

## Termoakustik soğutucu analizi

İbrahim GİRGİN\*, A. Feridun ÖZGÜÇ

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Enerji Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

### Özet

*Ses dalgaları içerisindeki basınç salınımları ile birlikte gerçekleşen sıcaklık salınımları sonucu akışkan ve akışkana temas eden katı yüzey arasındaki ısı etkileşimleri termoakustik olarak adlandırılır. Termoakustik sistemlerin maliyetlerinin düşük, yapılarının basit olması, atmosfere zarar veren gazlar kullanmaması, hareketli parçalarının bulunmaması gibi sebeplerle, klasik soğutma sistemlerine göre pratikteki verimlerinin düşük olmalarına rağmen üzerlerindeki ilgi artarak devam etmiştir. Termoakustik soğutucular geleceğin soğutma teknolojilerinden birisi olmaya adaydır. Bu çalışmada atmosferik hava ile çalışan basit bir termoakustik soğutucu dizayn ve inşa edilmiş, daha sonra sistem üzerinde çeşitli inceleme ve analizler yapılmıştır. Sistemin rezonans frekansları birinci harmonikten itibaren yaklaşık olarak 112 Hz, 180 Hz, 300 Hz olarak ölçülmüştür. Akustik kaynak olarak bir hoparlör kullanıldığından ideal rezonans tüpünden farklı olarak kapalı uçta hız nodunun oluşmadığı görülmüştür. Daha sonra sistemdeki basınç dağılımının şeklinin akustik kaynak genliğine bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Ardından üç farklı uzunlukta yığın kullanılarak farklı yığın pozisyonlarında yığın üzerindeki sıcaklık dağılımları ve yığın uçları arasındaki sıcaklık farkları ölçülmüş ve teoriyle karşılaştırılmıştır. Yığınların her iki ucu arasında en yüksek 27.6°C sıcaklık farkı ölçülmüştür. Daha sonra rezonans tüpü içerisinde yığının varlığının ve pozisyonunun sistemin basınç dağılımı ve rezonans frekansı üzerine etkileri incelenmiştir. Yığının sistem içindeki varlığının ve pozisyonunun sistem çalışma frekansını ve basınç antinod pozisyonunu etkilediği gözlenmiştir. Son olarak sistemin çalışma frekansındaki kaymaların sistem performansı üzerine etkileri incelenmiştir.*

**Anahtar Kelimeler:** Termoakustik, termoakustik soğutucu, termoakustik makine.

\*Yazışmaların yapılacağı yazar: İbrahim GİRGİN. girginibrahim@gmail.com; Tel: (533) 215 48 27.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Enerji Programı'nda tamamlanmış olan "Termoakustik soğutucu analizi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 20.11.2007 tarihinde dergiye ulaşılmış, 30.01.2008 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.07.2009 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

## Analysis of thermoacoustic cooler

### Extended abstract

Acoustic waves consist of pressure, displacement and temperature oscillations as a response to the pressure variations. The interaction of these effects in gas close to a solid surface generates thermoacoustic oscillations. At the solid surface heat can be extracted or supplied to the gas. The result of this interaction is that acoustic work is absorbed in order to transport heat, generating a temperature gradient along the solid surface. While in the reverse case a sound wave is sustained in case of a large temperature gradient along the solid surface. Utilizing this effect, heat can be transferred from a low temperature source to a high temperature source by a thermoacoustic refrigerator, while the opposite process can be achieved by a thermoacoustic prime mover which converts heat applied on solid surface to acoustical work.

Thermoacoustic effects have attracted the scientist's attention for over two centuries. But a quantitatively accurate understanding was not achieved until Rott's (1969) studies, which has been confirmed experimentally by Yazaki et al (1979).

Many thermoacoustic engines have been constructed and analyzed till now with an increasing interest. One reason for the increasing interest in thermoacoustics is from its potentiality of environment protection. Conventional refrigerators with freon gas as their working fluid are being prohibited because of its destruction of ozone layer. But the thermoacoustic engines do not use any harmful working fluid. They use mainly helium, or helium with argon, neon, xenon or such inert gaseous. The other reason is that conventional systems have moving parts, so they are less reliable and more expensive than thermoacoustic devices. Because thermoacoustic devices use no moving parts, no close tolerances, no exotic materials, the interests on thermoacoustic engines have increased a lot.

In this study a thermoacoustic cooler working with atmospheric air was designed and constructed. A systematical approach was followed to design the device which had been proposed by Tijani. The system was constructed with a speaker as the acoustical source, resonator, stacks at different lengths, stack holder, signal generator, amplifier, temperature and pressure measurement system.

After constructing the thermoacoustic device, pressure distributions in the resonator at various resonance frequencies were examined. The resonance frequencies of the system were approximately measured at 112 Hz, 180 Hz and 300 Hz starting from the first harmonics. The theoretical and experimental pressure distributions were compared. Changes of pressure antinode position with respect to acoustical source amplitude at resonance frequencies were studied theoretically and experimentally. The analytical and experimental results were compared.

Three stacks at different lengths were constructed. After that the temperature distributions on the stack at different stack positions were examined and compared to the theoretical results with and without taking care of axial conduction effects. The maximum temperature difference, measured between the tips of the stacks are 20.4°C (10 cm length stack), 21.4°C (15 cm length stack), 27.6°C (22 cm length stack). It was concluded that the axial conduction effects are important in a system at low power. It was also measured the steady state temperature distribution on stack, and it was seen that it was linear as it should be.

Later it was examined how the existence and the position of the stack affects the pressure distribution and the resonance frequency of the system. It was concluded that the existence and the position of the stack in the resonator affects the resonance frequency and pressure antinode position. In the experiments, it was measured that the resonance frequency of the system was changed between 108 Hz and 112 Hz depending on the stack position while the resonance frequency of the empty resonator is 112 Hz.

Despite the fact that pressure antinode position from open end of the resonator was measured 72 cm at empty resonator resonance frequency, it was observed that the pressure antinode position decreased down to 66 cm as a result of the stack inside the resonator.

At the end it was examined how slight frequency changes affects the system performance. It was measured that a few Hertz frequency changes does not affect the system performance a lot, but there is a sharp decrease at the system performance if the frequency changes are larger than a few Hertz.

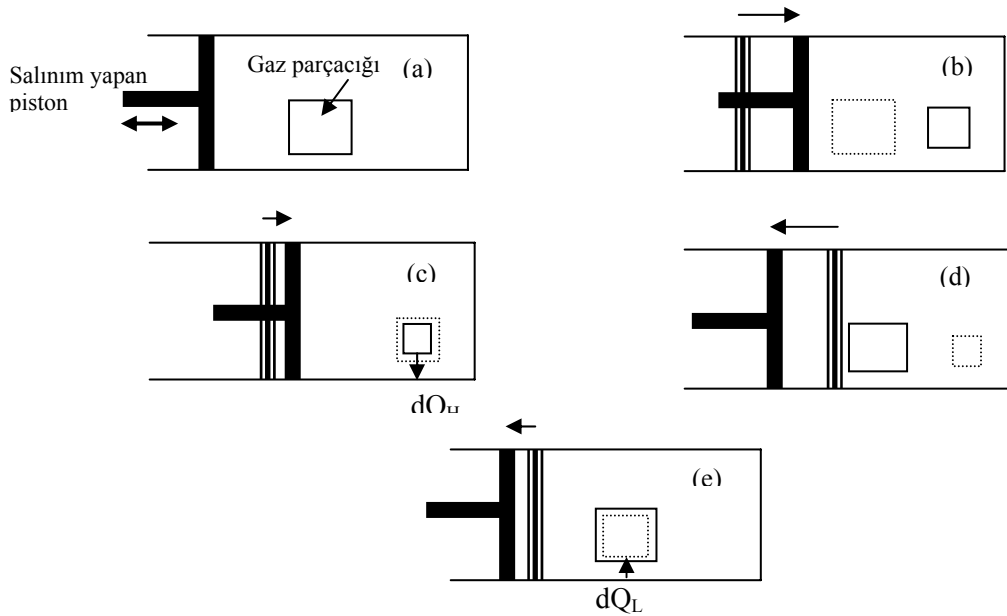
**Keywords:** Thermoacoustics, thermoacoustic cooler, thermoacoustic engine.

## Giriş

Ses dalgaları, basınç ve hız bileşenlerini içeren küçük salınımlar olarak düşünülebilir. İnsan kulağını oldukça rahatsız eden bir ses dalgası bile küçük bir salınımdır, çünkü böyle bir dalganın basınç genliği atmosferik basıncın  $2 \times 10^{-4}$  katı mertebelerindedir. Akustik dalgalarda basınç ve hareket salınımlarının yanında, basınç salınımlarından kaynaklanan sıcaklık salınımları da meydana gelmektedir. Bahse konu bu etkiler salınım yapan bir gazın içerisindeki katı bir yüzeyde termoakustik etkileşimleri meydana getirir. Günlük hayatta da benzer etkiler oluşmakta, fakat normal seviyedeki bir konuşmada basınç değişimlerinden kaynaklanan havadaki sıcaklık değişimleri  $10^{-4}$  °C mertebelerinde olduğundan bu etkiler fark edilememektedir. Termoakustik sistemlerde sıcaklık değişimi ile birlikte ısı geçişinin daha hızlı gerçekleşebilmesi için uygun basınç artış/azalışlarını sağlamak üzere günlük hayattaki ses dalgalarından daha yüksek genlikli dalgalar kullanılır. Şekil 1’de termoakustik soğutma ilkesi görülmektedir. Şekil 1(a)’da bir ucu kapalı, diğer ucunda hareketli bir piston bulunan sistemde piston sabit bir frekansla salınım yapmaktadır. Sistemde akustik dalganın sonucu meydana gelen basınç artış/azalışları sonucu gazın sıcaklığı da artmakta/azalmakta ve gaz ile yanındaki katı yüzey arasında ısı geçişi

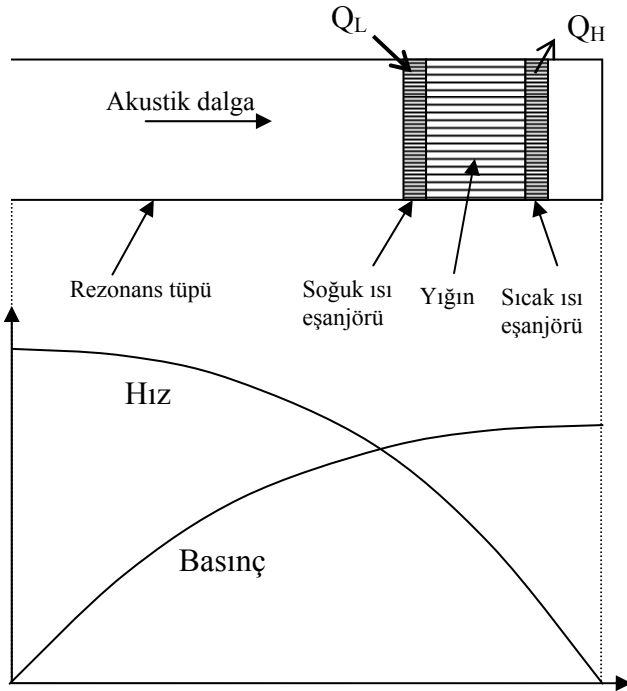
meydana gelmektedir. Şekil 1(b)’de piston sağa doğru hareket etmekte, bu esnada şekilde görülen dikdörtgen şeklindeki bir gaz parçacığını da sağa kaydırmaktadır. Hareket eden ve basıncı artıran gaz parçacığının basınca bağlı olarak sıcaklığı da artmaktadır. Şekil 1(c)’de sıcaklığı silindirin yüzey sıcaklığının üzerine çıkan gaz parçacığından kendisinden daha düşük sıcaklıktaki temas ettiği katı yüzeye ısı geçişi meydana gelmektedir. Şekil 1(d)’de salınım yapan piston sola doğru hareket etmekte, basıncı azaltan gaz parçacığının sıcaklığı da basınç düşümüyle doğru orantılı olarak düşmektedir. Şekil 1(e)’de sıcaklığı temas ettiği katı yüzeyin sıcaklığının altına düşen gaz parçacığı duvardan ısı çekmektedir. Bu çevrim tek bir gaz parçacığı için değil de yüzeye temas eden bütün parçacıklar için düşünülecek olursa yüzeye temas eden parçacıklar soldan sağa doğru ısı taşımaktadırlar. Hareket eden pistonun frekansı gazı rezonansa sokacak şekilde ayarlanır.

Katı yüzey ve akışkan arasında ısı geçişinin gerçekleştiği ısı nüfuz derinliği milimetre mertebelerinde olduğundan soğutucunun pratikte kullanılabilmesi için ısı geçiş yüzeyinin artırılması gerekir. Bu maksatla tüpün uygun bir noktasına dizayna bağlı olarak aralarındaki mesafe en az ısı nüfuz derinliğinin iki katı olan “Yığın” adı verilen bir levha demeti konur. Ho-



Şekil 1. Salınım yapan piston-silindir sisteminde oluşan termoakustik etki

parlörün çalışmasıyla bir uçtan diğer uca taşınan ısıdan dolayı yığın üzerinde bir sıcaklık dağılımı meydana gelecektir. Yığının her iki ucuna monte edilen ısı eşanjörleri ile yığının sıcaklığı azalan ucundan yararlanılarak soğutma yapılacaktır, sıcaklığı artan taraftaki ısı eşanjöründen atık ısı dış ortama verilecektir. Bu şekilde meydana getirilen, uzunluğu dalga boyunun dörtte biri kadar olan basit bir termoakustik soğutucu ve sistem içerisindeki hız ve basınç dağılımları Şekil 2’de görülmektedir.



Şekil 2. Basit bir termoakustik sistem ve sistem içinde oluşan hız ve basınç dağılımları

Rezonans tüpü adı verilen, içerisinde rezonansın meydana geldiği tüpte hızın sıfır olduğu hız nodu kaymama sınır koşulundan kapalı uca oluşurken hızın en yüksek salınım yaptığı hız antinodu rezonans tüpünün açık ucunda oluşacaktır. Akışkanın rezonans tüpü içerisindeki salınımindan dolayı en yüksek basınç genliği yani basınç antinodu tüpün kapalı ucunda oluşurken basınç nodu tüpün açık ucunda yer alacaktır. Yığını oluşturan paralel plakaların sağ tarafında sıcaklık artarken buraya taşınan  $Q_H$  atık ısı çevre ortama verilmektedir. Termoakustik etkiden dolayı yığının sol tarafında sıcaklık azalmakta, ısı değiştirici ile dış ortamdan ısı çekilerek soğutma sağlanmaktadır.

Termoakustik konusunda son yıllarda yapılan pek çok çalışma mevcuttur. Yapılan bazı prototip soğutucular uzay mekiği Discovery’de (1993), Amerikan savaş gemisi USS Deyo’da (2000), ticari bir uygulama olarak doğalgazın sıvılaştırılmasında (1997) kullanılmıştır. Qiu ve diğerleri helyum kullanan bir termoakustik soğutucu ile 80 K sıcaklığa ulaştıklarını belirtmiştir (2005). Chen ve diğerleri termoakustik sistemlerde ısı geçişinde Nusselt sayısı önerirken (2007) Piccolo ve Pistone sayısal çalışmalar yapmışlardır (2007).

### Sistemin dizaynı

Termoakustik bir makinede yığın üzerinde taşınan ısı, yığın tarafından üretilen ya da emilen iş denklemleri Swift (1988) tarafından ortaya konmuştur:

Isı denklemi:

$$\dot{H}_2 = -\frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{T_m \beta p_1^s \langle u_1^s \rangle}{(1 + \varepsilon_s)(1 + \sigma)(1 - \delta_v/y_o + \delta_v^2/2y_o^2)} \times \left[ \Gamma \frac{1 + \sqrt{\sigma} + \sigma + \sigma \varepsilon_s}{1 + \sqrt{\sigma}} - \left( 1 + \sqrt{\sigma} - \frac{\delta_v}{y_o} \right) \right] - \Pi (y_o K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (1)$$

İş denklemi:

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{4} \Pi \delta_k \Delta x \frac{(\gamma - 1) \omega (p_1^s)^2}{\rho_m a^2 (1 + \varepsilon_s)} \times \left( \frac{\Gamma}{(1 + \sigma)(1 - \delta_v/y_o + \delta_v^2/2y_o^2)} - 1 \right) - \frac{1}{4} \Pi \delta_v \Delta x \frac{\omega \rho_m \langle u_1^s \rangle^2}{(1 - \delta_v/y_o + \delta_v^2/2y_o^2)} \quad (2)$$

Swift termoakustik denklemlerde kullanılabilir boyutsuz değişkenler önermiş, Tijani eksenel ısı iletim etkilerini ihmal ederek bu boyutsuz değişkenleri kullanarak Denklem (1) ve Denklem (2)’yi boyutsuzlaştırmıştır. Eksenel ısı iletim etkileri göz önüne alınarak Denklem (1) tekrar boyutsuzlaştırılacak olursa:

$$Q_{cn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \times \left( \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(\gamma-1)BL_{sn}} \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - (1+\sqrt{\sigma}-\sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right) - K_{pt} [B + (1-B)K^*] \Delta T_{mn} \quad (3)$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma\delta_{kn}^2,$$

$$K_{pt} = \frac{KT_m}{p_m a L_s}, K^* = \frac{K_s}{K}$$

elde edilir.

Denklem (2) boyutsuzlaştırılacak olursa boyutsuz iş denklemi:

$$W_n = \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} (\gamma-1) B \cos(x_n)^2 \times \left( \frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{BL_{sn} (\gamma-1)(1+\sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} \frac{\sqrt{\sigma} \sin(x_n)^2}{B\Lambda} \quad (4)$$

olarak bulunur.

Bu durumda soğutucu için etkinlik katsayısı:

$$COP = \frac{Q_{cn}}{W_n} \quad (5)$$

olarak yazılır.

### Dizayn sistematiği

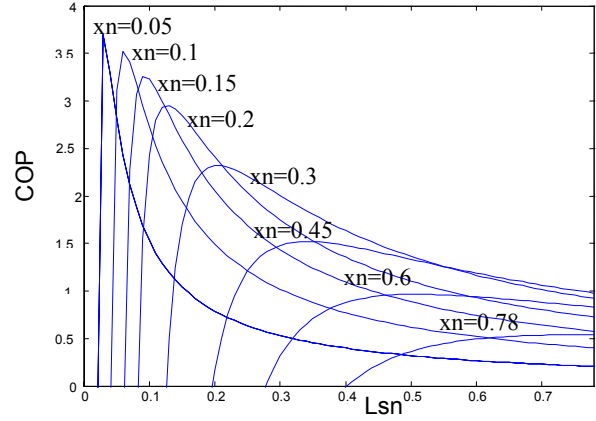
Termoakustik sistem Tijani tarafından ortaya konan sistematik kullanılarak tasarlanmıştır:

1. Tablo 1'de görüldüğü şekilde sistem için dizayn parametreleri belirlenmiştir.

Tablo 1. Dizayn değişkenleri

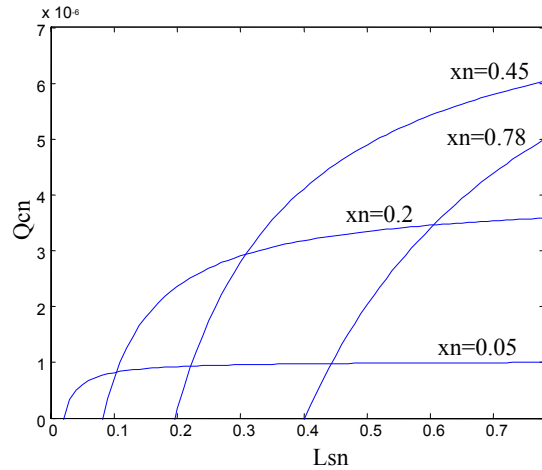
Aracı gaz	Hava
$p_m$	1 atm
$D$	0.02
$f$	110 Hz
$\Delta T_m$	50 K
$B$	0.90

2. Farklı  $x_n$ ,  $L_{sn}$  değerleri için Denklem (3), Denklem (4) ve Denklem (5) kullanılarak Şekil 3'te görülen etkinlik katsayısı eğrileri çizilmiştir.



Şekil 3. COP eğrileri

3. Farklı  $x_n$ ,  $L_{sn}$  değerleri için Denklem (3)'ten yararlanılarak istenen soğutma gücüne karar verilebilmesi için Şekil 4'te görülen  $Q_{cn}$  eğrileri çizilmiştir. Daha sonra Şekil 3 ve Şekil 4'ten faydalanılarak istenen COP ve  $Q_{cn}$  değerleri için  $x_n$  ve  $L_{sn}$  değerlerine karar verilmiştir.



Şekil 4.  $Q_{cn}$  eğrileri

4. Boyutsuz taşınan ısı  $Q_{cn}$ 'in tanımından faydalanılarak yığının kesit alanına  $A = \dot{H}_2 / Q_{cn} p_m a$  karar verilmiştir.

## Sistemin imalatı

Belirtilen dizayn sistematiği kullanılarak bir termoakustik soğutucu inşa edilmiştir. Farklı yığın uzunlukları ve farklı yığın pozisyonlarında sistem üzerinde analizler yapılacağından dolayı yığının yeri sabitlenmemiş, ölçümler sırasında yığın bir yığın muhafazası içinde rezonans tüpü içerisinde serbestçe hareket ettirilmiştir.

Sistemde akustik kaynak olarak Şekil 5'te görülen Bots BW 812-2 Way model bir hoparlör kullanılmıştır. Hoparlör çapı rezonans tüpü çapından büyük olduğundan şekilde hoparlöre bağlı olarak görülen konik boru ile rezonans tüpüne bağlantı yapılmıştır. Şekil 6'da görülen PVC boru konik boruya birleştirilerek rezonans tüpü oluşturulmuştur. Yığın olarak Şekil 7'de görülen 3 mm çapında, ısı iletkenlik katsayısı  $K=0.15$  W/mK olan polipropilen limonata kamışları kullanılmıştır.



Şekil 5. Akustik kaynak ve konik adaptör



Şekil 6. Rezonans tüpünün genel görünüşü



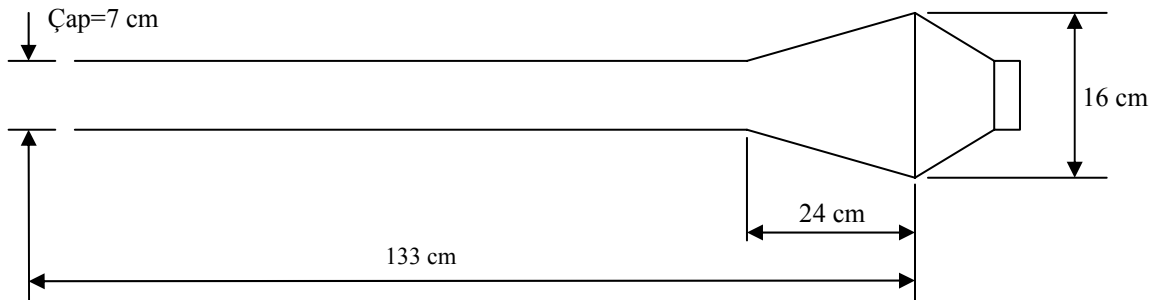
Şekil 7. Yığın ve yığın tutucu

10 cm, 15 cm ve 22 cm uzunluktaki çubuklardan üç farklı yığın imal edilerek yığın muhafazası içerisine yerleştirilmiş ve rezonans tüpü içerisinde kaydırılarak çeşitli yığın pozisyonlarında yığın üzerindeki sıcaklıklar ölçülmüştür.

Kurulan termoakustik sistemin soğutma gücünün düşük olması, çalışmanın amacının çeşitli pozisyonlarda yığın üzerindeki sıcaklık farklarının ölçülmesi, rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımı ve rezonans frekanslarının incelenmesi olmasından dolayı ısı değiştirici kullanılmamıştır. Kurulan termoakustik sistemin ölçüleri Şekil 8'de görülmektedir.

## Deneysel sonuçlar

Termoakustik soğutucularda rezonans frekansında rezonans tüpü içerisinde duran dalga olarak salınım yapan gazın ve akustik kaynağın frekansı birbirine eşit olur. Böylece akustik dalga duran dalganın üzerine binerek onu güçlendirici yönde etki yapar. Bundan dolayı sistem içerisinde salınım yapan basınç en yüksek değerine ulaşır.

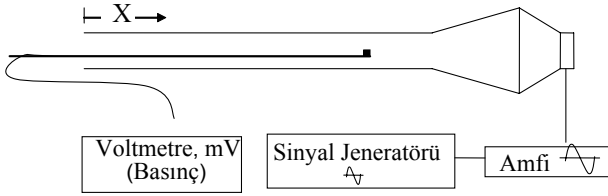


Şekil 8. Tasarlanan ve kurulan termoakustik soğutucu

Sistemde hoparlör yüzeyi gibi hareketli yüzey bulunmaması durumunda Şekil 2’de görüldüğü gibi, bir tarafı açık rezonans tüpünün boyu, kullanılacak akustik dalga boyunun dörtte biri olacaktır. Sistemin çalışma frekansı ve rezonans tüpü boyu bu şekilde tespit edilebilir. Fakat rezonans tüpünün bir ucu sabit değil de hoparlör yüzeyi gibi hareketli bir yüzey olduğunda artık kapalı uçta hız nodu oluşmayacak, rezonans tüpünün boyu da  $\lambda/4$  olmayacaktır. İdeal durumda rezonans tüpü içerisinde basınç dağılımı kapalı uçta basınç antinodu, açık uçta basınç nodu olacak şekildedir. Fakat mevcut durumda yığının pozisyonunu belirleyebilmek üzere çalışma frekansında tüp içerisindeki basınç dağılımının bulunması gereklidir.

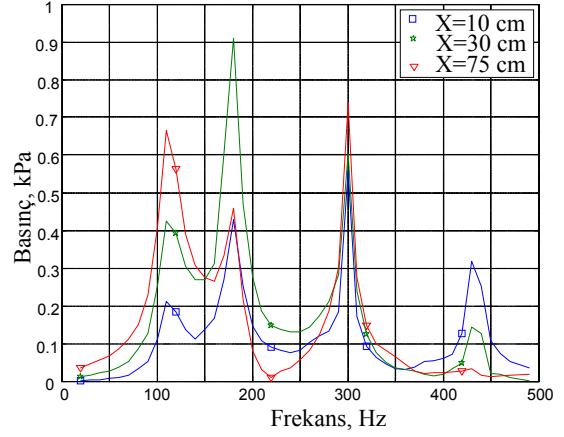
### Rezonans frekansları

Basınç dağılımının bulunabilmesi için öncelikle sistemin rezonans frekanslarının bulunması gereklidir. Bunun için deneysel çalışmalara öncelikle rezonans frekanslarının bulunması ile başlanmıştır. Kullanılan deney seti Şekil 9’da görülmektedir.



Şekil 9. Rezonans frekanslarının bulunması için kullanılan deney seti

Rezonans frekansını tespit etmek için rezonans tüpü içerisinde hareket edebilen bir dinamik basınç algılayıcısı üç farklı sabit pozisyonda düşük akustik sinyal genliğinde ölçüm yaparken sinyal kaynağının frekansı değiştirilerek frekans taraması yapılmıştır. Farklı X pozisyonlarında (X=10 cm, X=30 cm, X=75 cm) dinamik basınç algılayıcısından okunan değerler grafik haline dönüştürüldüğünde Şekil 10 ortaya çıkmıştır. Şekilde görüldüğü üzere her üç basınç algılayıcı pozisyonunda da frekans değerleri 112 Hz, 177.1 Hz, 300 Hz ve 436 Hz olduğunda basınç genlikleri tepe noktasına çıkmaktadır. Bu değerler sistemin rezonans frekanslarıdır.



Şekil 10. Çeşitli pozisyonlarda frekansa göre genlik değerleri

Deneysel olarak bulunan rezonans frekansları Tablo 2’de görülmektedir.

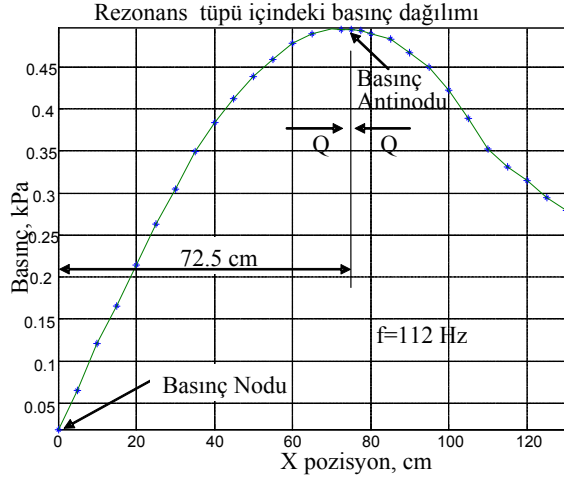
Tablo 2. Sistemin rezonans frekansları

Deneysel frekans, Hz	
1.Harmonik	112
2.Harmonik	177.1
3.Harmonik	300
4.Harmonik	436

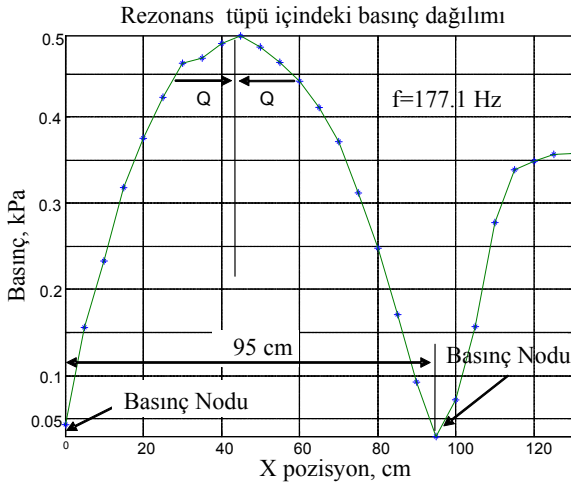
### Basınç dağılımları

Şekil 10’da ortaya çıkan rezonans frekansı değerlerinde rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımlarının ortaya konması önemlidir, çünkü yığının basınç ve hız nodları üzerinde bulunması soğutmanın yapılamamasına neden olacaktır. Yığının uygun bir basınç dağılımı üzerinde bulunması gereklidir. Ayrıca yığının içerisine konacağı basınç alanının uzunluğunun yığın uzunluğuna göre uygun bir değerde olması gereklidir.

Şekil 9’da görülen deney seti kullanılarak tespit edilen rezonans frekanslarında boş rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımları ölçülmüştür. Basınç dağılımı yığının pozisyonunu belirlediğinden dolayı bulunması önemlidir. İlk iki harmonikte ölçülen basınç dağılımları Şekil 11 ve Şekil 12’de görülmektedir. Şekil 11 incelenecek olursa tam bir sinüs dalgasının çeyreği ile yarısı arası bir parçası görülmektedir. Hoparlör tarafında hız sıfır olsaydı basınç da burada en yüksek salınımı ya-



Şekil 11. Birinci harmonikte basınç dağılımı



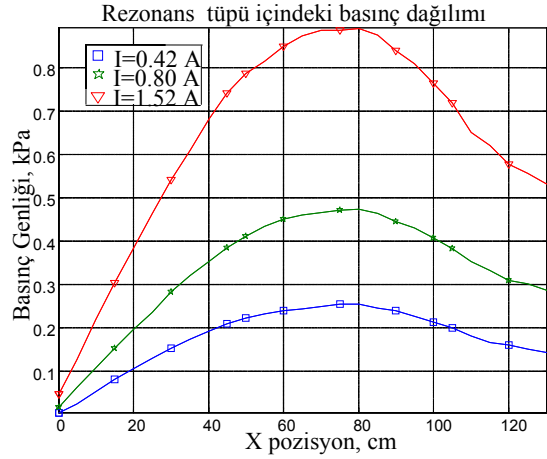
Şekil 12. İkinci harmonikte basınç dağılımı

pacak, Şekil 2'de olduğu gibi çeyrek sinüs dalgası ortaya çıkacaktı. Fakat hoparlör yüzeyinde hız, yüzey sınır koşulundan dolayı hoparlör titreşim hızına eşit olacağından artık hoparlör yüzeyinde hız nodu yani basınç antinodu oluşmayacak, basınç antinodu farklı bir yerde oluşacaktır.

Şekil 11'de görüldüğü üzere ısı yığın üzerinde basınç antinoduna doğru taşınmaktadır. Yığının basınç dağılımı üzerine basınç ya da hız nodu üzerinde olmayacak şekilde yerleşmesi gereklidir. Şekillerde görüldüğü üzere sistemin ikinci ve diğer rezonans frekanslarında nod ve antinod noktaları birbirlerine yaklaştıklarından yığının konulacağı aralık küçülmektedir. Dolayısıyla yığın boyu küçülmekte, sistemden elde edilecek soğutma gücü azalmaktadır. Bu yüzden termo-

akustik soğutucular 1. rezonans frekansında çalışırlar.

Basınç antinodunun pozisyonunun akustik basınç genliğinin fonksiyonu olup olmadığı önemli bir sorudur. Bu sorunun cevabını bulabilmek için farklı akustik genliklerde (farklı hoparlör akımlarında) ölçümler yapılmış ve sonuçlar Şekil 13'te grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 13. Birinci harmonikte basınç dağılımları

Şekilde görüldüğü üzere rezonans tüpü içerisinde basınç genliği değişse bile basınç dağılımı şekli benzer kalmaktadır. Basınç antinodu her üç basınç dağılımında da aynı pozisyonadadır. Sonuç olarak akustik kaynak olarak hoparlör kullanan sistemlerde basınç dağılımının şeklinin akustik genliğe bağlı olmadığı söylenebilir. Sistemin 1. harmoniğinin belirlenmesinin önemli olduğu belirtilmişti. 1. harmonikte rezonans tüpü içerisindeki basınç ve hız dağılımı:

$$u_1(X) = \frac{p_A}{\rho_m a} \cos(kX), \quad p_1(X) = p_A \sin(kX)$$

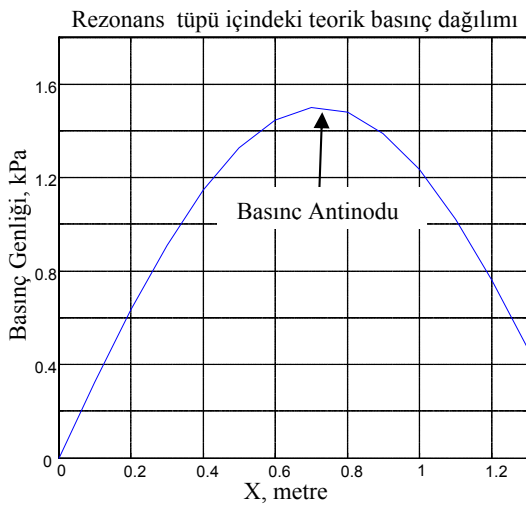
$$\lambda = \frac{\pi L}{\text{Arc cos}\left(\frac{U_1 \rho_m a}{p_A}\right)} \quad (6)$$

denklemleri ile bulunabilir. Bu denklemler L uzunluğunda bir rezonans tüpünde  $U_1$  hoparlör yüzey hız genliğinde rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımının dalga boyunu ve basınç dağı-



lımını vermektedir. Denklemlerden  $p_A$ 'nın  $U_1$  ile doğru orantılı olduğu varsayımıyla sistem içerisindeki basınç dağılımının gazın özelliklerine bağlı olarak değiştiği, hoparlör genliğine bağlı olarak değişmediği sonucu çıkmaktadır. Bu sonuç Şekil 13 ile de doğrulanmaktadır. Deneyde kullanılan sisteme uygun  $U_1$  ve  $p_A$  değerleri kullanılarak denkleme uygun basınç dağılımı çizilecek olursa Şekil 14 elde edilir.

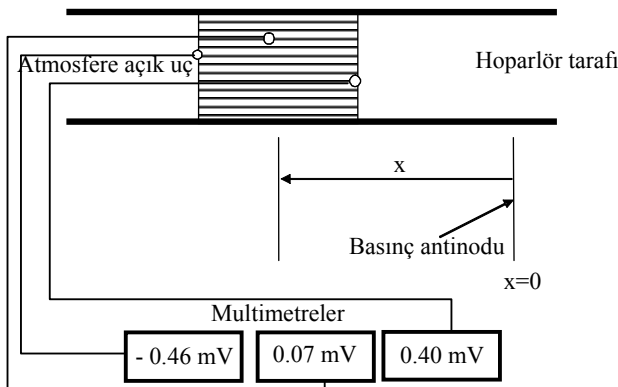
Şekil 14 incelendiğinde Şekil 11 ve Şekil 13 ile benzerliği çarpıcı şekilde görülmektedir.  $X=0$  pozisyonu atmosfere açık uçtur.



Şekil 14. I.harmonikte teorik basınç dağılımı

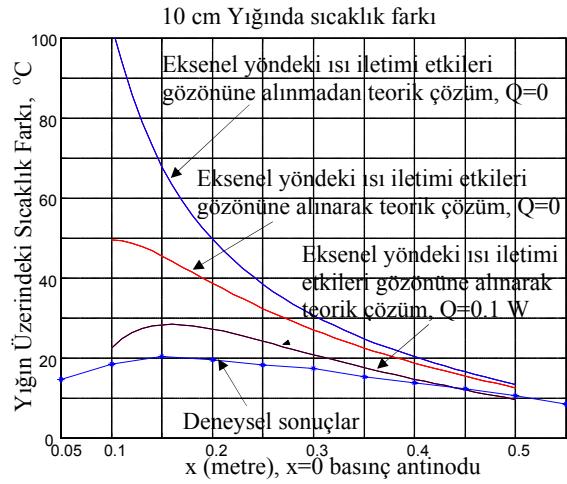
### Sıcaklık dağılımları

Şekil 15'te görülen düzenek ile 10 cm, 15 cm ve 22 cm uzunluklarda yığınlar kullanılarak farklı yığın pozisyonlarında yığın uçları arasındaki sıcaklık farkları ölçülmüş ve teorik sonuçlarla

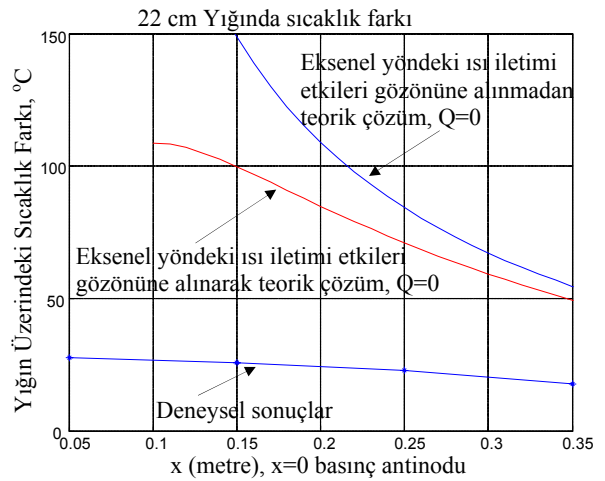


Şekil 15. Sıcaklıkları ölçen termo elemanlar

karşılaştırılmıştır. Yığının her iki ucuna ve ortasına termo elemanlar yerleştirilerek yığın uçlarından ve ortasından sıcaklık verileri toplanmıştır. Yığınların her iki ucu arasında; 10 cm uzunluğundaki yığın ile en yüksek 20.4°C, 15 cm uzunluğundaki yığın ile en yüksek 21.4°C, 22 cm uzunluğundaki yığın ile en yüksek 27.6°C sıcaklık farkları ölçülmüştür. Şekil 16 ve Şekil 17'de x yığın merkezinin basınç antinodundan olan mesafesi olmak üzere 10 cm ve 22 cm uzunluğunda yığınlar üzerindeki deneysel ve teorik sıcaklık farkları çizilmiştir. Şekillerde en üstteki eğri aksel ısı iletim etkileri ihmal edildiğinde yığından ısı çekilmemesi durumunda farklı yığın pozisyonlarında yığın



Şekil 16. 10 cm uzunluğundaki yığın uçları arasındaki deneysel ve teorik sıcaklık farkı

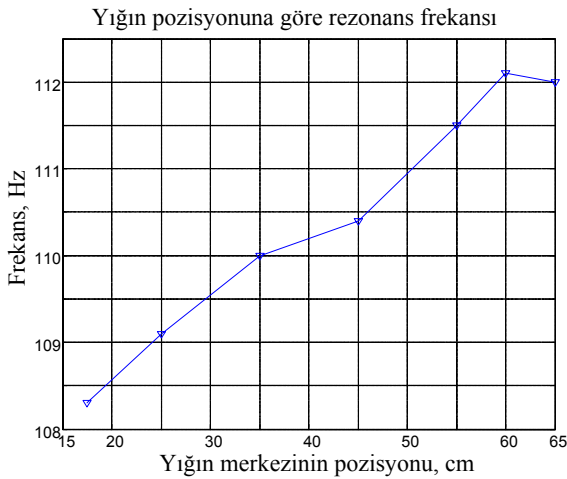


Şekil 17. 22 cm uzunluğundaki yığın uçları arasındaki deneysel ve teorik sıcaklık farkı

uçları arasındaki sıcaklık farkı eğrisidir. Üstten ikinci eğri aksenal ısı iletim etkilerinin ihmal edilmemesi durumunda bulunan sıcaklık farkıdır. Görüldüğü üzere sistem gücü düşük olduğunda aksenal ısı iletimi etkileri önem arz etmektedir. En alttaki eğri ise deneysel olarak bulunan sıcaklık eğrisidir. Şekil 16'da örnek olarak sistemden 0.1 W'lık ısı kaçıışı durumunda oluşacak sıcaklık farkı eğrisi çizilmiştir. Bu durumda sıcaklık farkı deneysel sonuçlara yaklaşmaktadır. Akışkanla yığın arasında bu seviyelerde ısı geçişlerinin gerçekleşeceği düşünülecek olursa böyle düşük güçlerdeki sistemlerde teori ve deneysel sonuçların farklı bulunacağı söylenebilir.

### Yığın pozisyonuna göre rezonans frekansı ve basınç antinodu değişimleri

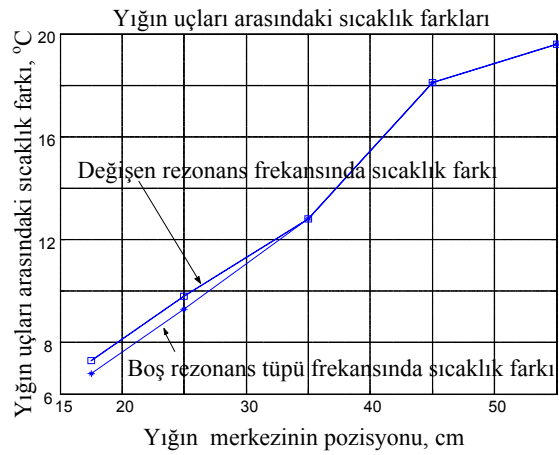
Yapılan deneyler sonucunda sistemin rezonans frekansının, ortam sıcaklığından başka yığının sistem içerisindeki varlığı ve pozisyonuna bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir. Sistemin açık ucu kapalı olsaydı rezonans frekansı tamamen değişecekti. Yığının da sistem içerisinde fiziksel bir varlığı olduğundan rezonans frekansı ve basınç dağılımını etkilemektedir. 15 cm uzunluğunda bir yığın için farklı pozisyonlarda ölçümler yapılmış olup ölçümler sonucunda bulunan sonuçlar Şekil 18'de görülmektedir.



Şekil 18. Çeşitli yığın pozisyonlarında sistemin rezonans frekansı değişimleri

Yapılan deneylerde boş rezonans tüpünün rezonans frekansı 112 Hz iken sistem içerisinde

yığın mevcut iken rezonans frekansının pozisyona bağlı olarak 108 Hz ile 112 Hz arasında değiştiği görülmüştür. Çalışma frekansındaki kaymaların sistem performansına etkisini bulabilmek için 15 cm uzunluğundaki yığın kullanılarak yığının farklı pozisyonları için öncelikle deney düzeneği boş rezonans tüpünün rezonans frekansında çalıştırılmış, yığın üzerindeki sıcaklık ölçümleri bu şekilde yapılmış, sonraki aşamada ise sistem her yeni yığın pozisyonundaki rezonans frekansında çalıştırılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bulunan sonuçlar Şekil 19'da görülmektedir.



Şekil 19. Yığın üzerindeki sıcaklık farkları

Sonuçlardan görüldüğü üzere yığının rezonans tüpü açık ucuna yakın olduğu durumlarda beklendiği şekilde sistemin rezonans frekansı boş rezonans tüpünün rezonans frekansından uzaklaşmaktadır. Yığın basınç antinoduna yaklaştıkça düzeneğin rezonans frekansı boş sistemin rezonans frekansına yaklaşmakta, sistemin çalışma frekansı değişmeyince Şekil 19'daki sıcaklık eğrileri çakışmaktadır.

Yapılan deneylerde rezonans tüpü içerisinde yığının fiziksel varlığının basınç antinodunun pozisyonunu da etkilediği gözlenmiştir. Dizaynı yapılan sistemde yığın pozisyonuna göre basınç antinodunun yer değişiminin göz önüne alınması gerekebileceği değerlendirilmiştir. Bu yer değişiminin mesafesini ortaya koymak için bir çalışma yapılmış, bu çalışmada boş rezonans tüpünde basınç antinodunun rezonans tüpü açık ucuna olan mesafesi 72 cm olarak bulunmuş,

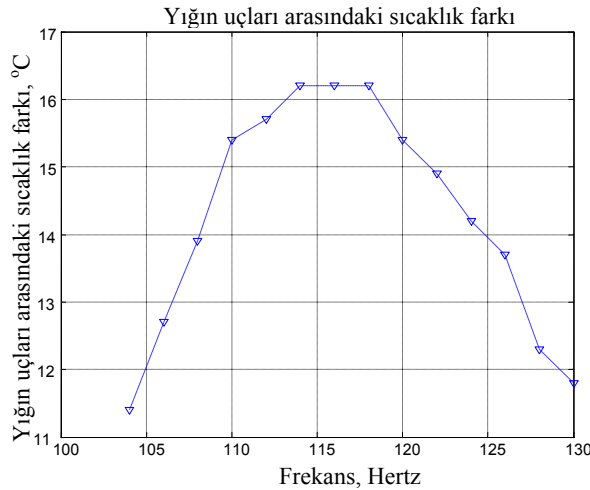
ardından rezonans tüpü içerisinde çeşitli yığın pozisyonlarında dinamik basınç duyargası ile basınç antinodunun rezonans tüpü açık ucuna mesafeleri ölçülmüştür. Sonuçlar Tablo 3'te görülmektedir. Tabloda görüldüğü üzere sistem içerisinde yığın bulunduğu yığının pozisyonuna göre basınç antinodu pozisyonu değişmektedir.

Tablo 3. Yığın varlığının basınç antinodunun pozisyonuna etkisi

Yığın merkezi pozisyonu	X=5	X=20	X=30	X=40	X=50
Basınç antinodu pozisyonu, cm	68.9	67.1	65.6	66.3	66.4

### Rezonans frekansına yakın frekansların sistem performansı üzerine etkisi

Rezonans frekansına yakın frekanslarda sistem davranışının tahmin edilmesi önemlidir, çünkü yığın varlığından dolayı rezonans frekansı sistem çalışma frekansından sapabilmektedir. Bu sapmanın derecesini ölçebilmek için rezonans frekansının 116 Hz olduğu bir durumda 116 Hz'in yakınlarında sistem çalıştırılmış ve yığın üzerindeki sıcaklık farkı ölçülerek Şekil 20 grafiği çizilmiştir.



Şekil 20. Rezonans frekansındaki kaymaların yığın üzerindeki sıcaklık değişimine etkisi

Şekilden görüldüğü üzere yaklaşık olarak 116 +/- 5 Hz frekanslarda sıcaklık farkı yaklaşık

olarak yatay pozisyonda olup daha alçak ve daha yüksek frekanslarda yığın üzerindeki sıcaklık farkında ani düşmeler meydana gelmektedir. Buradan birkaç Hz'lik frekans kaymalarının sistem performansını önemli ölçüde etkilemediği, fakat daha yüksek frekans kaymalarının performansı önemli ölçüde etkilediği sonucu ortaya çıkmaktadır.

### Sonuçlar

Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Akustik kaynak olarak hoparlör gibi hareketli yüzeye sahip termoakustik soğutucularda yüzey sınır koşulundan dolayı basınç dağılımı ve rezonans frekansı ideal rezonans tüpü değerlerinden sapmaktadır. Bu değişim sistem dizaynında mutlaka göz önüne alınmalıdır. Basınç dağılımı akustik kaynak genliğinin fonksiyonu değil, akışkan özelliklerinin fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır. Basınç dağılımı ve rezonans frekansı Denklem (6) ile tahmin edilip dizaynda göz önüne alınmalıdır.
- Düşük güçteki termoakustik soğutucularda ya da yığının ısı iletim katsayısının yeterince düşük olmaması durumunda yığın üzerindeki eksenel ısı iletim etkileri de göz önüne alınmalıdır.
- Sistemde yığının varlığına ve pozisyonuna göre rezonans frekansı ve basınç antinodu pozisyonu değişmektedir. En iyi sistem performansı için basınç dağılımı ve rezonans frekansının pozisyona göre değişimi göz önüne alınmalıdır.
- Çalışma frekansı yakınlarında rezonans frekansı değişimlerinde küçük kaymalar (116 Hz için  $\pm 5$  Hz) sistem performansını önemli ölçüde etkilememektedir. Daha büyük frekans kaymaları sistem performansını önemli ölçüde düşürmektedir. Bu değişimler termoakustik soğutucularda göz önüne alınmalıdır.

### Semboller

- A : Yığın kesit alanı  
a : Ses hızı  
B : Yığın doluluğu,  $y_0/(y_0 + l)$

$\beta$	: Isıl genleşme katsayısı
$D$	: Basınç oranı, $D = P_A/P_m$
$\Delta T_{mn}$	: Yığın üzerindeki sıcaklık farkının ortalama sıcaklığa oranı, $\Delta T_m/T_m$
$\delta_k$	: Isıl nüfuz derinliği, $\delta_k = \sqrt{2\kappa/\omega}$
$\delta_v$	: Viskoz nüfuz derinliği, $\delta_k = \sqrt{2\nu/\omega}$
$\delta_{kn}$	: Boyutsuz ısıl nüfuz derinliği, $\delta_k/y_0$
$\Delta x, L_s$	: Yığın uzunluğu
$\varepsilon_s$	: Akışkan ısıl kapasitesinin yığın malzemesi ısıl kapasitesine oranı
$\Gamma$	: Yığın üzerindeki sıcaklık gradyanının kritik sıcaklık gradyanına oranı, $\Gamma = \nabla T_m/\nabla T_{kritik}$
$H_2$	: Yığın üzerinde taşınan ısı
$I$	: Hoparlör üzerinden geçen akım
$\gamma$	: Özgül ısılar oranı, $\gamma = c_p/c_v$
$K$	: Akışkanın ısı iletim katsayısı
$K_s$	: Yığının ısı iletim katsayısı
$k$	: Dalga numarası, $k = 2\pi/\lambda$
$\kappa$	: Isıl yayılım katsayısı
$L$	: Rezonans tüpü uzunluğu
$L_{sn}$	: Boyutsuz yığın uzunluğu, $kL_s$
$l$	: Yığın malzemesinin yarı kalınlığı
$\lambda$	: Dalga boyu
$P_A$	: En yüksek basınç genliği
$P_m$	: Ortalama basınç
$p_1^s$	: Yığın içindeki basınç salınım genliği
$\Pi\delta_k$	: Akışkanla katı yüzeyin ısı geçişinin gerçekleştiği toplam kesit alanı
$Q_{cn}$	: Boyutsuz taşınan ısı, $H_2/p_m aA$
$\rho_m$	: Akışkanın ortalama yoğunluğu
$\sigma$	: Prandtl sayısı
$T_m$	: Ortalama akışkan sıcaklığı (K)
$U_1$	: Hoparlör yüzey hız genliği
$\langle u_1^s \rangle$	: Yığın içindeki ortalama hız genliği
$W_2$	: İş
$W_n$	: Boyutsuz iş, $W_2/p_m aA$
$\omega$	: Açısal frekans, $\omega = 2\pi f$
$x_n$	: Boyutsuz yığın pozisyonu, $x_n = kx$
$\nu$	: Kinematik viskozite

$y_0$  : Yığını oluşturan paralel plakalar arasındaki mesafenin yarısı

## Kaynaklar

- Chen, Y., Luo, E. ve Dai, W., (2007). Heat transfer characteristics of oscillating flow regenerator filled with circular tubes or parallel plates, *Cryogenics*, **47**, 40-48.
- Garret, S. L., Adeff, J. A. ve Hofler, T. J., (1993). Thermoacoustic refrigerator for space application, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **7**, 595.
- Johnson, R. A., Garrett, S. L., ve Keolin, R. M., (2000). Thermoacoustic cooling for surface combatants, *Naval Engineers Journal*, **112**, 335.
- Rott, N., (1969). Damped and thermally driven acoustic oscill. in wide and narrow tubes., *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik*, **20**, 230.
- Piccolo, A. ve Pistone, G., (2007). Computation of the time-averaged temperature fields and energy fluxes in a thermally isolated thermoacoustic stack at low acoustic mach numbers, *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, 235-244.
- Qiu, L. M., Sun, D. M., Yan, W. L., Chen, P., Gan, Z. H., Zhang, X. J. ve Chen, G. B., (2005). Investigation on a thermoacoustically driven pulse tube cooler working at 80 K, *Cryogenics*, **45**, 380-385.
- Rott, N., (1980). Thermoacoustics, *Advances in Applied Mechanics*, **20**, 135.
- Swift, G. W., (1988). Thermoacoustic engines, *Journal of the Acoustical Society of America*, **84**, 1145-1180.
- Swift, G. W., (1994). Similitude in thermoacoustics, *Journal of the Acoustical Society of America*, **95**, 1405-1412.
- Swift, G. W., (1992). Analysis and performance of a large thermoacoustic engine, *Journal of the Acoustical Society of America*, **92**, 1551-1563.
- Tijani, M. E. H., Zeegers, J. C. H. ve de Waele A. T. A. M., (2002). Design of thermoacoustic refrigerators, *Cryogenics*, **42**, 49-57.
- Tijani, M. E. H., Zeegers, J. C. H. ve de Waele, A. T. A. M., (2002). Const. and performance of a thermoacoustic refrigerator, *Ultrasonics*, **42**, 59.
- Yazaki, T., Tominaga, A. ve Narahara, Y., (1979). Stability limit for thermally driven acoustic oscillations, *Cryogenics*, **19**, 490.