TESİSATINDA SES PROBLEMİ

Isıtma tesisatında ses problemi esas olarak kazan dairesi kaynaklıdır. Burada asıl problem bir tek ürünle uğraşmaktan doğmaktadır. Her ne kadar ana ses kaynağı kazan gibi görülse de ortada bir sistem vardır ve bu sistemin elemanları tek tek farklı üreticilerin ürünüdür. Brülör, kazan, baca ve baca bağlantıları üreticileri veya yapımcıları farklıdır. Elemanların birbirleriyle bağlantısında çok sayıda kombinasyon ortaya çıkmaktadır. Isıtma sisteminde ses probleminin bir tek sorumlusu yoktur. Sonuçta problemin çözümü, yapıyı ve tek tek elemanların birbiri ile uyumunu birlikte ele almaktır.

Bir kazan dairesindeki gürültü iletişimi hava yolu ile ve yapı yolu ile olur. Şekil 11 'de bir kazan dairesinden çeşitli yollarla olan gürültü iletimi gösterilmiştir.



Burada kazan dairesindeki ses, kazan dairesinden komşu hacimlere hava yolu ile ileten ses ve baca yolu ile komşu hacimlere iletilen ses üzerinde durulacaktır. Yapı yolu ile iletilen ses ve titreşim konusuna hiç girilmeyecektir. Sadece sıcak su borularının genişlemesi sonucu oluşan ve yapı yolu ile iletilen ses üzerinde durulacaktır.



Kazan dairelerinde gürültü düzeyi DIN 4109'a göre konutlarda 85 dβ (A) değerini aşmamalıdır. Bu konudaki önlemler ve kazan dairelerinde gürültü düzeyi hesabı ile ilgili bölümlerde verilmiştir.

KAZAN - BRÜLÖR UYUMU

Bir kazan sisteminde ortaya çıkan gürültü kazan-brülör kombinasyonu tarafından belirlenir. Kazan tek başına ses kaynağı değildir. Gürültü brülörün çalışmasından, oluşan yanmadan ve yanma ürünlerinin duman yollarındaki akışından kaynaklanır. Bir sıcak su kazanında ana ses kaynakları:

- a) brülör sesi,
- b) yanma odasındaki yanma sesi,
- c) yanmanın ocak sonrası gaz akış yollarındaki yapı ile akuple olmasından doğan ses olarak sayılabilir.

Brülör sesi karakterini esas olarak motor devir sayısı, fan kanat sayısı ve pompa dişli sayıları belirler. Örneğin motor devir sayısı 2800 d/d ve fan kanat sayısı 36 olduğunda brülör için dominant frekans ($2800 \cdot 36/60 = 1700$ Hz) civarındadır.

Yanma odasındaki yanma sesi yanma odası boyutları, yakıt cinsi, türbülans boyutları ve seviyesi ile karışma biçimine bağlıdır. Bu ses daha çok düşük frekans karakterli uğultu biçiminde (roaring) kendisini duyurmaktadır.

Üçüncü tip ses ise tamamen gaz yolları ve doğa frekansları ile ilgilidir.

1. Yanmada oluşan belirli kararsızlıkların bu doğal frekansları tahrik etmesiyle ortaya çıkabilir. Bu ses belirli karakteristik frekanslarda pikler şeklinde kendini gösterir ve çoğu zaman özel koşullar altında oluşur.

2. Baca ve baca bağlantılarındaki yüksek direnç ve hızlar dolayısı ile yanmanın etkilenmesi ve akışta oluşan rahatsızlıklar nedeniyle ortaya çıkabilir. Bu rahatsızlıkların baca doğal frekanslarını tahrik etmesi ile düşük frekanslarda kuvvetli pikler meydana gelir.

Bütün bu gürültü aslında en iyi kaynaktan yani kazan - brülör uyumu ile, tekniğine uygun baca şartı ile

azaltılabilir. Ancak yukarıda ifade edildiği gibi olayı etkileyen pek çok faktör vardır. Dolayısı ile tamamen teorik olarak doğru çözümleri üretmek mümkün değildir. Bu konuda daha ziyade ampirik çözümler öne çıkmaktadır. Örnek olarak Şekil 12'de yapılan bir dizi deneyin belirli sonuçları verilmiştir. Farklı üflemeli gaz brülörleri ile farklı sıcaksu kazanları birlikte çalıştırılarak belirli güç aralıklarında oluşan ses - güç seviyeleri ölçülmüştür, bu deney sonuçları yanlış brülör seçilmesi durumunda bir kazan imalatçısını ne gibi güçlüklerin beklediğini açıkça ortaya koymaktadır. Aynı kazanda kullanılan üç farklı brülörün çok farklı ses gücü düzeyi oluşturdukları görülmektedir.

BRÜLÖR AYARI

Yukarıda ifade edildiği gibi brülörün kendisinin oluşturduğu mekanik ses, motor, yataklar, fan ve pompadan kaynaklanır ve hava ve gövde yolu ile yayılır. Ama asıl dengesiz üflemeden kaynaklanan ses önemlidir. Yakıt pompaları filtre ve pompa gövdesinde hafif tortu birikimi ile çalıştığında, istenmeyen gürültü gelişir.

Akış sesi brülör gövdesi ile fan çarkı arasındaki hava akışındaki düzensizliklere bağlıdır. Burada fanın konstrüksiyonu, akışkanlar mekaniği açısından en uygun kanat profili yapıp yapılmadığı çok önemlidir. Aynı şekilde brülörün yanma odasına bağlantısı önemlidir. Uygun olmayan hava regülatörleri ve klapeleri ses kaynağıdır. Emme tarafındaki kuvvetli kısılmalar ve buna bağlı dar kesitlerdeki yüksek hava hızları, brülörden ısıklı sesi gelmesine neden olur.

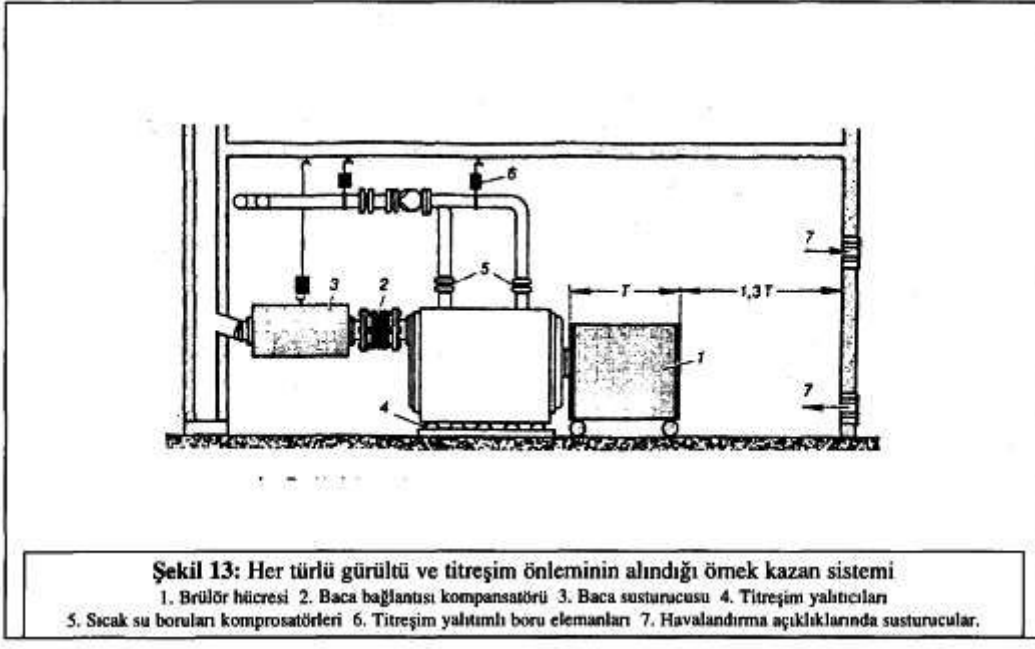
Brülör fanının basınç tarafında ocak kombinasyonunda türbülötör, elektrotlar, yakıt boruları veya alev gözleyici kontrol elemanları gibi direnç yaratan elemanlar hava akımında kuvvetli girdaplara (vortex) neden olurlar ve bu da her seferinde gürültü oluşumu ile sonuçlanır. Eğer motor veya fandan kaynaklanan bir akış bozukluğu özel bir doğal frekansı tahrik ederse, üfleme doğrudan gürültü de üretebilir.

Mekanik gürültü sadece üflemeli brülörler için geçerlidir. Buna karşılık akış sesi sıvı veya gaz yakıt üflemeli brülörler olduğu kadar, atmosferik gaz brülörleri için de söz konusudur.

Gaz veya sıvı yakıtlı bir yakma sisteminde ilk devreye girişte yakıtın tutuşması sırasında yanma odasında önemli bir ivmelenme ve basınç artışı oluşur. Bu ilk yanma ve tutuşma olayları sırasında ses düzeyi normal yanma ses düzeyinin yaklaşık 10 dB (A) kadar üzerine çıkar. Ani basınç yükselmesine bağlı olarak aynı zamanda kazanın başka bölümlerinde de, örneğin ateşleme klapeleri, temizleme kapakları, patlama kapakları saç dış kılıflarda gürültü oluşur. İlk ateşleme gürültülerinin azaltılması için hava fazlalık sayısının azaltılması ateşleme elektrot aralıklarının değiştirilmesi, yakıt püskürtme karakterlerinin değiştirilmesi (meme çapı, meme açısı veya püskürtme formu değişimi), yakıt pompası basıncının ayarlanması öngörülebilir. Doğal olarak kademeli yanma bu yöndeki en uygun önlemlerden biridir. Bütün üflemeli sıvı ve gaz yakıt brülörleri için ses yutucu brülör hücreleri kullanmak, brülör gürültüsüne karşı pratikte alınabilecek en iyi önlemlerden biridir. Ancak eğer brülörde geniş ölçüde bir ses sönümü elde edilmek isteniyorsa, her seferinde bütün brülörü kapatacak bir hücreyle uğraşmak gerekecektir.

Bu brülör hücresi kazana veya kazan üreticisine uygun olmalıdır. Zira farklı her kazan için farklı boyutlarda özel hücre gerekir. Dolayısı ile bu hücreler brülör üreticisinden çok kazan üreticisinin ilgi alanına girer. Buna karşılık ses sönümü tamamen brülör donanımına bağlıdır. Örneğin yutucu uygulanmış brülörde, önlem alınmazsa ses brülör bağlantısından ve yansıma ile kazan dış kabuğuna geçerek buradan odaya yansıyabilir.

Brülör hücreleri, tamamen hava sızdırmaz olmalıdır. Ses köprüleri kesinlikle önlenmiş olmalıdır. Özellikle bağlantılar, örneğin hücre ile kazan birleşmeleri tamamen sızdırmaz ve yutucu olmalıdır. Gaz yakıt brülörlerinde gaz borularının geçişlerinin sızdırmazlığının sağlanması güçlükler yaratır.



İyi bir brülör hücresinde kullanılan malzemenin cinsi, formu, kalınlığı ve sağlanan sızdırmazlığa bağlı olarak gerçekleştirebilecek ses düzey düşümü 7-15 dβ arasındadır. Yakma havası temini için gerekli açıklıklarda meydana getirilecek bir azaltma ve iyileştirme, ses düşümüne ilave olarak 10 kez daha azaltılabilir yani ilave 10 dβ kadar bir indirim daha sağlanabilir. Buna karşılık bu daraltma hava akış direncini artırır ve gerekli fan emiş gücü ihtiyacı artar. Bununla ilgili sonuçlara katlanmak gerekir. Brülör hücreleri aynı zamanda yangına karşı dayanıklı yani yanmaz olmalıdır. Sıvı yakıt yakıldığında sıvı yakıt ve nem emme kabiliyeti olmaması temizlik ve yangın emniyet açısından önemlidir.

Bir başka önemli nokta ise hücre yerleşmesi için kazan önünde yeterli yerin bulunmasıdır. Gerekli bakım vs. için hücre kolayca çekilebilmeli ve bununla ilgili yeterli yer bulunmalıdır.

Bir brülör hücresi kullanımına karar verilmeden önce, bir değerlendirme yapıp, buna gerek olup olmadığı ve hangi ölçüde gürültü düzeyi düşümü istendiği belirlenmelidir. Brülörden hava yolu ile kazan dairesinin dikkate alınan yüzeylerine önemli ölçüde gürültü yayımı söz konusu ise hücre yararlı ve gereklidir. Buna karşılık komşu hacimlere yapı yolu ile gürültü iletimi söz konusu ise bir brülör hücresi kullanımının problemin çözümüne yararı yoktur.

KAZAN

Daha önce de ifade edildiği gibi, yanlış olarak kazanlar gürültü kaynağı olarak bilinirler. Aslında akustik olarak kazanlar gürültü kaynağı değildir. Fakat rezonans ortamı oluşturabilirler ve böylece brülörün çalışması ve yanma yoluyla oluşan belirli frekanstaki dalgalar burada kuvvetlendirilebilirler. Kazandan gelen gürültünün esas kaynağı birinci derecede ocaktaki yanma reaksiyonudur.

Yanlış regüle edilen veya kötü kurulan kazanlarda oluşan uygun olmayan kazan iç akış gürültüsü veya ikincil gürültüler istisnai durumlardır. Burada tekniğine uygun sistemler göz önüne alınacaktır.

Yanma fiziko kimyasal bir tepkimedir ve kaçınılmaz olarak gürültü içerir. Reaksiyon bölgesinde alevde ısı enerjisi ve akustik enerji yani ses dalgaları açığa çıkar. Bu ses kazan boyunca taşınır ve kazan dış yüzeylerinden kazan dairesine gürültü olarak yayılır. Bu kazan dairesine yayılan gürültü az veya çok hava yoluyla buradan komşu hacimlere gereken, aynı zaman da yapı yolu ile de yayılır.

Günümüz sıvı ve gaz yakıt yakıcılarında reaksiyon sonunda türbülanslı alev oluşur, böylece hava ve yakıtın mükemmel karışımı ve göreceli olarak küçük bir hacimde tam yanması mümkün olur. Bu

şekildeki yoğun yanma biçimi aynı zamanda gürültü düzeyini de artırır. Yanma odası ve kazan kaynaklı gürültünün sönümünde en akıllıca yöntem yanmanın tamamını bir bütün olarak ele almak yerine bunu ikiye ayırmaktır. Olayın primer tarafında brülör vardır sekonder tarafında da ısıtma ve duman yolları bulunmaktadır.

Rezonans oluşumu halinde yanma sesi şiddetlenir. Rezonans olayına yanma odasında basınç dalgalanmaları eşlik eder ve (pulsating) titreşen bir alev oluşur. Pulsasyon uygun olmayan bir durumdur ve akustik olarak çok yüksek ses düzeylerine ulaşılır. Pulsasyon gürültüsünün görülmesi ancak brülör yanma odası ve sonrasındaki gaz yollarının, uygun bir biçimde arka arkaya denk düşmesi ile mümkündür. Özellikle brülör sisteminin düzeni, böyle bir tehlikenin ortaya çıkması açısından çok önemlidir.

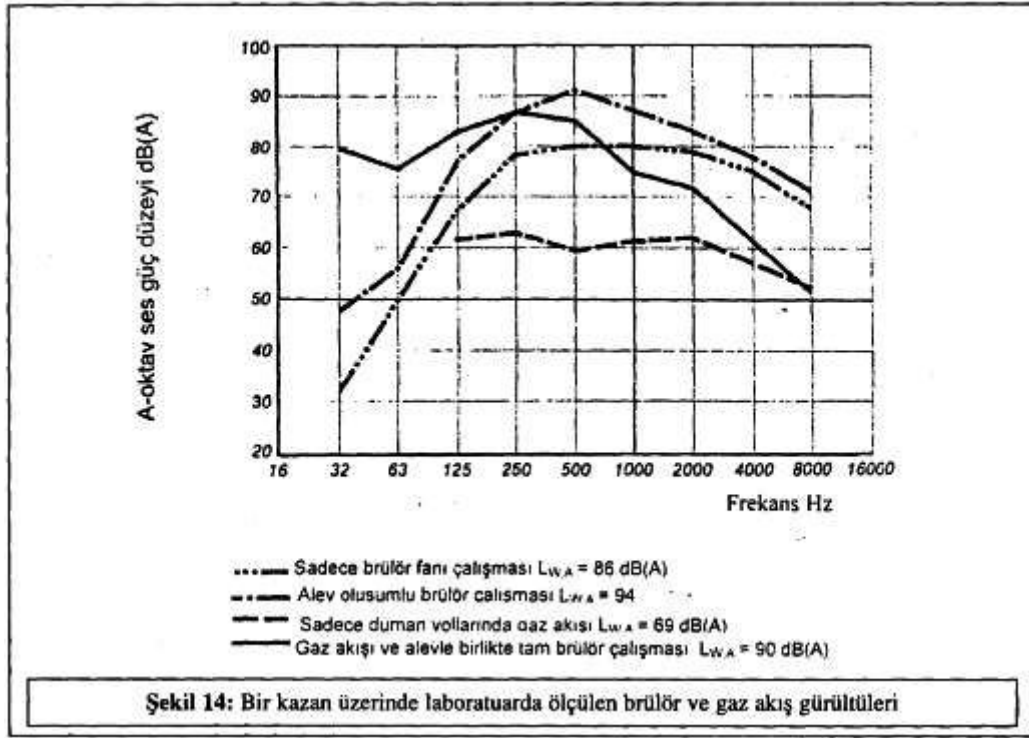
Pulsasyon brülör modifikasyonu ile örneğin ateşleme elektrot aralığının değiştirilmesi veya püskürtme karakteristiğinin değiştirilmesi (memes büyüklüğü, açısı veya pompa basıncı değiştirilerek) yardımı ile önlenir. Ekstrem durumlarda brülör değişikliği yapmak, farklı üfleme yapan dolayısı ile çalışma noktası farklı bir brülör kullanmak gerekebilir.

DUMAN YOLLARI

Yanma odasında ve ısıtma yüzeylerinde gelişen gürültü kendisini kazan baca bağlantısında ve bacada gösterir. Bu ses baca ve baca bağlantı kanalı dış yüzeylerinden hava yolu ile yayılır. Bu ses aynen otomobillerde olduğu gibi, kazan çıkışında baca bağlantısına yerleştirilecek bir susturucu ile sönümlenerek, bacaya taşınması önlenir.

Baca susturucuları ses absorpsiyonu (yutumu) esasına göre çalışır ve kazan serilerine paralel olarak üretilir. Her özel kazan tipi için ona uygun bir susturucu dizayn etmek gerekir. Aynı zamanda deneysel olarak da susturucunun test edilerek uygunluğu görülmelidir. Susturucular silindirik veya kübik formda olabilir. Bir temizleme kapağı yardımı ile temizlenebilir olmalıdırlar. Ayrıca özellikle doğalgaz yakıtlı sistemlerde kondensasyona karşı, drenaj imkanı düşünülmelidir. Bağlantılarında titreşim

yalıtıcı flanş kullanılarak veya tamamen esnek bağlantı (kompansatör) ile yukarıdan asarak, Şekil 13'deki gibi monte edilebilir. Baca susturucuları 10 ile 50 Pa mertebelerinde bir basınç kaybına neden olurlar. Bu durumun baca hesabında veya brülör fanı seçiminde veya zorlanmış çekişte aspiratör hesabında göz önüne alınması gerekir.



VDI 2715 esaslarına göre 100 kW gücün altında bir titreşim yalıtımı gerekli değildir. Buna rağmen problemler çıkabilir. Bu özellikle kazan baca sistemi, doğal frekansı 15-40 Hz arasında bulunan bir titreşim sistemi oluşturduğunda geçerlidir. Duman yolu ne kadar uzunsu ve baca ne kadar yüksekse, doğal frekans aynı oranda düşüktür. Sistemin doğal frekansı yaklaşık olarak,

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V \cdot h}}$$

ifadesi ile bulunabilir. Burada,
 $c = (\text{m/s})$ olarak duman gaz içindeki ses hızıdır $c = \sqrt{386 \cdot T_A}$ alınabilir.

$T_A = (\text{K})$ gazın çıkışı ile baca ağzı arasındaki ortalama mutlak baca gazı sıcaklığıdır.

$A = (\text{m}^2)$ baca kesiti

$V = (\text{m}^3)$ yanma odası hacmi

$h = (\text{m})$ bağlantı kanalı dahil baca yüksekliğidir.

5 Hz bölgesinde ise ses dalgalanmaları kazana monte edilen ekipmanlar ve duman gazı kanallarında kuvvetli mekanik titreşimlere neden olur.

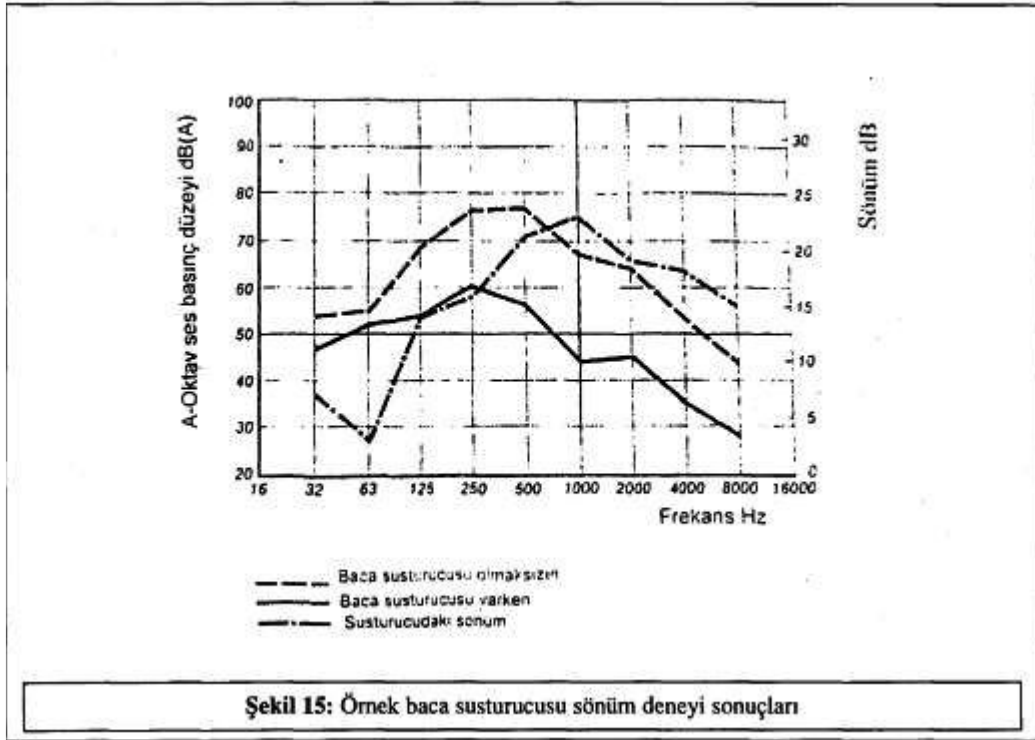
Bunun dışında yanma odasının doğal frekansı tahrik edilebilir. Bu durumda yanma odası içinde durağan dalga oluşur ve bu aynı zamanda duyulan en pes kazan sesine karşı gelir.

Bu gibi durumlarda baca susturucusu, bunun ön ve arka bağlantılarında kompensatörler (Şekil 13'teki gibi) kullanılması, vaziyeti her zaman istenen biçimde düzeltmez. Bunun yerine öncelikle aşağıdakileri yapmak daha iyidir.

- Ya baca yüksekliğini ve baca bağlantı kanalı uzunluğunu değiştirmek.

- Veya kazan-baca-sistem tahrikinin nedenlerini araştırmak gerekir. Örneğin ocağa hava veya gaz besleme biçimi tahrikin nedeni olabilir. Gaz akışında oluşan bir Karman girdap yolu yanma odasındaki durağan dalganın nedeni olabilir.

Bir baca susturucusunun gerekliliği proje aşamasında ortaya konamaz. Kazan üreticileri kendi kazanları için bacadaki ses gücü düzeyini vermezler. Bu önceden görülmeyen pek çok faktöre bağlıdır. Montajın son aşaması bitip, kesin durum ortaya çıkmadan ses düzeyine pek çok ilave olabilir. Şekil 14'de görüldüğu gibi ilginç değerler ortaya çıkabilir. Bir kazanın brülör - baca gürültüsü laboratuvar test sonuçlarının görüldüğu bu şekilde brülör ve kazan kombinasyonu, toplam ses gücü, tek tek bileşenlerin ses güçlerinden çok farklı karakterdedir. Bu nedenle baştan baca susturucu konulması öngörülmez.



Şekil 15: Örnek baca susturucusu sönüm deneyi sonuçları

Ancak kazan yerleşimi, kanal ve baca boyutları bu bölümde verilen sistem doğal frekansını uygun değerlere çekmek üzere planlanabilir.

Kural olarak yutucu tip baca susturucularında 10-15 dB (A) ses düzeyi düşümü hedeflenir. Ancak düşük frekanslı sesler bu tip susturucularda daha az sönümlendiğinden daha yüksek kalırlar. Şekil 15'te susturucu olmadan ve susturucu takıldıktan sonra 1/1 oktav bantlarında A ağırlıklı ses basıma düzeyleri verilmiştir. Aynı Şekil üzerinde susturucunun sönüm etkisi de, Őeklin sağından okunmak üzere, işaretlenmiştir. Burada A-ağırlıklı ses düzeylerinde daha önce anlatıldığı gibi özellikle düşük frekanslarda fazla olmak üzere (örneğin 31.5 Hz'de - 39 dB) indirim yapıldığı unutulmamalıdır. Doğal olarak susturucu konstürksiyonuna bağlı olarak sönüm karakteri farklı olacaktır.

Oktav bandı	Ses basınç düzeyi (dB)	
	1. Hal	2. Hal
63	80,9	73,4
125	82,0	77,5
250	77,9	75,7
500	60,0	60,5
1000	45,7	47,4
2000	43,5	48,6
4000	45,9	50,7
8000	38,7	42,7
A-Ağırlıklı toplam ses düzeyi	73,1 (dBA)	67,5 (dBA)

Tablo 9: Örnek ölçüm sonucu

Duman yolları ve baca üzerinden komşu hacimlere ses geçişi olur. Burada kanalların bacaya bağlantısı ve bacanın duvarlara bağlantısı, döşeme ve çatı geçişleri ve baca şapkasının önemi vardır. Büyük kazanlar bir , kaideye oturmalıdır. Kazanın kaideye oturmasında titreşim ve ses yalıtımı kullanılmalıdır. Bacanın dıştan akustik yalıtımı özellikle havalandırma boşluklarından veya yaşanan hacimlere komşu şaftlardan geçen bacalarda büyük önem taşır. Bacanın sadece cam yünü ile sarılması bir akustik yalıtım değildir. Bunun tekniğine uygun yapılması gerekir.

Bütün alınan önlemlerde ses köprülerine özellikle dikkat edilmelidir. Örneğin baca bağlantı kanalı ile baca bağlantısında bir ses sönümleyici kullanılmalıdır.

Ayrıca unutulmaması gereken bir başka husus, tekniğine uygun olarak yapılmış, iyi dizayn edilmiş sistemlerin ses açısından da sorun yaratma ihtimalinin az olmasıdır. Bir kazan eğer uygun çapta, uygun eğimde ve uygun uzunlukta yalıtımlı bir kanalla; mümkünse dirsek kullanmaksızın bacaya bağlanırsa, baca çapı ve yapısı yeterli ve standartlara uygun ise, kazana uygun bir brülör seçilmişse ve kazan yanma odası tekniğine uygun konstrükte edilmiş ve boyutlandırılmışsa normal şartlarda böyle bir sistemde aşın ve rahatsız edici bir gürültü oluşmaz. Genellikle şikayet konusu olan kazan daireleri, dönüşüm şikayet konusu olan kazan daireleri, dönüşüm yapılan, yetersiz çapta baca kullanılan, baca bağlantı kanallarının çok dar bir alanda keskin dirseklerle büyük direnç yaratarak bacaya bağlandığı kazan daireleri olmaktadır. Aynı şekilde bacanın apartman aydınlıklarından geçirildiği veya mevcut tuğla baca içine geçirilen çelik kılıfın eğilip büküldüğü veya daraltıldığı yerlerde sorunlar yoğunlaşmaktadır. Bu gibi yerlerde baca kanalına herhangi bir susturucu yerleştirmek sorunu çözmek yerine ağırlaştırmaktadır.

Örneğin susturucu takıldığı halde şikayetlerin devam ettiği bir apartmanda mevcut ticari susturucu dahil bütün baca kanalının sökülerek yerine daha geniş ve daha az sayıda; daha geniş radyüslü bir bağlantı kanalı takıldığında, yani baca gazlarının akışı rahatlatıldığında (susturucu olarak kanal geçiş kesitini değiştirmeyen yaklaşık 40 cm uzunlukta içten akustik kaplama kullanılmıştır), kazan dairesinde oktav bandında ölçülen ses basınç düzeyleri Tablo 9'da verilmiştir.

Buna göre ses basınç düzeyinde 5.6 dBA mertebesinde bir düşme elde edilmiştir. Özellikle eski kömürlü sistemlerin üflemlerli brülörü doğalgaz sistemlerine dönüştürülmesinde karşılaşılan gürültü problemlerinde, gelişigüzel brülör hücresi ve baca susturucusu kullanarak çözüm aramak çoğu zaman yararsızdır.

1. Öncelikle bu gibi dönüşümlerde ses açısından duyarlı bir durum varsa atmosferik brülörlü kazanlar seçilmelidir.

2. Eğer üflelemeli brülörü kazanlar kullanılmak zorunda ise, sistemin tekniğine uygun yapılması çok önemlidir.
3. Yapılan bir sistemde gürültü şikayeti varsa, öncelikle sistem bir uzman gözü ile araştırılmalı ve gürültü kaynağı veya kaynakları belirlenmelidir.
4. Buna göre öncelikle konstrüktif önlemler alınmalıdır.
5. Sönümleme gerekiyorsa, en azından 1/1 oktav bantlarında ölçüm yapılarak amaca uygun susturucu ve sönümleyici seçimi veya tasarımı yapılmalıdır.

BORU TESİSATI VE RADYATÖRLER

Kömür yakan kalorifer sistemlerinden doğal gaz dönüşüm yapıldığında en çok karşılaşılan gürültü problemlerinden biri de ısıtma boruları ve radyatörlerde duyulan darbe sesidir. Normal gece söndürülen sistemlerde sabah ilk harekette ve gece söndürülmesi sırasında duyulan bu ses, yanlış yapılmış tesisatta normal on-off çalışma sırasında da devam etmektedir.

Çekiç darbelerine benzeyen bu ses ısı genleşmeden kaynaklanmaktadır. Borularda ortaya çıkan ses tesisatta iletilmekte ve radyatörlerden adeta bir hoparlör gibi odaya yayılmaktadır. Eğer boru tesisatı ısı genleşmeleri alacak şekilde doğru yapılmışsa böyle bir sesle karşılaşılmaz. Bunun için ana borular yaklaşık her 30 m düz gidiş için bir kompensatörle donatılmalıdır. Kompensatör kullanılan tesisatta kayar ve sabit mesnet konstrüksiyonu ve yeri doğru seçilmelidir. Duvar, döşeme geçişlerinde boru çevresi uygun şekilde kovanlanmalıdır. Branşmanlar en az 1 m uzunlukta olmalı, branşman duvar borularından kolonlara geçişler tekniğine uygun olmalı ve esneyebilmelidir. Eğer bunlar yapılmaz ve boru sistemi rahatça genleşemezse hızlı su sıcaklığı değişimlerinde vuruntu sesi kaçınılmazdır. Kömürlü sistemlerde su sıcaklığı değişimi çok yavaş olduğundan yanlış sistemlerde de bu tür bir ses problemi ile genelde karşılaşılmaz. Ancak on-off çalışan güçlü doğalgaz sistemlerinde belirli bir aralıkta su sıcaklığı sürekli dalgalanmaktadır ve değişim hızı çok yüksektir. Özellikle soğuk havalarda tam kapasitede çalışmada şikayetler daha da artmaktadır.

Bu problemin çözümü ve yapılmış bir tesisatın düzeltilmesi çok güçtür. Çözümde en etkili imkan kompensatör ve esnek bağlantılar kullanılmasıdır. Boru duvar geçişleri ile tutturma elemanlarının (kelepçeler) gözden geçirilerek buralarda elastik malzemedan dolgu veya conta (ara eleman) kullanılması bir başka etkili önlemdir. Bu problemin çözümünde kazan çalışma rejiminin değiştirilmesi, brülör ayarı gibi önlemler pratik değıldir.

Hidrolik olarak doğru dizayn edilmiş ve doğru uygulanmış sıcak sulu ısıtma sisteminde tesisatta başka gürültü sorunu olmaz. Ancak

1. Yüksek pompa basınçlarında termostatik vanalar kısıtığında paralel radyatörde akış sesi duyulur.
2. Bir başka ilginç olay radyatör - boru sisteminin bir telefon gibi bir odadan komşu odaya ses taşınmasıdır.
3. Yanlış hidrolik dizayn yapılan tesisatta yüksek akış hızlarında ani kesit değışikliklerinde ve düşük statik basınç noktalarında kavitasyon ve buna bağlı ses oluşur.
4. Yüksek akış hızlarında su akış sesi duyulur. Isıtma tesisatında su hızı konutlarda 1 m/s değıerini geçmemelidir.
5. Örneğın çek valfler gibi, yanlış armatür seçimi de tesisatta sese neden olabilir.

KAYNAKLAR

(1) Noise Control For Engineers, H. Lord, W.S. Gatley, H.A. Evensen, Mc Graw-Hill Book Comp. 1980

(2) Environmental Acoustic, L. Doelle, Mc Graw-Hill.

(3) ASHRAE Handbook Fundamentals, 1993

(4) A Practical Guide to Noise and Vibration Control for HVAC Systems, Mark E. Schaffer, ASHRAE, 1993

(5) Noise and Vibration Control in Buildings, Robert S Jones, Mc Graw-Hill Book Comp. 1984

(6) Handbuch für Heizungstechnik (13.Bölüm), Buderus, Beuth Verlağ, 1994

*Bu makale III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir kitabından alınmıştır.