



YAĞ ENJEKTELİ VİDALI KOMPRESÖRLERDE PNÖMATİK YAĞ GİRİŞ HATTININ ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

THE EFFECT OF OIL INJECTION ON ENERGY EFFICIENCY IN OIL INJECTED SCREW COMPRESSORS

Buğrahan Bahadır
Batur Abaloğlu

ÖZET

Yağlı vidalı kompresörlerde vida bloğuna giden yağ debisinin makine performansına önemli ölçüde etkisi vardır. Bu çalışmada pnömatik hortum çapları değiştirilerek vida bloğuna geri dönüş yapan yağ debilerinin değişimleri ve bu değişimlerin makine performansına etkisi testlerde incelenmiştir. Testler sırasında pnömatik hortum çapının, kompresörün farklı çalışma basınçlarında ve motor devirlerinde performans değerlerine etkisi de gözlemlenmiştir. Elde edilen test sonuçlarında çalışmanın gerçekleştirildiği kompresör için performans, enerji verimliliği ve enerji maliyeti kıyaslamaları yapıp optimum pnömatik hortum çapına karar verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Enerji Verimliliği, Kompresör, Yağ Debisi

ABSTRACT

In oil injected screw compressors, the oil flow to the aircend has a significant effect on the machine performance. In this study, the changes in the oil flow rates returning to the aircend by changing the pneumatic hose diameters and the effects of these changes on the machine performance were examined in the tests. During the tests, the effect of the diameter of the pneumatic hose on the performance values of the compressor at different operating pressures and motor speeds were also observed. In the test results obtained, performance, energy efficiency and energy cost comparisons were made for the compressor where the study was carried out and the optimum pneumatic hose diameter was decided.

Key Words: Energy Efficiency, Compressor, Oil Flow Rate

GİRİŞ

Yağlı vidalı kompresörler kompakt yapısı, sürekli olarak çalışabilmesi ve yüksek verimliliği gibi avantajlarından dolayı basınçlı hava sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Yağlı vidalı kompresörlerde, basınçlandırma ünitesi olan vida bloğuna yağ enjeksiyonu yapılarak rotorların ve rulmanların yağlanması, basınçlı havanın geri kaçışının engellenmesi ve basınçlandırma işlemi gerçekleşirken rotorların ve havanın soğutulması sağlanmaktadır [1]. Yağlı vidalı kompresörlerde kullanılacak yağ miktarını belirlerken basınçlandırma ünitesi olan vida bloğunun ihtiyaç duyduğu yağ debisi dakikada yaklaşık olarak 2-3 tur atacak şekilde hesaplanıp belirlenmektedir. 3 turdan daha fazla olmasının tercih edilmeme sebebi yağın ömrünü kısaltacağından, makinenin bakım sürelerinin kılmasına sebep olur. 2 turdan daha az olması ise kompresör yağ tankının gereğinden büyük yapılmasına sebep olur. Makinede kullanılmakta olan yağın miktarının az kaldığı durumlarda kullanılmakta olan yağın ömrü daha kısa olur ve belirli bir süreden sonra verimli bir şekilde soğutma performansı sağlamaz hale gelir [4].

Yağlı vidalı kompresörlerin içinde kapalı bir yağ çevrimi vardır. Makinede yağ sadece basınç farkıyla hareket etmektedir. Bu sebepten dolayı makinenin vida geri dönüş hattında kullanılan pnömatik hortum çapları yağ debisini direkt olarak etkiler [9].

Denklem 1'deki Bernoulli denkleminde basınç farkının sebep olduğu yağın hız değeri ile vida geri dönüş pnömatik hattındaki borunun alanının çarpılmasıyla vida geri dönüş yapan yağın debisi bulunmaktadır.

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g h_2 \quad (1)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} h_2 \quad (2)$$

$$Q_{yağ} = A * V \quad (3)$$

Vida bloğuna geri dönüş yapan yağın debisinin makinenin performansına direkt olarak etkisi vardır. Yağ debisinin az olması durumunda vida bloğu içerişindeki rotor çifti ve rulmanları yetersiz yağlanmasından dolayı zarar görebilir. Vida bloğundaki basınçlı havaya yeterli soğutma sağlanmadığı için yüksek sıcaklıklarda çıkış yapar. Bu da makinenin hararet durumuna girmesine sebep olur [5].

Yağ debisinin yüksek olduğu durumlarda ise vida bloğunun rotorlarına giden yağ miktarı artacağı için rotorlar dönüş yaparken rotalara düşen yük artacağından dolayı daha fazla shaft gücü ihtiyacına sebep olacaktır [6]. Yağın sistemdeki bir görevi ise rotarlardaki basınçlı havanın geri kaçaklarını engellemektir fakat bunun için sistemdeki yağ debisinin yaklaşık %1'i dahi yeterlidir. Bunun sonucunda makinenin enerji verimliliği ve maliyetlerini kötü etkilenecektir.

Denklem 4'de vida bloğunun gerçekleştirilen basınçlandırma için gerekli olan shaft gücünün hesaplanmaktadır.

$$W_s = P_1 Q * \left(\frac{k}{k-1}\right) * \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + W_L \quad (4)$$

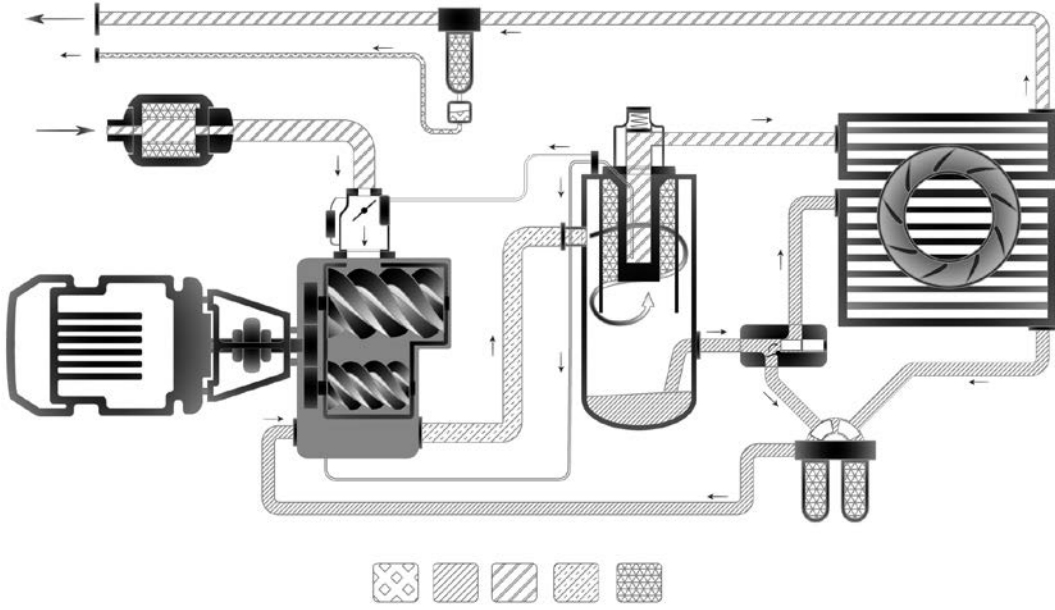
Denklem 5'de basınçlandırma için gerekli olan mekanik shaft gücünden makinede kullanılan elektrik motorunun verimliliği, fan gücü ve kullanılıyorsa sürücü kayıpları hesaplamalara eklenerek makinenin ihtiyaç duyduğu elektriksel güç bulunarak kompresörün paket gücü elde edilmiş olur.

$$W_p = \frac{W_s}{\eta_m} + W_{fan} + W_{Linv} \quad (5)$$

Denklem 6'da makinenin özgül gücü hesaplanmıştır. Kompresörlerde özgül güç makinenin verimliliğini temsil etmektedir. Özgül gücün düşük olması makinenin daha verimli olduğu anlamına gelmektedir. Özgül gücün birimi ise 1 m³/min hava üretmek için kaç kW elektrik tüketilmesi gerektiği şekilde açıklanır.

$$S.P = \frac{W_p}{Q} \quad (6)$$

Şekil 1'de yağlı vidalı kompresörlerdeki basınçlı hava ve yağ hattının akış şemasının olduğu şematik diagram görülmektedir. Atmosferden emiş yapılan hava vida bloğunda basınçlandırılır, vidadan çıkış yapan basınçlı hava yağ ile havanın seperasyon işlemi için yağ tankına giriş yapar. Burada yağ ile havanın ayrıştırma işlemi gerçekleştirildikten sonra basınçlı hava ile yağın soğutma işlemlerinin gerçekleştirilmesi için hava ve yağ radyatörlerine giriş yapar. Soğutma grubunda radyatörün ihtiyaç duyduğu soğutma havası fan ile sağlanmaktadır. Soğutma işlemi gerçekleştirilen basınçlı hava kompresörden çıkış yapar. Soğutulmuş yağ ise yağ filtresinden geçirilerek vida bloğuna geri dönüş yapar.



Şekil 1. Kompresör Akış Şeması [11]

Çalışmalarda test aşamasına geçmeden önce makinenin farklı ölçülerdeki pnömatik hatlarda test edileceği basınç, frekans değerlerinin olduğu tablo oluşturuldu. Bu tablo dahilinde testlere başlandı.

Tablo 1. Test Koşulları

Motor Gücü (kW)	Pnömatik Hattın Çapı (mm)	Basınç (bar)	Motor Hızı (hz)	Motor Hızı (rpm)
250	14	7	58	1740
	13,4	7	58	1740
	13	7	58	1740
	12,5	7	58	1740
	12,1	7	58	1740
250	14	7	49	1470
	13,4	7	49	1470
	13	7	49	1470
	12,5	7	49	1470
	12,1	7	49	1470
250	14	10	51	1530
	13,4	10	51	1530
	13	10	51	1530
	12,5	10	51	1530
	12,1	10	51	1530
250	14	10	40	1200
	13,4	10	40	1200
	13	10	40	1200
	12,5	10	40	1200
	12,1	10	40	1200
250	14	13	42	1260
	13,4	13	42	1260
	13	13	42	1260
	12,5	13	42	1260
	12,1	13	42	1260

Test Düzenegi

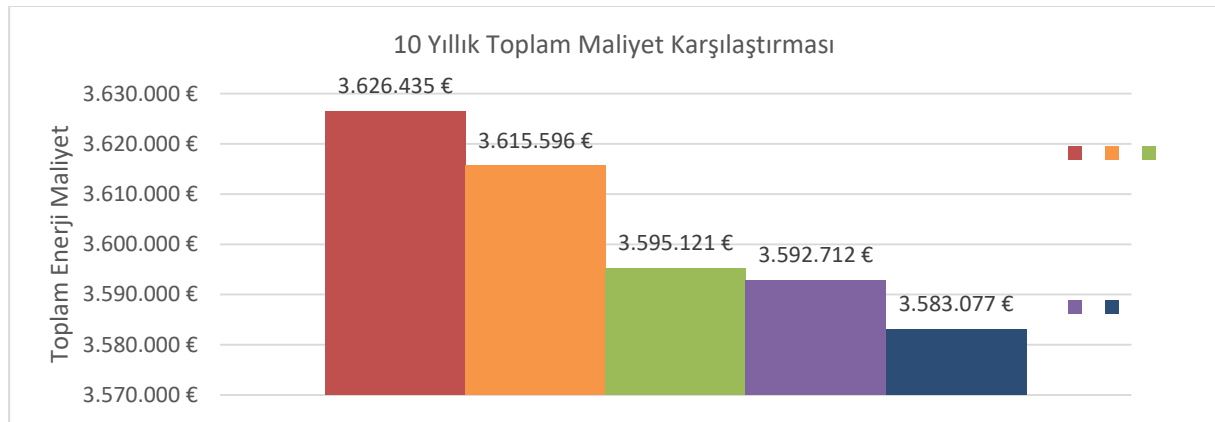
Yapılan makine performans testleri ISO-1217 standartlarına göre yapılmıştır. Testlerde debi ölçüm cihazı olarak Sonic Nozzle debimetresi kullanılmıştır. Sonic Nozzle debimetresi ile basınçlı hava ölçümündeki tolerans %0.2 seviyelerinde olduğu için tercih edilmiştir. Makine toplam güç ölçümü için HIOKI 3197 güç analizörü kullanılmıştır. Vida basınçlı yağ geri dönüş hattına yağ debimetresi montajı yapılarak, yağ debisi ölçümleri yapılmıştır [3].

Enerji Tasarrufu

Paris anlaşması, Birleşmiş Milletler iklim değişikliği çerçeve sözleşmesi kapsamında imzalanan yeşil mutabakat anlaşması ile Dünya'da enerji verimliliğinin önemi her ülke için giderek daha da önemli bir duruma gelmektedir. Bunun yanı sıra da özellikle COVID-19 pandemisinden sonra hızla artan enerji maliyetleri ise endüstrilerde enerji maliyetlerini düşürmek isteyenlerin itici güçleri haline gelmiş durumdadır. Endüstrilerde tüketilen ortalama elektrik tüketimi ise ortalama %18'i önemli bir yatırım malı olan kompresörlerden gelmektedir. Bu sebeple, endüstrilerde kompresörler elektrik tüketimlerini optimize etmek için önemli bir yatırım malı olarak kabul edilmektedir. Artan enerji maliyetleri ile artık kullanıcılar ilk yatırım maliyetinden ziyade, 10 yıllık işletme maliyetlerini referans olarak almaktadır.

Vidalı kompresörlerde yapılan birçok makine optimizasyonundan bir tanesi de bu çalışmada yapılan vida geri dönüşündeki basınçlı yağ hattının optimizasyonudur. Bu çalışma ile makinenin hararet durumu ve enerji tüketimi optimizasyonu sonucu 13 mm pnömatik çap uygun kabul edilmiştir ve bunun sonucu olarak 250 kW olan bir kompresörde 10 yıllık bir işletme zamanında yılda 8000 saat çalışması durumunda, 31.000 € tasarruf elde edilebilmektedir. Bu yapılan çalışmalar sonucunda makinenin özgül gücünde %0.9 oranında iyileştirme sağlanmıştır.

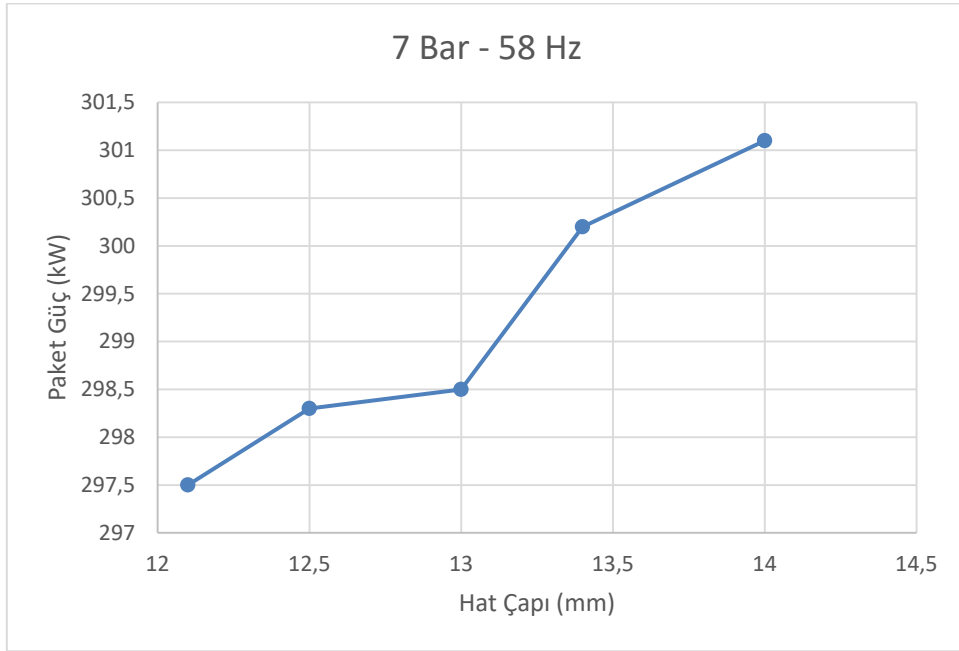
Tablo 2. 10 Yıllık Toplam Maliyet Karşılaştırması



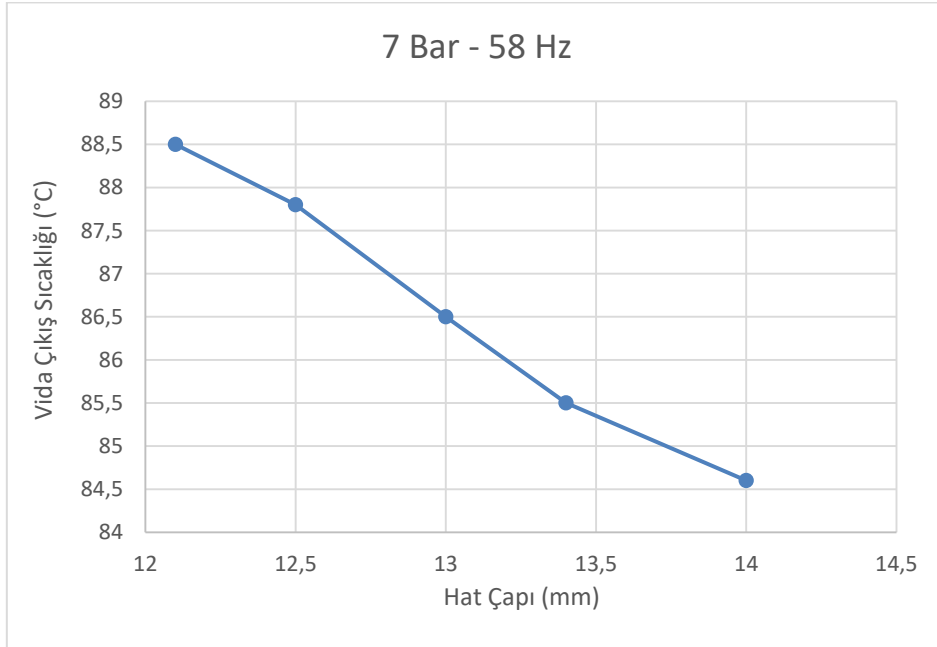
SONUÇ

Farklı pnömatik çaptaki hatlar ile çalışma kapsamında makine performans testleri tamamlandı. Testlerde farklı pnömatik hat çaplarında makinenin toplam olarak elektriksel gücü olan paket güç değerleri, vida bloğu içerisinde çıkış yapan basınçlı havanın ve makinenin verimliliğini temsil eden spesifik güç değerleri grafikler ile kıyaslanmıştır.

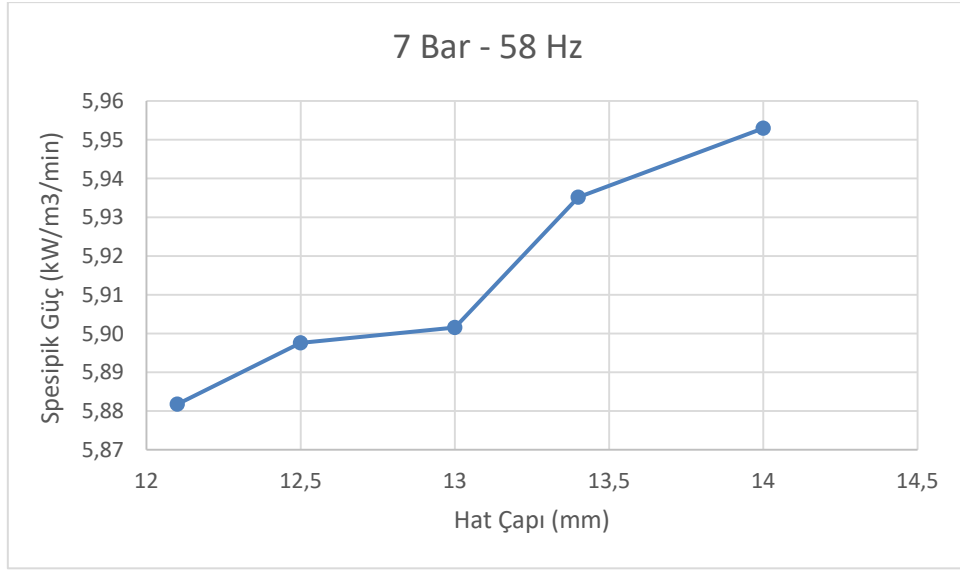
Yapılan çalışmalarda, makine içindeki komponentlerin maksimum çalışma sıcaklıklarının uygunluğuna göre makinenin hararet durumu da gözlemlenmiştir. Makinenin hararet durumundaki ana kriter, basınçlandırma ünitesi hava-yağ çıkış sıcaklığının 110°C'yi geçmemesidir. Çalışmaların sonucunda, tercih edilen yağ geri dönüş çapının bu kriteri sağlamasına dikkat edilerek optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmasında, vida geri dönüş çapı azaldıkça, makinenin hararet durumuna yaklaşırken, paket gücün azaldığı gözlemlenmiştir.

Tablo 3. Paket Güç

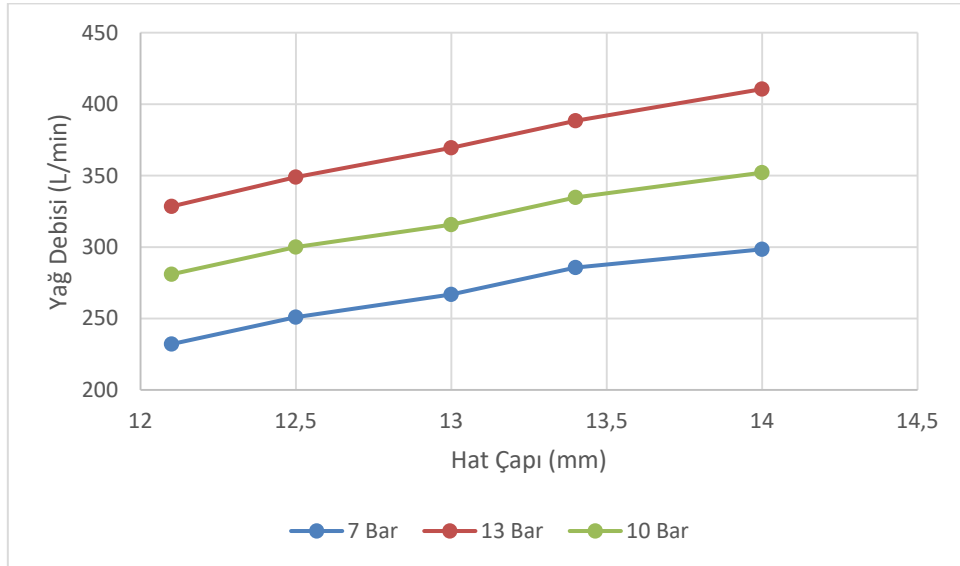
Tablo 3'te makinenin farklı pnömatik hat çaplarındaki paket güç değerleri kıyaslanmıştır. Testlerde de görüldüğü gibi pnömatik hat çapı büyüdükçe vidaya geri dönüş yapan yağ debisi arttığı için makinenin paket gücü artmaktadır.

Tablo 4. Vida Çıkış Sıcaklığı

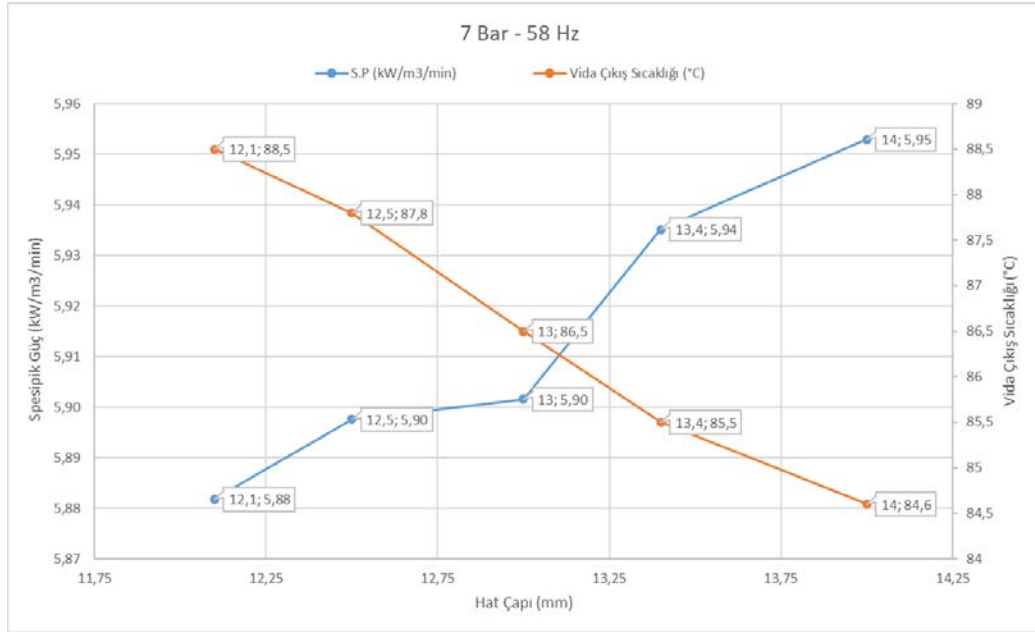
Tablo 4'te makinenin farklı pnömatik hat çaplarındaki basınçlı havanın vidadan çıkış sıcaklığı değerleri kıyaslanmıştır. Pnömatik hat çapı büyüdükçe vidaya geri dönüş yapan yağ debisi arttığı için vida bloğu içindeki soğutma performansı daha rahat olduğundan basınçlı havanın vida bloğu içinden çıkış yapma sıcaklıkları daha düşüktür.

Tablo 5. Spesifik Güç

Tablo 5'te makinenin farklı pnömatik hat çaplarındaki makinenin spesifik güç değerleri kıyaslanmıştır. Pnömatik hat çapı büyüdükçe vidaya geri dönüş yapan yağ debisi arttığı testlerde de gördüğümüz gibi makinenin paket güç değerleri artıyor ve bunu sonucunda da spesifik güç değerleri hat çapı arttıkça artmaktadır.

Tablo 6. Yağ Debisi

Tablo 6'da farklı basınç ve hat çapında vidaya geri dönüş yapan yağ debileri kıyaslanmıştır. Hat çapı arttıkça vidaya geri dönüş yapan yağ debisi artmaktadır. Testlerde de görüldüğü gibi makinenin çalışma basıncı arttıkça vidaya geri dönüş yapan yağ debisi de artmaktadır. Bunun sebebi yağlı vidalı kompresörlerde yağ makine içinde basınç farkına göre kapalı çevrim olarak dolaşmaktadır. Yağın makine içinde hareket ettiği iki bölüm arasındaki basınç farkı arttıkça vidaya geri dönüş yapan yağ debisi de artmaktadır.

Tablo 7. Spesifik Güç vs Vida Çıkış Sıcaklığı

Tablo 7'de farklı basınçlı yağ hattı çapındaki makinenin spesifik güç ve basınçlı havanın vidadan çıkış sıcakları kıyaslanmıştır. Spesifik güç makinenin verimliliğini, vida çıkış sıcaklığı ise makinenin hararet durumunda olup olmadığını temsil ettiği için ikisi için optimum olacak hat çapı olan 13 mm'lik hat çapının uygun olacağına karar verilmiştir.

Tablo 8. Test Sonuçları

Pnömatik Hat çapı (mm)	Basınç (Bar)	Motor Hızı (Hz)	Motor Hızı (rpm)	Ortam Sıcaklığı (°C)	Vida Çıkış Sıcaklığı (°C)
14	7	58	1740	21,15	84,6
13,4	7	58	1740	21,3	85,5
13	7	58	1740	21,4	86,5
12,5	7	58	1740	21,5	87,8
12,1	7	58	1740	21,55	88,5

Makinenin hararet durumunda olup olmadığının kontrol edilmesinin asıl sebepleri, makine içinde basınçlandırma ünitesi olan vida bloğunun malzeme özelliklerinden dolayı maksimum olarak 110 derece basınçlı hava-yağ karışımında sürekli olarak çalışmaya uygun olmasından kaynaklanmaktadır. Bu sebeple ortam ve vida çıkış sıcaklıkları arasındaki değişim, pnömatik basınçlı yağ hattı çapı değiştikçe gözlemlenmiştir. Ortam testler boyunca yaklaşık olarak 21°C seviyelerinde kalmıştır. Vida çıkış sıcaklıkları ise hat çapının değişimine göre 84,6 ile 88,5 °C arasında değişmiştir. Bu kompresör maksimum 43°C ortam sıcaklığında çalışabilmelidir. Bu sebeple ortam sıcaklığı 43°C olduğundaki duruma göre bir yaklaşım yapıldığında 13 mm pnömatik hat çapı tercih edildiğinde vida çıkış sıcaklıklarımız 108,5°C seviyelerinde olması beklenir. 110°C'nin altında olduğu için bu soğutma performansı makine için yeterli düzeydedir.

Sonuç olarak, makine soğutma performansı başarılı bir şekilde optimize edilirken, güç tüketiminde sağlanan %0.9luk bir enerji tasarrufu ile kullanıcılara 10 yıllık enerji maliyetinde 31.000€ tasarruf elde edilmesini sağlamıştır.



TERİMLENDİRME

- 1) P_1 = Atmosfer Basıncı (Pa)
- 2) P_2 = Vida Ünitesi Çıkış Basıncı (Pa)
- 3) ρ = Yoğunluk (kg/m^3)
- 4) V_1 = Tank Yağ Hızı (m/s)
- 5) V_2 = Vida Dönüş Yağ Hızı (m/s)
- 6) $Q_{yağ}$ = Yağ Debisi ($\frac{\text{L}}{\text{min}}$)
- 7) W_s = Şaft Gücü (kW)
- 8) W_L = Mekanik Kayıplar (kW)
- 9) Q = Hava Debisi ($\frac{\text{m}^3}{\text{min}}$)
- 10) W_p = Toplam Paket Güç (kW)
- 11) W_{fan} = Fan Gücü (kW)
- 12) W_{Linv} = Sürücü Kayıpları (kW)
- 13) η_m = Motor Verimliliği (%)

KAYNAKLAR

- [1] Hanjalic, K.; Stošić, N. Development and optimization of screw machines with a simulation model-Part II: Thermodynamic performance simulation and design optimization. Trans. ASME J. Fluids Eng. 1997, 119, 664–670.
- [2] Chen, W.; Xing, Z.; Tang, H.; Wu, H. Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions. Int. J. Refrig. 2011, 34, 1141–1150.
- [3] Chattopadhyay, "Flowmeters & Flow Measurement," Flowmeter and Flow Measurement, p. 452, 2006.
- [4] P. Singh and J. Bowman, "Heat Transfer in Oil-Flooded Screw Compressors," International Compressor Engineering Conference, pp. 135–153, 1986.
- [5] N. Stosic, A. Kovacevic, K. Hanjalic, and L. Milutinovic, "Mathematical modelling of the oil influence upon the working cycle of screw compressors," in International Compressor Engineering Conference, 1988.
- [6] N. Stošić, L. Milutinović, K. Hanjalić, and A. Kovačević, "Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process," International Journal of Refrigeration, vol. 15, no. 4, pp. 206–220, 1992.
- [7] M. De Paepe, W. Bogaert, and D. Mertens, "Cooling of oil injected screw compressors by oil atomisation," vol. 25, pp. 2764–2779, 2005.
- [8] Byeon, S.S.; Lee, J.Y.; Kim, Y.J. Performance characteristics of a 4 × 6 oil-free twin-screw compressor. Energies 2017, 10, 945.
- [9] N. Stosic, L. Milutinovic, K. Hanjalic, and A. Kovacevic, "Experimental Investigation of the Influence of Oil Injection Upon the Screw Compressor Working Process," in International Compressor Engineering Conference, 1990.
- [10] M. Reader-Harris, Orifice Plates and Venturi Tubes. Springer, 2015.
- [11] Dalgakıran Makina San. Ve Tic. A.Ş., User Manuel, 2022



ÖZGEÇMİŞ

Buğrahan Bahadır

1997 yılı İstanbul doğumludur. 2020 yılında Koç Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği mezunudur. 2020 yılından beri Dalgakıran Kompresör Ar-Ge bölümünde görev yapmaktadır.

Batur Abaloğlu

1995 yılı Denizli doğumludur. 2019 yılında Sabancı Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Mekatronik Mühendisliği mezunudur. 2019 yılından beri Dalgakıran Kompresör Ar-Ge bölümünde görev yapmaktadır.