



# HAREKETLİ MİKNATISLI TİP BİR DOĞRUSAL KOMPRESÖRÜN MODELLENMESİ VE ÇALIŞMA KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

*MODELING A MOVING MAGNET LINEAR COMPRESSOR AND DETERMINING OPERATION CHARACTERISTICS*

**Mustafa Melih Doğan**  
**M. Serhan Küçüka**  
**Barış Oğuz Gürses**

## ÖZET

Bu çalışmada hareketli mıknatıslı bir doğrusal kompresör topaklanmış parametre yaklaşımı ile modellenmiştir. Doğrusal kompresör modeli elektriksel ve mekanik yapılardan oluşan elektromekanik bir sistemdir. Sistemdeki sızıntı kayıpları, motor bakır kayıpları ve viskoz sürtünme etkileri modele dâhil edilirken, ısı kayıpları göz önüne alınmamıştır. Sistemde sıkıştırılan akışkan hava olup ideal gaz alınmış ve durum değişimi izentropik kabul edilmiştir.

Kompresör pistonu hareketi, gaz basıncı, mekanik yay, viskoz sürtünme ve elektromanyetik kuvvetlere bağlıdır. Sıkıştırma sırasında, basınç belirli bir değere ulaştığında tahliye valfi açılmakta ve basınçlı hava sabit basınç altında dışarı atılmaktadır. Pistonun geri dönüşü sırasında ise basıncın emme basıncına düşmesi ile birlikte emme valfi açılarak sabit basınç altında hava girişi olmaktadır. Çalışmada emiş havası basıncı 100 kPa, sıcaklığı 300 K seçilmiştir. Tahliye basınçları ise sırası ile 300 kPa ve 500 kPa olarak alınmıştır.

Yapılan benzetim çalışmalarında sisteme farklı frekanslarda ve genliklerde besleme gerilimi verilerek pistonun dinamik davranışı farklı basınç oranları altında incelenmiştir. Sıkıştırmanın izentropik olduğu varsayılarak motora verilen güç, kompresör çıkışındaki mekanik güç, elektriksel motor verimi, motorun çektiği akım, kompresöre etkiyen manyetik kuvvet, gaz emme debisi, gaz emme hacimsel verimi, piston strok uzunluğu hesaplanmış ve çalışma parametrelerinin bu değişkenlere olan etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, rezonans frekansının çalışma şartlarına bağlı olarak değiştiğini ve rezonans durumu dışındaki çalışmalarda kompresör performansının süratle azaldığını göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Doğrusal kompresör, rezonans frekansı, mekanik yay, hareketli mıknatıslı lineer kompresör, serbest piston.

## ABSTRACT

In this study, a moving magnet linear compressor is modeled with lumped parameter approach. The linear compressor model is an electromechanical system consisting of electrical and mechanical structures. Leakage losses, motor copper losses and viscous friction effects of the system are included in the model, while heat losses are disregarded. The compressed fluid in the system is air that is taken as an ideal gas and the change of state is accepted as isentropic.

The motion of compressor piston depends on the forces of gas pressure, mechanical spring, viscous friction and electromagnetic. During the compression process, when the pressure reaches a certain value, the discharge valve opens and the compressed air is discharged with a constant pressure. Furthermore, during the return of the piston, when the pressure drops to the suction pressure, the suction valve opens and air enters with a constant pressure. In this study, the suction air pressure is



chosen as 100 kPa and the suction air temperature is 300 K. The discharge pressures are taken as 300 kPa and 500 kPa, respectively.

In the simulation studies, the dynamic behavior of the piston is investigated under different pressure ratios by giving supply voltages at different frequencies and amplitudes to the system. By assuming the compression is isentropic, the input power of the motor, the mechanical power at the compressor output, the electrical motor efficiency, the motor current, the magnetic force acting on the compressor, the gas suction flow rate, the gas suction volumetric efficiency, the piston stroke length is calculated and the effects of the operating parameters on these variables is investigated. The results show the resonance frequency changes depending on the operating conditions and the compressor performance decreases rapidly in operations other than the resonance condition.

**Key Words:** Linear compressor, resonance frequency, mechanical spring, moving magnet linear compressor, free piston.

## 1. GİRİŞ

Geleneksel pistonlu kompresörlerde, piston bir krank biyel mekanizmasına bağlıdır. Krank milinin dönmesi ile piston, silindir içinde ileri geri hareket ederek silindir içindeki akışkanın basınçlandırılması ve tahliye edilmesi işlemlerini gerçekleştirir. Fakat bu kompresörlerde piston kolu bağlantı noktalarında ve piston ve silindir yan duvarları arasında oluşan yanıl kuvvetler sürtünmeyi artırır ve enerji kaybına neden olur. Sürtünmeyi azaltmak ve hareketli elemanların soğutulmasını sağlamak amacıyla kompresörle birlikte çalışacak bir yağlama mekanizmasına ihtiyaç duyulur. Yağlama pompasının ek enerji gereksiniminin yanı sıra, soğutma kompresörlerinde soğutucu akışkanın yağlama yağı ile uyumu gerekmekte, yağın bir kısmı akışkan ile birlikte soğutma devresine geçerek kondenser ve evaporatördeki ısı transferini düşürmektedir.

Doğrusal kompresörlerde, krank biyel mekanizması kaldırılarak silindir içindeki piston mekanik yaylara bağlanmıştır. Silindir etrafında bulunan sargılar enerjilendirilerek pistonu bir manyetik kuvvet etki etmekte ve pistonun hareketi sağlanmaktadır. Silindir ve piston arasında çok küçük bir radyal boşluk (5-10  $\mu\text{m}$ ) bulunmaktadır. Doğrusal kompresörlerin en büyük avantajlarından birisi piston kolundan ileri gelen yanıl kuvvetlerin olmamasından dolayı yağsız olarak çalıştırılabilmesidir. Yağlama yağının soğutkana karışmaması soğutma ve kriyojenik uygulamalarda kullanım üstünlüğü sağlamaktadır. Diğer yandan, piston hareketinin piston kolu tarafından sınırlandırılmamış oluşu, durma noktasının yerinin gaz basıncı ve diğer çalışma şartları ile değişmesine neden olur. Bu durum, pistonun çalışma dinamiğinin incelenmesini zorlaştırmaktadır.

Genel olarak bir doğrusal motorun verimi ve güç faktörü, stator sargıları ve hareketli piston arasında bulunan hava aralığının genişliğinden dolayı döner motorlardan daha düşüktür. Fakat pistonun hareketinin rezonans frekansında gerçekleştiği durumda gerekli elektrik akımı miktarı küçülmekte, motor verimi artmakta ve motor ölçüleri de küçülmektedir. Bunun sağlanabilmesi için piston yüksek katılıkta mekanik yaylar üzerine bağlanmaktadır. Ayrıca bu mekanik yaylar sayesinde silindir içinde basınçlandırılan akışkanın piston hareketine yapabileceği bozucu etkiler de azaltılmaktadır. Rezonans frekansı değerine piston yay mekanizmasının efektif kütlesi, gazın basıncı ve mekanik yay katsayısı gibi değerler etki etmektedir. Farklı basınç oranlarıyla silindir içerisinde sıkıştırılan gaz, piston üzerinde yay etkisi oluşturmaktadır. Fakat bu etki doğrusal olmayıp, eşdeğer yay katsayısının hesaplanmasında bu durum göz önüne alınmalıdır.

Hâlihazırda doğrusal kompresörler buzdolabı soğutma çevrimlerinde geleneksel kompresörlere alternatif olarak kullanılmaktadırlar. Yapılan bir çalışmada, buzdolabı çevrimi için hazırlanmış bir doğrusal kompresör geleneksel pistonlu kompresör ile karşılaştırılmıştır. Daha düşük güçlerde doğrusal motor veriminin, indüksiyon motorundan yüksek olduğu ve indüksiyon motor veriminin yüksek güçlerde iyileştiği belirtilmiştir. Yapılan tasarımla Eddy akımı kayıplarının azaltıldığı doğrusal motor veriminin % 86 seviyesine çıktığı ve aynı çalışma şartları altında indüksiyon motor veriminin % 60' da kaldığı söylenmiştir. İki kompresörde de oluşan basınç düşüşlerinin benzer olduğundan

bahsedilmiştir. Benzer çalışma şartlarında doğrusal kompresörün izentropik veriminin % 52 ile % 60 arasında, geleneksel pistonlu kompresörün veriminin % 28 ile % 45 arasında değiştiği belirtilmiştir. Hacimsel verim açısından bakıldığında ise geleneksel kompresörün doğrusal kompresöre sağladığı üstünlükten bahsedilmiştir. Bunun sebebi olarak da krank biyel mekanizması sayesinde tam olarak istenen piston strok uzunluğuna ulaşılabildiği fakat doğrusal kompresörlerde pistonun tahliye valfine çarpması için arada küçük de olsa bir boşluk bırakılması gerektiği gösterilmiştir[1].

Literatürde mevcut incelemelerde, yağlama gerektirmeyen yapısı sayesinde doğrusal kompresörlerin küçük yapıli sistemlere entegre edilerek elektronik devre soğutmasında kullanılabileceğinden bahsedilmiştir[2]. Doğrusal kompresör prototipiyle geleneksel pistonlu kompresörler karşılaştırılarak farklı ölü hacimlerin (pistonun ulaştığı üst nokta ile tahliye valfi arasındaki hacim) kullanıldığı uygulamalarda doğrusal kompresörlerin daha verimli çalıştığı belirtilmiştir[3]. Doğrusal kompresörle fırçasız doğru akımlı geleneksel pistonlu kompresör karşılaştırılarak güç tüketiminin doğrusal kompresörde % 10 daha az olduğu söylenmiştir[4]. Doğrusal kompresörlerin toplam verim açısından geleneksel pistonlu kompresörlere göre % 20 ile % 30 arasında daha iyi sonuç verdiği paylaşılmıştır[5].

Düşük sürtünme kayıplarından dolayı doğrusal kompresörlerin geleneksel pistonlu kompresörlere göre daha yüksek verimlere ulaştıkları aktarılmıştır[6]. Doğrusal kompresörlerle geleneksel pistonlu kompresörlerin karşılaştırıldığı çalışmada buzdolapları için doğrusal kompresörlerin daha yüksek verimlere çıktığı ve farklı soğutma kapasiteleri kontrolü için daha iyi bir alternatif sunduğu belirtilmiştir[7]. Hâlihazırda üretilen veya üzerinde çalışılan doğrusal kompresörlerin üç adet çeşidi vardır. Bunlar hareketli bobinli, hareketli demirli ve hareketli mıknatıslı tip doğrusal kompresörlerdir[8].

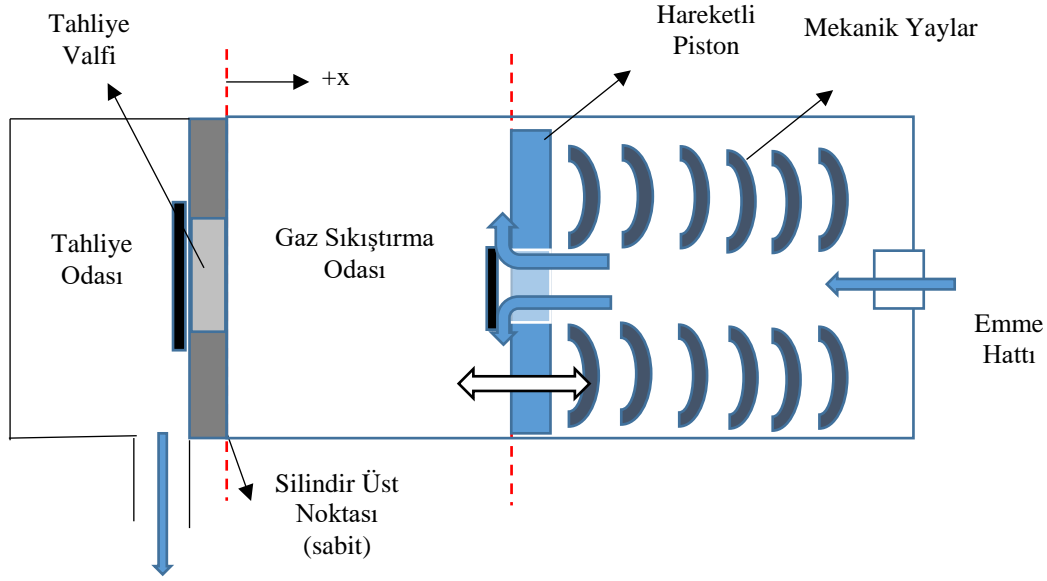
Doğrusal kompresörlerde yüksek akı yoğunluklu Neodyum mıknatısların hareketli mıknatıs olarak kullanılması ile hareketli kısmın kütlesi azalmakta ve hafif piston yapısı yay tasarımı kolaylaştırmaktadır. Bu tip doğrusal kompresörler ev tipi buzdolaplarında yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Öte yandan, doğrusal kompresörlerde pistonun durma noktası ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesi, besleme akımının gerilimi ayarlanarak değiştirilebilmektedir. Bu çalışmada, bir Matlab Simulink modeli kurularak, elektriksel besleme geriliminin farklı frekans ve genlikleri için piston davranışı ve kompresör kapasite ve veriminin değişimi incelenmiştir. Motor tork sabiti ve omik direncin tanımlanması ile motor kayıpları ayrıca hesaplanmıştır.

## 2. DOĞRUSAL KOMPRESÖR MODELİ

Bu çalışmada, hareketli mıknatıslı bir doğrusal kompresör Matlab® Simulink® programı kullanılarak modellenmiştir. Sıkıştırılan gaz hava olup ideal gaz davranışı göstermektedir. Çözümlerde, ısı kayıpları göz önüne alınmayarak havanın durum değişimi izentropik (tersinir adyabatik) olarak modellenmiştir. Sonraki aşamada sızıntı kayıpları ve viskoz sürtünme modele dâhil edilmiş, ancak silindir içindeki hava için izentropik durum değişimi yaklaşımı korunmuştur.

Şekil 1'de bu çalışmada modellenen doğrusal kompresörün şematik yapısı verilmiştir. Modelin boyutlandırılmasında ticari bir kompresöre ait ölçüler esas alınmıştır[9].

Verilen kompresör R134a için geliştirilmiş bir soğutma kompresörü olmakla birlikte burada çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Kompresör modeli, elektriksel ve mekanik kısımları içermektedir. Sisteme farklı frekanslarda ve genliklerde besleme gerilimi verilerek piston hareketinin değişimi incelenmiştir. Çalışma farklı basınç oranları için tekrarlanmıştır. Modelde çıktı olarak, motora verilen güç, kompresör çıkışındaki mekanik güç, elektriksel motor verimi, motorun çektiği akım, kompresöre etkiyen manyetik kuvvet, gaz emme debisi, gaz emme hacimsel verimi ve piston strok uzunluğu alınmış ve farklı çalışma şartlarına göre değişimleri belirlenmiştir.



**Şekil 1.** Doğrusal kompresör modeli (şematik)

Model boyutlandırılmasında kullanılan ölçüler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Tablo 1.** Doğrusal Kompresör Sabitleri [9].

Tanım	Değişken	Değer	Birim
Piston Çapı	$D_p$	26,5	mm
Piston Uzunluğu	$L_p$	79,6	mm
Piston Efektif Kütlesi	$m_{efek,p}$	0,632	kg
Mekanik Yay Katsayısı	$k_m$	45,66	N/mm
Silindir Piston Arası Boşluk	$b$	5	$\mu\text{m}$
Motor Tork Sabiti	$\alpha$	75	N/A
Motor Direnci	$R$	15,7	$\Omega$
Motor Endüktansı	$L$	450	mH

## 2.1. Dinamik Analiz

Piston hareketi, gaz basıncı diferansiyel kuvvetine, mekanik yay kuvvetine, viskoz sürtünme kuvvetine ve elektromanyetik kuvvete bağlıdır. Pistona etkiyen kuvvetlerin dinamik denklemi aşağıda verilmiştir.

$$m_{efek,p}\ddot{x}_p + c\dot{x}_p + k_mx_p + (P(t) - P_{emme})A_p = \alpha I(t) \quad (1)$$

(1) eşitliğinde  $m_{efek,p}$  piston ve hareketli mıknatıs düzeneğinin efektif kütlelerini,  $f_{sür}$  viskoz sürtünme kuvvetini,  $k_m$  yay katsayısını,  $A_p$  piston yüzey alanını,  $x_p$  ve  $\dot{x}_p$  ise pistonun anlık yer değiştirmesini ve hızını temsil etmektedir.

Sıkıştırma sırasında, basınç belirli bir değere ulaştığında tahliye valfi açılmakta ve basınçlı hava dışarı atılarak basınç sabit kalmaktadır. Pistonun geri dönüşü sırasında da basıncın emme basıncına düşmesi ile birlikte emme valfi açılarak hava girişi olmaktadır ve basınç sabit kalmaktadır.

$$P_{emme} \leq P \leq P_{tahliye} \quad (2)$$

(2) eşitliğinde görüldüğü gibi çalışma basıncı, emme ve tahliye basınçları arasında değişmektedir. Tahliye basıncının emme basıncına oranı "Basınç Oranı" olarak tanımlanmaktadır.



$$BO = \frac{P_{tahliye}}{P_{emme}} \quad (3)$$

Doğrusal kompresörün hareket denklemi yazılırken silindir içindeki gazın etkisi sönüm ve yay katsayısına eklenmektedir[10].

$$m_{eff,p}\ddot{x}_p + (c_{sür} + c_{gaz})\dot{x}_p + (k_m - k_{gaz})x_p = \alpha I(t) \quad (4)$$

(4) eşitliğinde  $c_{gaz}$  gazın eşdeğer sönümlenme katsayısı,  $k_{gaz}$  ise gazın piston tarafından sıkıştırılmasından dolayı oluşan gaz yayı katsayısıdır.  $c_{gaz}$  (5) eşitliğinden,  $k_{gaz}$  ise (6) eşitliğinden türetilmiştir. Gazdan gelen ortalama sönüm etkisi, çevrime (gaza) verilen net işe eşitlenmektedir[9]:

$$\oint c_{gas}\dot{x}_p ds = \oint P dV \quad (5)$$

Silindir içerisinde sıkıştırılan gaz doğrusal olmayan bir etki oluşturmaktadır. Gazın yaptığı bu etki sebebiyle basit bir doğrusallaştırma yaklaşımıyla yaklaşık olarak bir gaz yayı katsayısı hesaplanmaktadır[11]. Sıkıştırılan gazdan kaynaklı gaz yayı katsayısı ve rezonans frekansı hesabı aşağıdaki gibi yapılmıştır[12].

$$k_{gaz} = \frac{(P_{tahliye} - P_{emme})A_p}{x_p} \quad (6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{gaz} + k_m}{m_{eff,p}}} \quad (7)$$

$$f = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (8)$$

(7) eşitliğinde toplam yay katsayısı kullanılarak sistemin rezonans frekansındaki açısal hızı, (8) eşitliğinde ise rezonans frekansı hesaplanmaktadır.

Gaz yayının sistemin doğrusallığını bozacak yönde etki yaptığı söylenmişti. Bu sebeple yay katsayısı yüksek olan bir mekanik yay kullanılarak rezonans frekansı hesabında baskın terim haline getirilmektedir.

## 2.2. Piston Denge Durumu Sapması (Bias)

Doğrusal kompresör enerjilendirilmeden önce silindir içindeki emme ve tahliye basınçları birbirine eşit olduğu için piston denge durumundadır ( $X_0$ ). Başlangıçtaki bu denge noktası, kompresörün tasarımına yani miknatısların konumuna, mekanik yayın yerleştirilmesine, motor gücüne vb. tasarım parametrelerine göre seçilmektedir. Fakat kompresör çalışmaya başladıktan sonra silindir içindeki basınç ile kompresör kabı arasındaki basınç farklılaşmaya başlamaktadır. Bu sebeple de piston için yeni bir denge noktası oluşmaktadır ( $X_m$ ). Denge noktasındaki bu değişim "piston bias" (pistonun sapması) olarak tanımlanır[13].

$$X_{bias} = X_m - X_0 \quad (9)$$

Eğer,  $X_0 < X_m$  ise bias pozitifdir. Yani pistonun sıkıştırdığı gazın basınç kuvveti pistonu, yeni bir denge noktası oluşana kadar silindirin alt ölü noktasına doğru itmektir. Bu durumda piston ile tahliye valfi arasında bir boşluk kalır. Dolayısıyla gazın tahliye işlemi sırasında piston valfe temas etmemektedir. Doğrusal kompresörlerin çalışması esnasında istenen durum budur.

## 2.3. Elektrik Devresi Analizi

Doğrusal kompresörün doğrusal motor kısmında oluşturulan manyetik kuvvet (10) eşitliğinde gösterilmektedir. Burada  $\alpha$  motor tork sabiti,  $i$  ise devre akımıdır.



$$F_{man} = \alpha i \quad (10)$$

Devre akımı, (11) eşitliğinden elde edilmektedir.

$$V_{bes} - u_{emk}(t) = LI + RI + \frac{1}{c} \int Idt \quad (11)$$

Yukarıdaki eşitlikte  $V_{bes}$  besleme gerilimi,  $u_{emk}(t)$  stator sargılarının oluşturduğu manyetik alan içinde piston hareketi sebebiyle indüklenen zıt elektromotor kuvvetini temsil etmektedir. Faraday Kanunu'na göre indüklenen bu gerilim (12) eşitliğinde ifade edilmektedir.

$$u_{emk}(t) = Bl\dot{x}_p = \alpha\dot{x}_p \quad (12)$$

Bu eşitlikte  $B$  manyetik akı yoğunluğunu,  $l$  iletkenin uzunluğunu,  $\alpha$  ise motor emk sabitini belirtmektedir. Motor emk sabiti, emk hesabında kullanılmaktadır. Motor etiketine yazılmaktadır veya deneysel verilerle elde edilebilmektedir. Motor tork sabiti, motor emk sabitine eşit olarak alınmaktadır ve genel adları motor faktörüdür.

## 2.4. Gaz Davranışının Analizi

Pistona etkileyen gaz basıncı kuvveti (13) eşitliğinde hesaplanmaktadır.

$$F_{bas} = A_p \cdot (P - P_0) \quad (13)$$

(13) eşitliğinde,  $P_0$  değeri pistonun emme valfi tarafındaki basınç olup akışkanın emiş basıncına eşit alınmaktadır.  $P$  ise sıkıştırma odasında sıkıştırılan akışkanın o andaki basıncıdır. Akışkanın ideal gaz davranışı göstermesi ve izentropik olarak durum değiştirmesi halinde,  $v$  akışkanın özgül hacmi ve  $k$  özgül ısı oranı olmak üzere sıkıştırma hacmi içerisindeki basınç değişimi (14) eşitliğinde ifade edilmektedir.

$$P \cdot v^k = \text{sabit} \quad (14)$$

Sıkıştırılan akışkanın herhangi bir andaki özgül hacmi sıkıştırma hacminin mevcut akışkan kütlelerine bölünmesi ile (15) eşitliğindeki gibi bulunmaktadır.

$$v = \frac{V_{gaz}}{m_{gaz}} \quad (15)$$

Doğrusal kompresör modelinde, emme ve tahliyenin yanı sıra sızıntı hızı da göz önüne alınarak akışkanın özgül hacminin değişimi ve buradan hareketle basıncı anlık olarak hesaplanmaktadır.

## 2.5. Sızıntı Kaybı ve Viskoz Kuvvetler

Piston yan yüzeyleri ile silindir arasında olan gaz sızıntısının hesaplanması için bir yüzeyi hareketli kanalda Couette akışı tanımlanarak yan yüzeydeki gazın pistona göre ortalama bağlı hızı hesaplanmıştır:

$$V_{gaz} = \left[ \frac{(P - P_0) b^2}{12 \mu L_p} - \frac{V_p}{2} \right] \quad (16)$$

Sızıntı kütleli debisi, bağlı hız ile akış kesiti ve yoğunluğun çarpılması ile hesaplanır:

$$\dot{m}_{sız} = \left[ \frac{(P - P_0) b^2}{12 \mu L_p} - \frac{V_p}{2} \right] \rho_{ort,gaz} \pi D_p b \quad (17)$$



(17) eşitliğinde  $V_p$  piston hızı,  $\rho_{ort,gaz}$  akışkanın ortalama yoğunluğu ve  $\mu$  ise dinamik viskozite değeridir. Piston yan yüzeylerine etki eden sürtünme kuvveti Couette akışının etkisi göz önüne alınarak hesaplanmıştır:

$$F_{sür} = \pi \cdot D_p \cdot \left( \frac{b}{2} \cdot (P_{sol} - P_{sağ}) - \mu \cdot V_p \frac{L}{b} \right) \quad (18)$$

(18) eşitliğinde ilk terim, piston ve silindir arasındaki eksene dik yöndeki çevre alanına etki eden hidrostatik kuvvetleri, ikinci terim ise piston hızından gelen viskoz sürtünme kuvvetlerini temsil etmektedir.

## 2.6. Performans Parametreleri

Bu çalışmada sabit emme ve tahliye basıncı için elektrik motoru besleme geriliminin ve frekansının değiştirilmesi ile kapasite ve performans değerlerinin değişimi incelenmiştir. İncelenen performans değerleri doldurma verimi, motor elektriksel motor verimini, kompresörün özgül güç tüketimi ve kompresör izentropik verimidir.

Doğrusal kompresörün motor verimi, motorun kompresöre verdiği çıkış gücünün, motora verilen giriş gücüne oranıdır. Motorun oluşturabileceği maksimum güç, motor sargı direncine, eşdeğer reaktansa göre değişmektedir. Motor verimi, (19) eşitliğinde hesaplanmıştır.

$$\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{çıkış}}{\dot{W}_{giriş}} \quad (19)$$

Doğrusal kompresörün sıkıştırma için özgül mekanik güç tüketimi, kompresörün tahliye ettiği akışkan miktarı başına verilen mekanik güç olarak tanımlanmaktadır. (20) eşitliğinde gösterilmektedir.

$$w = \frac{\dot{W}_{çıkış}}{\dot{m}_{tahliye}} \quad (20)$$

Öte yandan, ideal gaz sıkıştırılan izentropik bir kompresörün özgül güç tüketimi aşağıdaki gibidir.

$$w = \frac{k}{k-1} R T_{emme} (B O^{(k-1)/k} - 1) \quad (21)$$

(21) eşitliğinde  $k$  izentropik indeks,  $R$  ideal gazın gaz sabiti,  $T_{emme}$  ise gazın emiş durumundaki sıcaklığıdır. Kompresörün kayıplar göz önüne alınarak hesaplanan izentropik verimi (22) eşitliğinde verilmektedir.

$$\eta_{izent,komp} = \frac{\dot{m}_{tahliye} \cdot w}{W_{giriş}} \quad (22)$$

İncelenen diğer bir performans parametresi hacimsel verim veya doldurma verimidir. Doldurma verimi, her bir piston strokunda silindir içine emilen havanın, strok hacmi başına düşen emiş havasına oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$\eta_{hacimsel} = \frac{V_{emme}}{V_{strok}} \quad (23)$$

## 3. PARAMETRİK ÇALIŞMA

Çalışma kapsamında oluşturulan modelde çalışma akışkanı hava olarak seçilmiştir. Emme basıncı 100 kPa ve emme sıcaklığı 300 K alınmıştır. Tahliye basınçları ise 300 ve 500 kPa olarak seçilmiştir. Hava için gaz sabiti ( $R$ ) 0,287 kJ/kg-K standart çalışma şartlarında özgül ısı oranı ( $k$ ) 1,4 olmaktadır. Verilen emme şartlarındaki havanın özgül hacmi 0,861 m<sup>3</sup>/kg olarak hesaplanmıştır.

Yukarıda ve tablo 1'de verilen bilgiler esas alınarak simülasyon çalıştırılmaktadır. Simülasyon sırasında doğrusal kompresörün elektriksel motor veriminin, hava hacimsel emme debisinin, kompresörün özgül güç tüketiminin, hacimsel verimin, piston strokunun, motordan çekilen akımın, manyetik kuvvetin ve piston salınım frekansının değişimi gözlenmektedir. 300 kPa tahliye basıncı için besleme gerilimi frekansı 49 ile 58 Hz arasında değişmektedir ve besleme gerilimi genlikleri ise 90, 95 ve 100 V olmaktadır. 500 kPa tahliye basıncı için besleme gerilimi frekansı 51 ile 60 Hz arasında değişmektedir ve besleme gerilimi genlikleri ise 140, 145 ve 150 V olmaktadır.

Tablo 2'de tahliye basıncının 300 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 90 V olduğu durumda farklı besleme gerilimi frekansındaki sonuçlar görülmektedir. Elektriksel motor verimi en yüksek 50 Hz' de olmaktadır. Fakat bu frekansta üretilen ve aktarılan güç yetersizdir. Maksimum güç üretimi 52 Hz' de çalışırken olmaktadır. Ayrıca emme debisi miktarı, hacimsel verim, piston stroku da en yüksek bu frekansta olmaktadır. Bu çalışma şartları için en uygun frekans 52 Hz'dir.

**Tablo 2.** BO 3 ve gerilim genliği 90 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar

P <sub>emme</sub> (kPa)	P <sub>tahliye</sub> (kPa)	$\dot{W}_{giriş}$ (W)	$\dot{W}_{çıkış}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$\dot{W}_{çıkış}/m_{çıkış}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	V <sub>bes</sub> (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	300	1,2781	0,6722	52,59	5179	113010	4,30	8,00	3,60	4,40	49	90	0,22	16,14	49,0000
100	300	9,5978	9,0365	94,15	70209	111220	42,98	8,80	2,80	6,00	50	90	0,23	17,29	50,0096
100	300	33,0587	28,3092	85,63	219190	111260	84,69	10,40	1,20	9,20	51	90	0,52	39,09	50,9974
100	300	37,4099	30,3450	81,11	235020	111250	86,68	10,50	1,10	9,40	52	90	0,65	48,67	52,0000
100	300	36,5179	28,5641	78,22	221230	111250	83,48	10,30	1,30	9,00	53	90	0,70	52,30	53,0000
100	300	34,0800	25,8123	75,74	199910	111250	78,64	10,10	1,50	8,60	54	90	0,72	53,71	54,0000
100	300	31,1009	22,8030	73,32	176600	111260	72,92	9,80	1,80	8,00	55	90	0,72	54,09	55,0000
100	300	27,9644	19,7886	70,76	153250	111270	66,59	9,50	2,10	7,40	56	90	0,72	53,87	56,0000
100	300	24,8274	16,8601	67,91	130570	111280	59,74	9,30	2,30	7,00	57	90	0,71	53,28	57,0000
100	300	21,7475	14,0404	64,56	108720	111300	52,41	9,10	2,60	6,50	58	90	0,70	52,57	58,0000

Tablo 3'te tahliye basıncının 300 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 95 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar görülmektedir. Elektriksel motor verimi 50 Hz' de en yüksektir. Fakat bu frekansta üretilen ve aktarılan güç yetersizdir. Emme debisi miktarı, hacimsel verim, piston stroku en yüksek 51 Hz' de çalışırken olmaktadır. Bu çalışma şartları için en uygun frekans 51 Hz'dir.

**Tablo 3.** BO 3 ve gerilim genliği 95 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar

P <sub>emme</sub> (kPa)	P <sub>tahliye</sub> (kPa)	$\dot{W}_{giriş}$ (W)	$\dot{W}_{çıkış}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$\dot{W}_{çıkış}/m_{çıkış}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	V <sub>bes</sub> (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	300	3,9185	3,2909	83,98	25469	111550	19,15	8,30	3,30	5,00	49	95	0,22	16,71	49,0000
100	300	24,3594	22,1189	90,80	171210	111280	75,61	9,90	1,70	8,20	50	95	0,37	28,00	49,9971
100	300	41,5366	34,3472	82,69	266000	111250	92,38	10,90	0,65	10,25	51	95	0,64	48,01	50,9992
100	300	42,3155	33,5857	79,37	260120	111240	90,72	10,80	0,78	10,02	52	95	0,72	54,32	52,0000
100	300	40,0841	30,8338	76,92	238800	111250	86,54	10,50	1,10	9,40	53	95	0,75	56,57	53,0000
100	300	36,9019	27,5608	74,69	213450	111250	81,27	10,20	1,40	8,80	54	95	0,76	57,32	54,0000
100	300	33,4376	24,2196	72,43	187570	111260	75,32	9,90	1,70	8,20	55	95	0,76	57,19	55,0000
100	300	29,9602	20,9769	70,02	162460	111270	68,87	9,60	2,00	7,60	56	95	0,75	56,50	56,0000
100	300	26,5738	17,8851	67,30	138500	111280	61,98	9,40	2,30	7,10	57	95	0,74	55,75	57,0000
100	300	23,3077	14,9468	64,13	115740	111300	54,64	9,10	2,50	6,60	58	95	0,73	54,73	58,0000

Tablo 4'te tahliye basıncının 300 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 100 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar görülmektedir. Elektriksel motor verimi 49 Hz' de en yüksek olarak görülmektedir. Fakat maksimum güç üretimi 51 Hz' de çalışırken olmaktadır. Ayrıca emme debisi miktarı, hacimsel verim, piston stroku da en yüksek bu frekansta olmaktadır. Bu çalışma şartları için en uygun frekans 51 Hz'dir.

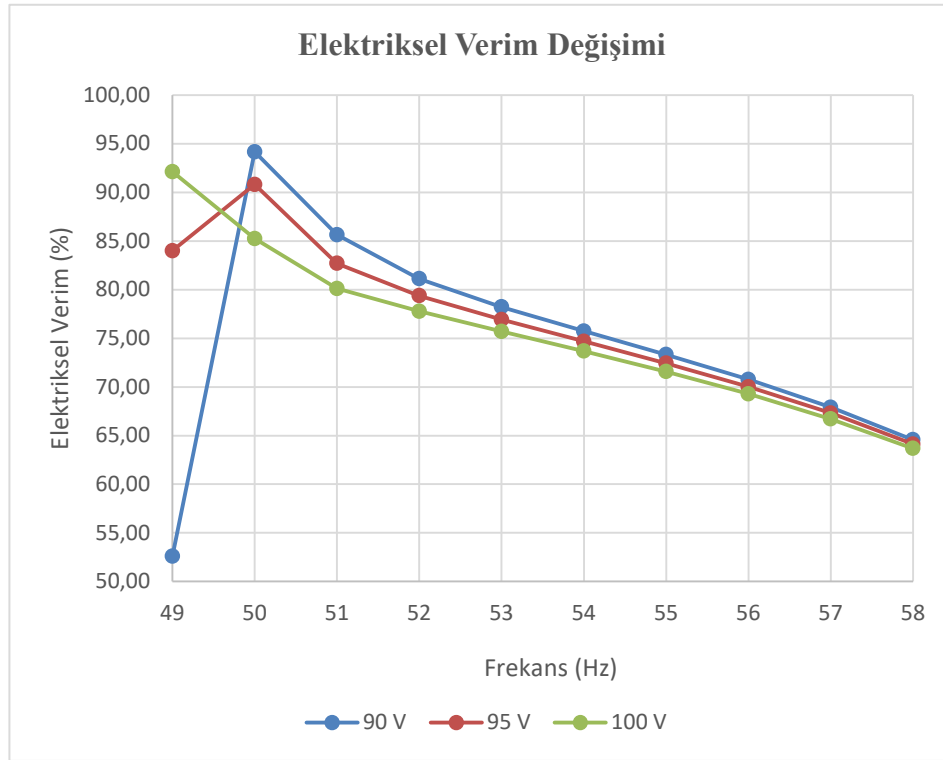


**Tablo 4.** BO 3 ve gerilim genliği 100 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar

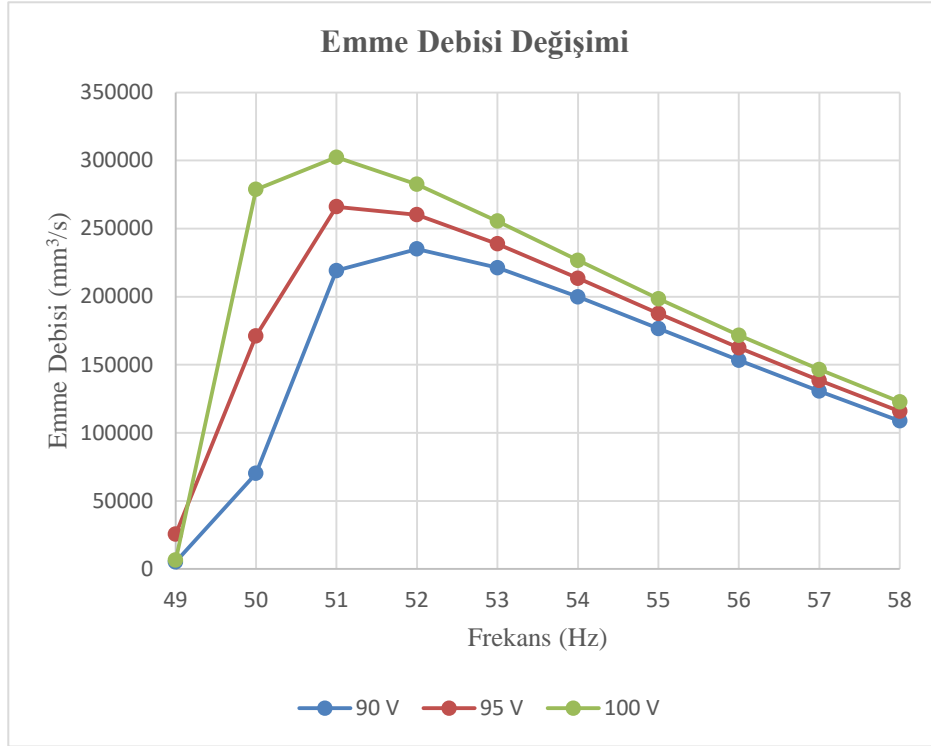
P <sub>emme</sub> (kPa)	P <sub>tahliye</sub> (kPa)	$\dot{W}_{giris}$ (W)	$\dot{W}_{cikis}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$\dot{W}_{cikis}/m_{cikis}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	V <sub>bes</sub> (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	300	9,1244	8,4050	92,12	6515	111300	41,31	8,70	2,90	5,80	49	100	0,23	17,42	49,0020
100	300	42,3193	36,0737	85,24	278690	111400	94,92	11,10	0,44	10,66	50	100	0,57	42,65	49,9829
100	300	48,7265	39,0336	80,11	302310	111240	97,37	11,30	0,24	11,06	51	100	0,75	56,01	51,0000
100	300	46,9124	36,4826	77,77	282550	111240	93,97	11,00	0,53	10,47	52	100	0,79	59,56	52,0000
100	300	43,5760	32,9880	75,70	255490	111250	89,23	10,70	0,88	9,82	53	100	0,81	60,69	53,0000
100	300	39,7217	29,2661	73,68	226660	111250	83,68	10,30	1,20	9,10	54	100	0,81	60,69	54,0000
100	300	35,7972	25,6206	71,57	198420	111260	77,58	10,00	1,60	8,40	55	100	0,80	60,04	55,0000
100	300	31,9872	22,1613	69,28	171630	111260	71,04	9,70	1,90	7,80	56	100	0,79	59,29	56,0000
100	300	28,3531	18,9110	66,70	146450	111270	64,12	9,50	2,20	7,30	57	100	0,77	58,01	57,0000
100	300	24,8995	15,8556	63,68	122780	111290	56,79	9,20	2,40	6,80	58	100	0,76	57,00	58,0000

Yukarıdaki çalışma basınçlarında, ideal gaz sıkıştırılan izentropik bir kompresörün özgül güç tüketimi (21) eşitliği kullanılarak 111 210 J/kg olarak hesaplanmıştır. Tablolarda gösterilen özgül güç tüketiminin bu değere çok yakın olduğu görülmektedir.

Aşağıdaki grafiklerde ise elektriksel motor veriminin, emme debisinin, hacimsel verimin ve piston strokunun farklı frekanslardaki değişimleri gözlenmektedir. Şekil 2'de farklı frekanslarda elektriksel motor veriminin değişimi görülmektedir.

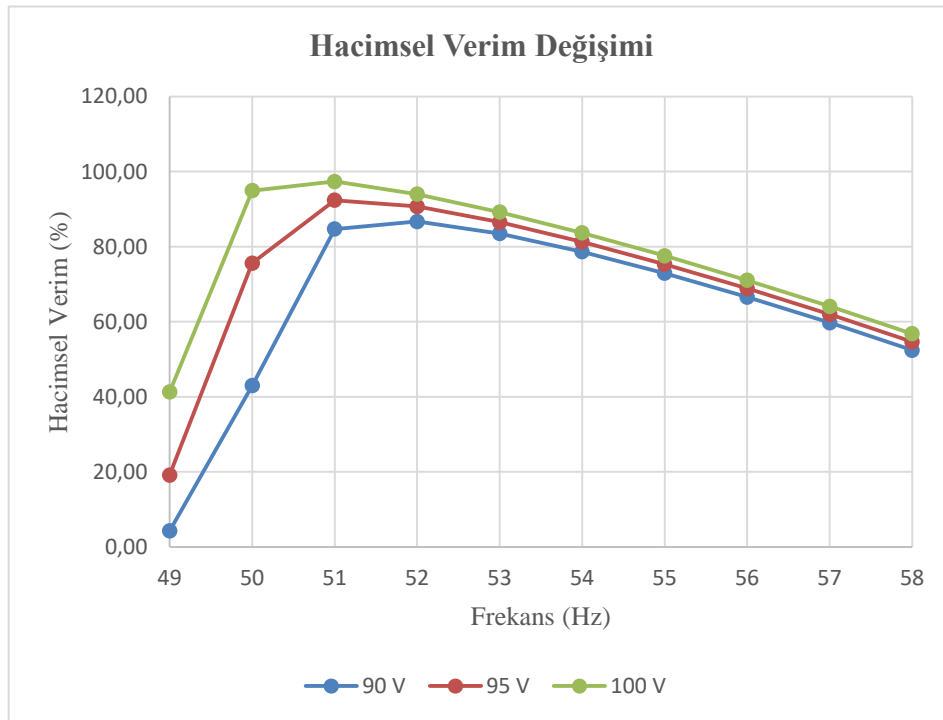
**Şekil 2.** BO 3, 90-95-100 V için farklı frekanslarda elektriksel motor verimi değişimi

Şekil 3'te emme debisinin farklı frekanslar için değişimi görülmektedir. Emme debisi en uygun çalışma frekansında en yüksek değeri alırken diğer frekanslarda düşüşe geçmektedir.



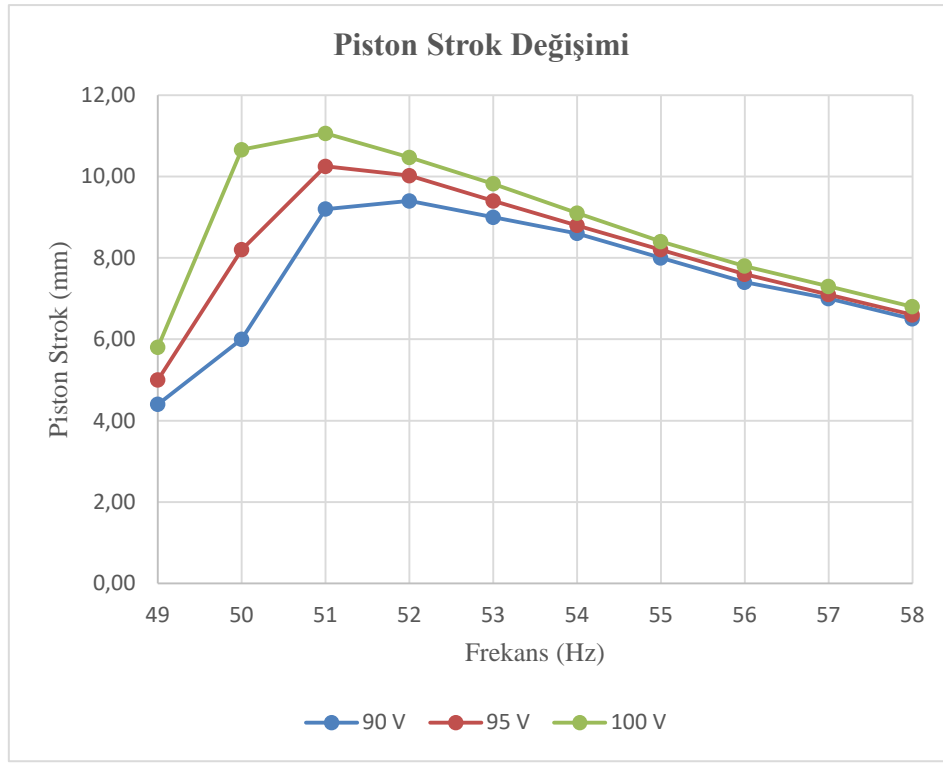
**Şekil 3.** BO 3, 90-95-100 V için farklı frekanslarda emme debisi değişimi

Şekil 4'te farklı frekanslardaki hacimsel verimler görülmektedir. Doğrusal kompresör için farklı besleme gerilimi genlikleri seçilmiştir. Düşük genliklerde pistonun ulaşabildiği en üst nokta ile tahliye valfi arasındaki boşluk fazla olmaktadır. Bu da ölü hava hacmini artırıp kompresörün hacimsel verimini süratle düşürür.



**Şekil 4.** BO 3, 90-95-100 V için farklı frekanslarda hacimsel verim değişimi

Şekil 5'te farklı frekanslarda piston strok değişimi görülmektedir. Yüksek genliklerde piston tahliye valfine daha çok yaklaşabildiği için strok uzunluğu artmıştır. Bu durum da hacimsel verimin ve emme debisinin artmasını sağlamıştır.



Şekil 5. BO 3, 90-95-100 V için farklı frekanslarda piston strok değişimi

Tablo 5'te tahliye basıncının 500 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 140 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar görülmektedir. Elektriksel motor verimi 52 Hz' de en yüksektir. Fakat bu frekansta üretilen ve aktarılan güç yetersizdir. Maksimum güç üretimi 54 Hz' de çalışırken olmaktadır. Ayrıca emme debisi miktarı, hacimsel verim, piston stroku da en yüksek bu frekansta olmaktadır. Bu çalışma şartları için en uygun frekans 54 Hz'dir.

Tablo 5. BO 5 ve gerilim değeri 140 V olduğunda farklı frekanslarda sonuçlar

Pemme (kPa)	P <sub>tahliye</sub> (kPa)	$\dot{W}_{giriş}$ (W)	$\dot{W}_{çıkış}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$W_{çıkış}/m_{çıkış}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	V <sub>bes</sub> (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	500	1,9109	0,4824	25,24	2320	187280	1,25	9,60	3,00	6,60	51	140	0,34	25,23	51,0000
100	500	29,2430	27,1726	92,92	133310	176190	53,25	10,60	1,90	8,70	52	140	0,42	31,32	52,0151
100	500	61,5286	53,4576	86,88	261580	176110	83,01	11,60	0,85	10,75	53	140	0,71	52,97	52,9999
100	500	68,0074	56,8429	83,58	278140	176110	85,10	11,70	0,76	10,94	54	140	0,83	62,33	54,0000
100	500	68,5655	55,6067	81,10	272090	176110	82,97	11,70	0,85	10,85	55	140	0,90	67,63	55,0000
100	500	66,6320	52,5208	78,82	256980	176120	79,12	11,50	1,00	10,50	56	140	0,94	70,74	56,0000
100	500	63,2577	48,4025	76,52	236820	176130	74,16	11,40	1,20	10,20	57	140	0,97	72,66	57,0000
100	500	58,9311	43,6274	74,03	213450	176150	68,33	11,20	1,40	9,80	58	140	0,98	73,87	58,0000
100	500	53,9270	38,4028	71,21	187880	176170	61,73	11,00	1,70	9,30	59	140	0,99	74,50	59,0000
100	500	48,4030	32,8427	67,85	160660	176210	54,36	10,80	1,90	8,90	60	140	1,00	74,85	60,0000

Tablo 6'da tahliye basıncının 500 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 145 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar görülmektedir. Frekansın 50 Hz olduğu durumda kompresöre yeterli güç aktarılamadığı için hava tahliyesi olmamaktadır. Elektriksel motor verimi 52 Hz' de en yüksektir. Fakat bu frekansta üretilen ve aktarılan güç yetersizdir. Maksimum güç üretimi 54 Hz' de çalışırken olmaktadır. 53 ve 54 Hz' deki piston strokları ve hacimsel verim değerleri birbirine çok yakın olmaktadır. Emme debisi ise 54 Hz' de en yüksek değerine ulaşmaktadır.

**Tablo 6.** BO 5 ve gerilim değeri 145 V olduğunda farklı frekanslarda sonuçlar

Pemme (kPa)	Ptahliye (kPa)	$\dot{W}_{giriş}$ (W)	$\dot{W}_{çıkış}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$W_{çıkış}/m_{çıkış}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	Vbes (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	500	5,9103	4,4122	74,65	21557	177180	11,12	9,70	2,80	6,90	51	145	0,35	26,31	51,0002
100	500	49,4304	44,6789	90,39	218670	176120	75,17	11,30	1,20	10,10	52	145	0,56	42,03	52,0018
100	500	69,8720	59,5774	85,27	291530	176100	88,56	11,90	0,60	11,30	53	145	0,79	59,53	53,0000
100	500	73,2722	60,4590	82,51	295840	176100	88,28	11,90	0,61	11,29	54	145	0,89	66,90	54,0000
100	500	72,6011	58,2894	80,29	285210	176110	85,37	11,80	0,75	11,05	55	145	0,95	71,04	55,0000
100	500	69,9879	54,7056	78,16	267670	176120	81,16	11,60	0,93	10,67	56	145	0,98	73,71	56,0000
100	500	66,1667	50,2669	75,97	245950	176130	76,00	11,40	1,10	10,30	57	145	1,01	75,38	57,0000
100	500	61,5185	45,2667	73,58	221470	176150	70,06	11,30	1,40	9,90	58	145	1,01	76,28	58,0000
100	500	56,2731	39,8754	70,86	195080	176170	63,39	11,10	1,60	9,50	59	145	1,02	76,70	59,0000
100	500	50,5671	34,1947	67,62	167280	176200	56,01	10,90	1,80	9,10	60	145	1,02	76,73	60,0000

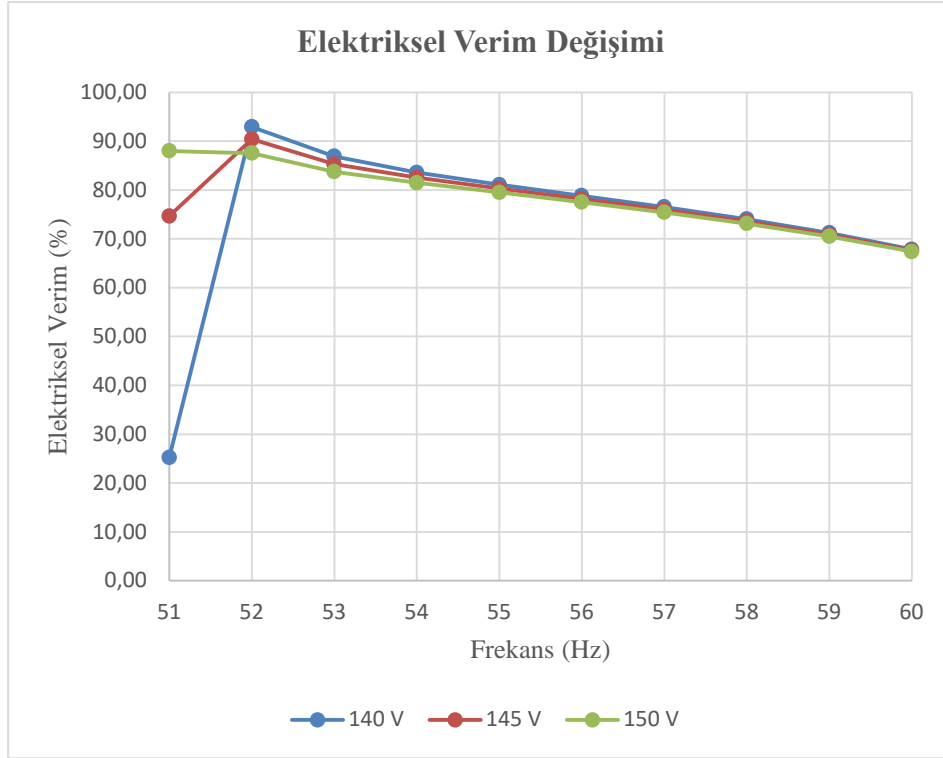
Tablo 7'de tahliye basıncının 500 kPa ve besleme gerilimi genliğinin 150 V olduğu durumda farklı frekanslardaki sonuçlar görülmektedir. Bu genlikte en yüksek stroklara ulaşılmaktadır. Frekansın 50 Hz olduğu durumda kompresöre yeterli güç aktarılamadığı için hava tahliyesi olmamaktadır. Elektriksel motor verimi 51 Hz' de en yüksek olarak görülmektedir. Fakat bu frekansta üretilen ve aktarılan güç yetersizdir. Maksimum güç üretimi 54 Hz' de çalışırken olmaktadır. Emme debisi miktarı, hacimsel verim, piston stroku ise en yüksek 53 Hz'de olmaktadır.

**Tablo 7.** BO 5 ve gerilim değeri 150 V olduğunda farklı frekanslarda sonuçlar

Pemme (kPa)	Ptahliye (kPa)	$\dot{W}_{giriş}$ (W)	$\dot{W}_{çıkış}$ (W)	$\eta_{elk}$ (%)	$\dot{V}_{emme}$ (mm <sup>3</sup> /s)	$W_{çıkış}/m_{çıkış}$ (J/kg)	$\eta_{emme}$ (%)	$x_{maks}$ (mm)	$x_{min}$ (mm)	$x_p$ (mm)	f (Hz)	Vbes (V)	I (A)	F <sub>man</sub> (N)	f <sub>p</sub> (Hz)
100	500	13,4978	11,8780	88,00	58283	176470	27,64	10,00	2,50	7,50	51	150	0,38	28,31	51,0076
100	500	66,8869	58,5518	87,54	286480	176100	88,71	11,80	0,59	11,21	52	150	0,71	53,05	51,9983
100	500	77,3031	64,7338	83,74	316760	176090	92,89	12,00	0,38	11,62	53	150	0,88	65,63	53,0000
100	500	78,2564	63,7633	81,48	312010	176100	91,05	12,00	0,48	11,52	54	150	0,95	71,20	54,0000
100	500	76,5392	60,8452	79,50	297720	176110	87,59	11,90	0,64	11,26	55	150	0,99	74,50	55,0000
100	500	73,3167	56,8344	77,52	278090	176110	83,09	11,70	0,85	10,85	56	150	1,02	76,58	56,0000
100	500	69,0789	52,1068	75,43	254950	176130	77,77	11,50	1,10	10,40	57	150	1,04	77,73	57,0000
100	500	64,1225	46,8941	73,13	229440	176140	71,73	11,30	1,30	10,00	58	150	1,05	78,67	58,0000
100	500	58,6412	41,3450	70,51	202280	176160	65,02	11,10	1,60	9,50	59	150	1,05	78,72	59,0000
100	500	52,7542	35,5462	67,38	173890	176190	57,62	10,90	1,80	9,10	60	150	1,05	78,55	60,0000

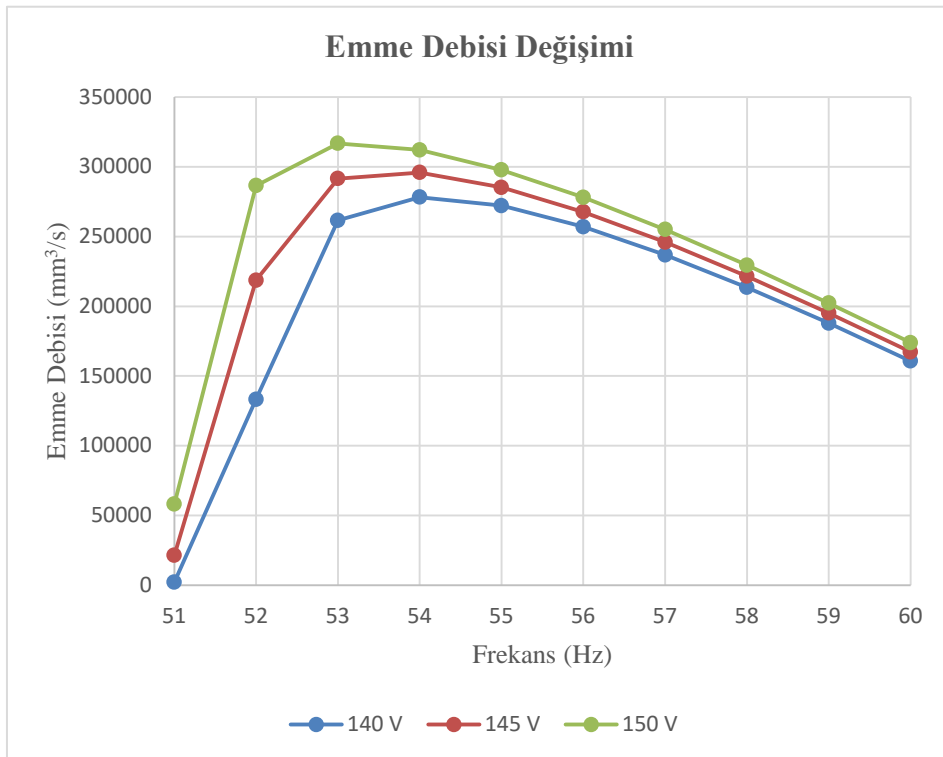
Yukarıdaki çalışma basınçlarında, ideal gaz sıkıştırılan izentropik bir kompresörün özgül güç tüketimi 176 050 J/kg olarak hesaplanmıştır. Tablolarda gösterilen özgül güç tüketiminin bu değere çok yakın olduğu görülmektedir.

Aşağıda verilen grafiklerde ise elektriksel motor veriminin, emme debisinin, hacimsel verimin ve piston strokunun farklı frekanslardaki değişimleri gözlenmektedir. Şekil 6'da farklı frekanslarda elektriksel motor veriminin değişimi görülmektedir.



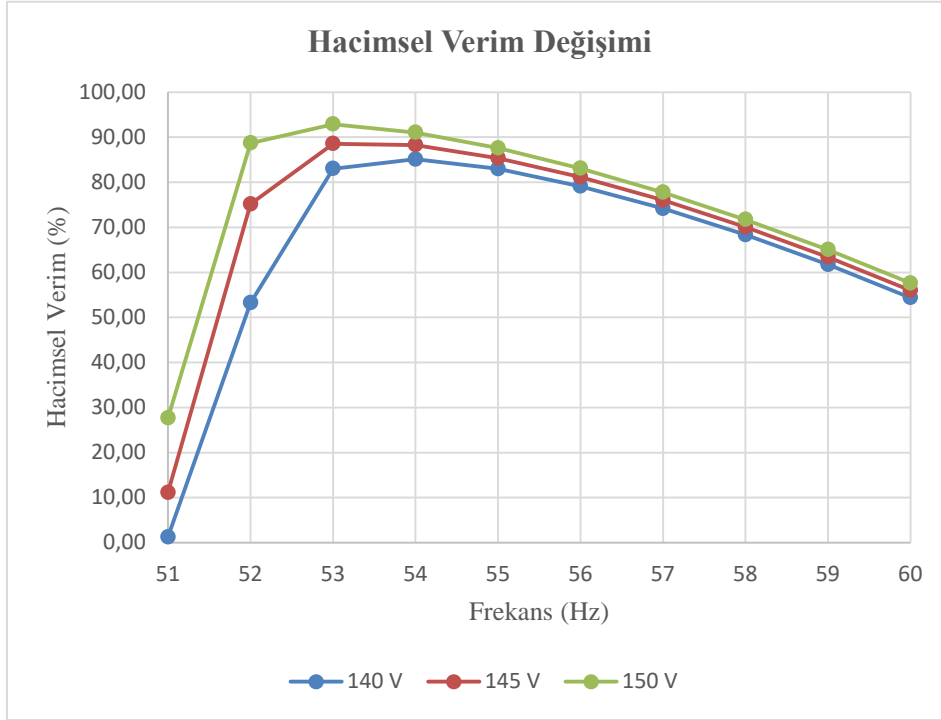
**Şekil 6.** BO 5, 140-145-150 V için farklı frekanslarda elektriksel motor verimi değişimi

Şekil 7'de emme debisinin farklı frekanslar için değişimi görülmektedir. En yüksek emme debisi strokun en yüksek olduğu genlikte olmaktadır.



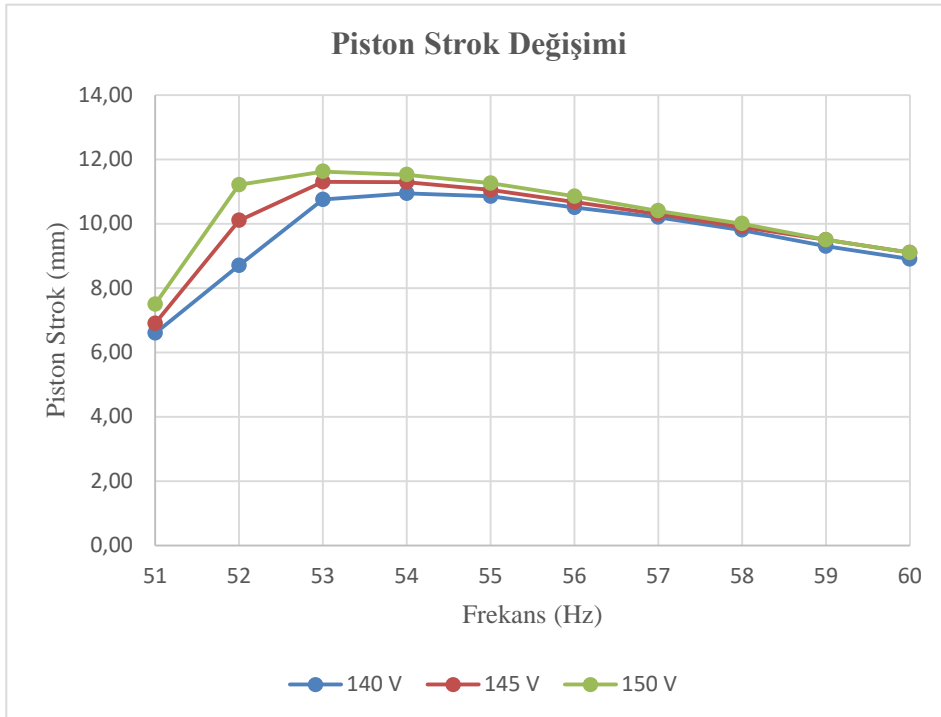
**Şekil 7.** BO 5, 140-145-150 V için farklı frekanslarda emme debisi değişimi

Şekil 8'de farklı frekanslardaki hacimsel verimler görülmektedir. Hacimsel verim de en yüksek strok değerinde daha yüksektir.



Şekil 8. BO 5, 140-145-150 V için farklı frekanslarda hacimsel verim değişimi

Şekil 9'da piston strokunun frekans değişimiyle aldığı değerler görülmektedir. En yüksek piston salınımı, en yüksek besleme geriliminde olmuştur. Bu da ölü gaz hacmini azaltmıştır.



Şekil 9. BO 5, 140-145-150 V için farklı frekanslarda piston strok değişimi



## SONUÇ

Çalışma kapsamında oluşturulan modelde sıkıştırılan akışkan olarak hava seçilmiştir. Hava ideal gaz davranışı göstermektedir. Çözümlerde ısı kayıpları göz ardı edilerek havanın durum değişimi izentropik olarak modellenmiştir. İzentropik modele, ek olarak viskoz sürtünme, sızıntı ve elektriksel motor kayıpları da dâhil edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda besleme gerilimi frekansının önemi görülmüştür. En uygun frekansta, piston stroku en yüksek değere ulaşarak hem daha fazla hava emilmesini hem de ölü hacmi azaltarak daha fazla hava tahliye edilmesini sağlamıştır. Bu durumda da doğrusal kompresörün verimi artmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] LIANG, K., STONE, R., HANCOCK, W., DADD, M., BAILEY, P., "Comparison Between A Crank-Drive Reciprocating Compressor and A Novel Oil-Free Linear Compressor", International Journal Of Refrigeration, Volume: 45, 2014.
- [2] BAILEY, P., DADD, M., STONE, R., "Cool and Straight: Linear Compressors for Refrigeration", Institute of Refrigeration, Volume: 107, 2011.
- [3] BRADSHAW, C.R., GROLL, E.A., GARIMELLA, S.V., "Linear Compressors for Electronics Cooling: Energy Recovery and The Useful Benefits", Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Purdue, 2012.
- [4] KU, B., PARK, J., HWANG, Y., LEE, J., "Performance Evaluation of The Energy Efficiency of Crank-Driven Compressor and Linear Compressor for A Household Refrigerator", Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Purdue, 2010.
- [5] PARK, K., HONG, E., LEE, H.K., "Linear Motor For Linear Compressor", Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Purdue, 2002.
- [6] LAMANTIA, M., CONTARINI, A., GIOVANNI, S., "Numerical and Experimental Analysis of A Linear Compressor", Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Purdue, 2002.
- [7] BANSAL, P., VINEYARD, E., ABDELAZIZ, O., "Advances in Household Appliances - A Review", Applied Thermal Engineering, Volume: 31, 2002.
- [8] ZHANG, Z., CHENG, K.W.E., XUE, X.D., "Study On The Performance and Control Of Linear Compressor For Household Refrigerators", 2013 5th International Conference On Power Electronics Systems and Applications (PESA), 2013.
- [9] ZHANG, X., ZIVIANI, D., BRAUN, J.E., GROLL, E.A., "Theoretical Analysis of Dynamic Characteristics in Linear Compressors", International Journal Of Refrigeration, Volume 109, 2020.
- [10] POLLAK, E., SOEDEL, W., COHEN, R., FRIEDLAENDER, F.J., "On The Resonance and Operational Behavior of An Oscillating Electrodynamical Compressor", J. Sound Vib., Volume: 67, 1979.
- [11] CADMAN, R., COHEN, R., "Electrodynamical Oscillating Compressors: Part 2 Evaluation of Specific Designs for Gas Load", J. Basic Engineering ASME Volume: 91, 1969.
- [12] BRADSHAW, C.R., GROLL, E.A., GARIMELLA, S.V., "A Comprehensive Model of Miniature-Scale Linear Compressor for Electronics Cooling", International Journal Of Refrigeration, Volume 34, 2011.
- [13] BRADSHAW, C.R., "A Miniature-Scale Linear Compressor for Electronics Cooling", Ph.D. thesis. Purdue University. 2012.



## ÖZGEÇMİŞ

### **Mustafa Melih Doğan**

1987 yılı İzmir doğumludur. 2011 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Bölümünü bitirmiştir. 2016 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Mühendis unvanını almıştır. Aynı üniversitede doktora eğitimine devam etmektedir. 2016 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi İzmir Meslek Yüksekokulu Elektronik ve Otomasyon Bölümü Mekatronik Programı'nda öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır. Doğrusal kompresör üzerine çalışmaktadır.

### **M. Serhan Küçüka**

1983 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 1985 yılında Makina Mühendisliği Yüksek Lisans, 1993 yılında Doktora programlarını tamamlamıştır. 1990-1997 yılları arasında Tüpraş İzmit Rafinerisinde Proje Mühendisi olarak çalışmıştır. 1998 yılından bu yana Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Güneş enerjisi, soğutma sistemleri ve genel olarak ısı sistemler konularında çalışmaktadır.

### **Barış Oğuz Gürses**

1983 yılı İzmir doğumludur. Lisans öğrenimini Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde, yüksek lisans ve doktora öğrenimini Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda tamamladı. 2010–2019 yılları arasında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yaptı. 2019 yılından bu yana Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. 2016 yılında TÜBİTAK 1512 BİGG Programı desteği ile hayata geçmiş bir teknoloji firmasının kurucusudur.