

Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Hava Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Mesut KOCATÜRK, M. Sahir SALMAN
Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü
06500 Teknikokullar , ANKARA

ÖZET

Bu çalışmada, buhar sıkıştırmalı bir otomobil klima sistemi kullanılarak bir deney düzeneği oluşturulmuş ve bu düzencek üzerinde performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. Kondenser fan devri ve giriş hava sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde, yüksek kondenser fan devirlerinde performansın arttığı görülmüştür. Giriş hava sıcaklığındaki artışın soğutma tesir katsayısını arttırdığı fakat soğutma süresini uzattığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Otomobil klima sistemi, soğutma tesir katsayısı, buhar sıkıştırma, fan devri

Experimental Research of Fan Speed and Inlet Air Temperature Affecting the Performance in Automobile Air Conditioner System

ABSTRACT

In this study, an experiment mechanism has been formed using a vapor compression automobile air conditioner system and performance experiments have been carried out using this mechanism. In the experiments made by changing condenser fan revolution and inlet air temperature, it has been observed that performance increases in high condenser fan revolutions. It has been determined that the raise in inlet air temperature increases coefficient of performance in refrigeration cycle, however, it lengthens refrigeration period.

Key words : Automobile air conditioner system, coefficient of performance, vapor compression, fan speed

1. GİRİŞ

Otomobil içersindeki hava sıcaklığının rahatsız edici değerlere yükselmesini önleme düşüncesi 1927'lerde bir macera olarak gerçekleşmiştir. Amerika'da bazı insanlar buz kalıpları ile dolu soğutucu rafları kamyonetlerinin yük taşıma yerlerine koyup, soğutulan havayı bir vantilatörle içeri üfleyerek ilk klima uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. Klimanın son atağı 1965'de ABD'de gerçekleşmiştir. Başlangıçta lüks bir eşya olarak görülen klima donanımı 'güneş devletleri' olarak adlandırılan ülkelerde hızla vazgeçilmez bir donanım halini almıştır (1).

Pek çok iklimlendirme sisteminde olduğu gibi otomobil klima sistemi de değişen ortam şartlarında otomobil içersindeki yolculara yeterli bir soğutmayı temin edebilmelidir. Otomobillerde yolcu konforu ve yakıt tüketimi birbirine bağlı iki önemli özelliktir. Klima sisteminin güç tüketimini azaltarak yakıt ekonomisinin geliştirilmesi, bu sistemin her bir elemanının veriminin yükseltilmesi ve optimum çalışma kontrolünün sağlanması, soğutma yüklerinin azaltılması ile mümkündür. Soğutma yükü genel olarak dış hava sıcaklığı, nemi,

yolcu sayısı, gerekli temiz hava miktarı ve güneş ışınım faktörlerinden etkilenmektedir. Bu faktörler değişken yol şartlarında, otomobilin farklı hızlarında ve yolcuların durumuna göre değişebilmektedir. Bir klima sistemi tüm şartlara uyum sağlamalı her koşulda en iyi performansı verebilmelidir.

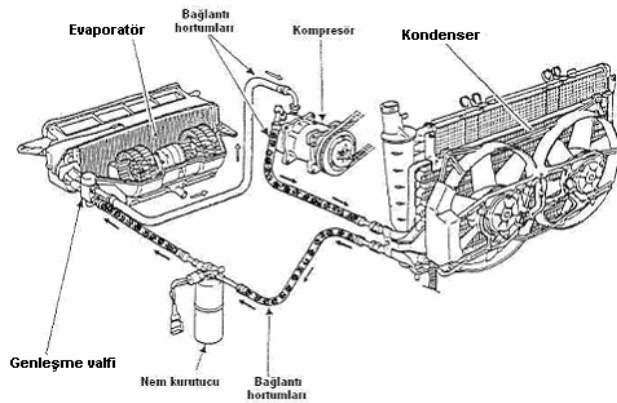
2. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ

Klima sistemi, ferah bir ortam havası oluşturmak için, aracın içindeki havayı veya aracın içine alınan taze dış havayı soğutan veya nemini alan bir ünitelerdir. Artık otomobillerde bir ihtiyaç haline gelen klima aktif güvenlik faktörlerine dahil olmaktadır. On yıl önce otomobillerin sadece %10'da klima mevcutken şuan standart donanım halini almıştır (2).

Otomobil klima sistemi prensip olarak buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini temel alarak çalışır. Buharlaştırılan soğutucu akışkanın buharlaşma esnasında, çevreden çektiği ısıdan yararlanılarak araç soğutulur. Soğutucu akışkan üzerindeki basıncı kontrol altına almak suretiyle kaynaması, yoğuşması, veya ısı alıp dışarı atması sağlanır.

2.1. Sistemin Çalışması

Sistem alçak ve yüksek basınç hattı olmak üzere iki basınç hattından meydana gelmiştir. Şekil 1'de yüksek basınç hattı koyu, alçak basınç hattı açık renkle gösterilmiştir. Sistemin çalışmadığı durumda her iki basınç hattında basınçlar eşittir. Kompresör hareketini kayış vasıtasıyla motordan alır. Motor çalışır durumda iken kompresör manyetik kavramasına akım gönderildiğinde kompresör çalışmaya başlayarak sistemde bulunan gazı sıkıştırır. Sıkıştırılarak basıncı yükseltilecek gaz ısınır, ısınan gaz soğuması ve yoğuşması için kondensere gönderilir. Soğutucu fanlar ve araç hızından kaynaklanan hava akışı ile soğuyan akışkan kondenser çıkışında sıvı hale gelir. Sıvı kurutucu filtreden geçerek içersindeki nemi alınan soğutucu akışkan, genişleme valfi sayesinde ölçülü olarak evaporatöre gönderilir. Evaporatör içersinde düşük basınçla karşılaşan soğutucu akışkan buharlaşır ve buharlaşma esnasında çevresinden ısı çeker. Evaporatör petekleri üzerine fanlar aracılığıyla hava üflenerek, havanın evaporatör peteklerine ısınıp aktarması sağlanır. Bu soğutulmuş hava araç içersine yönlendirilerek soğutma sağlanır. Buharlaşmış ve tümüyle gaz haline gelmiş soğutucu akışkan kompresör tarafından emilerek çevrim tamamlanır. Bu işlemler klima çalıştığı sürece tekrarlanır.



Şekil 1. Otomobil klima sistemi(3)

3. PERFORMANSA ETKİ EDEN PARAMETRELER

Otomobillerde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini esas alan sistem kullanılır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, soğutma uygulamalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu sistemde yoğuşma sıcaklığı düşüktüğü ve buharlaşma sıcaklığı arttıkça sistemin verimi, performansı artar. Sistem performansını bir miktar daha arttırmak için evaporatörde aşırı kızdırma ve kondenserde aşırı soğutma işlemi yapılır (4).

Soğutma verimi maksimum, iki ısı kaynağı arasında çalışan tersinir bir Carnot makinesinin verimi kadar olabilir. Bu değerden daha yüksek olamaz. Gerçek

çevrimde kayıplar olduğu için verim, Carnot verimine yaklaştırılmaya çalışılır.

3.1. Soğutma Tesir Katsayısı

Bir soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı (STK), çevrim veriminin bir ölçüsü olarak tanımlanabilir. Evaporatörde kg soğutucu akışkan başına çekilen ısı miktarının, kompresörde eklenen ısı miktarına oranı biçiminde tanımlanır (5).

$$STK = \frac{\text{Soğutulan ortamdaki çekilen ısı miktarı}}{\text{Kompresöre verilen enerjinin ısı eşdeğeri}}$$

3.2. Kondenser Sıcaklığının Etkisi

Çevrim veriminin ve karakteristiklerinin kondenser sıcaklığına bağlı olan değişimleri, evaporatör sıcaklığındaki kadar değilse de, yine önemlidir. Genelde, sabit bir evaporatör sıcaklığı için kondenser sıcaklığının artması çevrim veriminin düşmesine neden olur.

Kondenser sıcaklığının artması, verim üzerinde evaporatör sıcaklığı ile ters bir etkiye sahiptir. Kondenser sıcaklığının artması, soğutma tesir katsayısını düşürdüğünden birim soğutma kapasitesi başına yapılacak iş miktarını arttırmakta ve sistemi olumsuz etkilemektedir (5).

3.3. Kondenserde Aşırı Soğutmanın Etkisi

Aşırı soğutulmuş çevrim ideal çevrim ile karşılaştırılırsa, aşırı soğutulmuş çevrimde soğutucu akışkan evaporatöre girdiğinde daha az bir kısmı buharlaşmış olur. Yani evaporatör girişinde, soğutucu akışkan kuruluk derecesi daha düşüktür. Bundan dolayı, evaporatörde birim soğutucu kütle başına daha çok kısmı buharlaşır ve dolayısıyla birim soğutucu akışkan kütlesi soğutulan ortamdaki daha çok ısı çeker. Aşırı soğutma nedeni ile birim soğutucu kütlesi daha fazla ısıyı soğutulan ortamdaki çekerken, evaporatör çıkış şartlarında aşırı soğutmadan kaynaklanan herhangi bir değişim olmadığı için kompresör girişinde herhangi bir değişiklik olmaz. Bundan dolayı, aşırı soğutma sistemin performansının artmasını sağlar (6).

3.4. Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi

Yüksek buharlaşma sıcaklıklarında soğutma tesiri daha yüksektir. Çünkü kontrol elemanına yaklaşan soğutucu akışkanın sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı arasında daha küçük bir fark olması, soğutucu akışkanın evaporatöre kuruluk derecesi düşük sıvı olarak girmesine ve daha iyi bir buharlaşma olmasına neden olur. Buharlaşma sıcaklığı düşüktüğü, evaporatörde buharlaşan sıvı miktarının azalmasından dolayı soğutma tesir katsayısı düşer (5).

3.5. Basınç Kayıplarının Etkisi

Soğutucu akışkan borularda, evaporatörde, kondenserde ve vanalardan akarken basınç kaybına uğrar. Evaporatördeki basınç kaybı nedeniyle soğutucu

akışkan evaporatörü daha düşük basınçta ve doyma sıcaklığında terk eder. Bunun sonucu olarak, buharlaştırıcı çıkışındaki özgül hacim artar. Buna karşılık, kondenserde birim soğutucu akışkan kütesinin soğutma etkisi yaklaşık olarak aynı kalır. Basınç kayıplarından dolayı, evaporatör çıkışında basınç düştüğü ve özgül hacim arttığı için, kompresörün birim soğutucu akışkanı sıkıştırması için harcanan enerji artar (7).

3.6. Emme Gazındaki Aşırı Kızdırmanın Etkisi

Basit doymuş buharlı çevrimde emme gazının evaporatörden sıcaklık ve basıncına uyan doymuş buhar biçiminde çıktığı ve hiçbir değişime uğramaksızın kompresör tarafından emildiği varsayılmaktadır. Gerçekte ise bu pek nadiren böyle olur. Sıvı soğutucu akışkan evaporatörde tümüyle buharlaştıktan sonra emme hattından kompresöre gidene kadar çevreden ısı almayı sürdürerek aşırı ısınır. Eğer emme hattındaki küçük bir miktar basınç kaybı ihmal edilirse, emme gazı basıncının aşırı ısınma süresince sabit kaldığı kabul edilebilir. Böyle bir çevrimde kompresör işi, doymuş buharlı çevrime oranla daha fazladır. Aynı kondenser basıncı ve sıcaklığı için, kompresörden çıkış sıcaklıkları arasındaki fark önemli bir değerdedir ve aşırı ısınmış çevrimde bu sıcaklık diğerine oranla daha fazladır. Bundan dolayı kg soğutucu akışkan başına kondenserde atılması gereken ısı miktarı doymuş buharlı çevrime oranla daha fazladır (5).

4. LİTERATÜR ÖZETİ

Gülenç M. tarafından yapılan çalışmada, otomobil ve otobüslerde bulunan klima sistemleri araştırılmış, bu sistemlerin projelendirilmesi sırasında donanım elemanlarından olan, evaporatör, kondenser ve genişleme valfinin, sisteme uygun kapasite seçimi ve boyutlarının hesaplama yöntemi incelenmiştir (1).

Özkaymak M. tarafından, buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termo-ekonomik optimizasyonu yapılmıştır. Burada sistem performansını arttıran aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarlarının optimum değeri ile bu optimum sıcaklık değerine karşılık gelen eşanjör alanları hesaplanmıştır (4).

Polat F. tarafından yapılan çalışmada bilgisayar programı vasıtasıyla soğutma sistemlerinin değişik çalışma şartlarında, farklı akışkanlar kullanılarak simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonucu soğutma sisteminin performansı ve sistem elemanlarının kapasitelerinin değişimi incelenmiştir (6).

Kahramanoğlu M. tarafından yapılan çalışmada sistem elemanları değiştirilmeden R12 şarjlı sistemde R134a kullanmak isteyenler için işlem basamakları verilmiş ve R134a'ya geçildikten sonra soğutma kapasitesindeki değişiklikler tablolar halinde belirtilmiştir (7).

Küçür M. tarafından yapılan çalışmada bir otobüsün teorik olarak soğutma yükü hesapları yapılmıştır.

Çeşitli kabuller yapılarak hazırlanan bu çalışmada otobüsün ısı kayıpları da göz önünde bulundurularak bilgisayar destekli modellemesi yapılmıştır (2).

Abdullah A. S. tarafından kapalı bir hacimde enerji korunumu ve gerekli konforu sağlamak için bir araştırma yapılmıştır. Konfor şartlarını etkileyen bağıl nem, sıcaklık ve hız gibi değişkenler üzerinde durularak konfor şartları için lineerleştirilmiş bir nümerik simülasyon örneği yapılmıştır (8).

İngerson, G. J., Kalman, G. T. ve Maxwell M. L. tarafından yapılan çalışmada, taşıt yolcu kabinlerinin geliştirilmesi sırasında yolcuların rahatının sağlanması için hazırlanması gerekli termal konforun hesabı yapılmıştır. Hesaplamalar yapılırken kabin içi kullanışlılık, sirkülasyon eden havanın hızı, havanın bağıl nemi, yolcuların giyecek tipleri ve camların geometrik dizaynı ele alınmıştır (9).

Ataer E. , Türkoğlu H. , Usta H. , Tarafından yapılan çalışmada R12, R22 ve R502 gibi ozon tabakasına zararlı akışkanlar yerine R134a, R404A, R507 veya R290 gibi ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanların kullanımı araştırılmış bu akışkanların farklı çalışma şartlarındaki performansları bilgisayar destekli incelenerek grafiksel olarak ifade edilmiştir (10).

5. MATERYAL METOT

5.1. Materyal

Deneyler Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Laboratuvarında yapılmıştır. Deney düzeneğinin genel görünüşü Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 2. Deney düzeneği

Deneylerde, Renault firmasının Laguna araçlarda kullandığı klima sistemi kullanılmıştır. Bu sistemde Sanden SD7H15-7815B kompresörü ve R134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır.

Klima kompresörü araç motorundan bir kayış vasıtasıyla tahrik edilerek çalışmaktadır. Deney düzeneğinde ise general elektrik firmasına ait 3 BG gücünde 380 volt ile çalışan elektrik motoru kullanılmıştır.

Evaporatör ve fanı suntuadan yapılmış bir davlumbaz içerisine yerleştirilmiştir. Hava akışını düzenlemek için fan çapında bir karton kesilerek davlumbaz içine yerleştirilmiştir. Kullanılan fan Renault firmasına ait olup 9,189 m³/min hava emebilmektedir.

Davlumbaz 10 cm çaptan başlayarak giderek genişlemekte ve böylece hava akımlarının düzenlenip, tüm evaporatör yüzeyine temas ederek akışına devam etmesi sağlanmaktadır. Hava akışının doğru olarak ölçülebilmesi için hava çıkışına 10 cm çapında 50 cm uzunluğunda PVC boru kullanılmıştır.

Deneylerde Demir-Konstant termokupllar kullanılmıştır. Bu termokupllar hava girişine, hava çıkışına, kondenser girişine, kondenser çıkışına, kompresör girişine, evaporatör girişine ve evaporatör yüzeyine olmak üzere yedi noktaya bağlanmıştır.

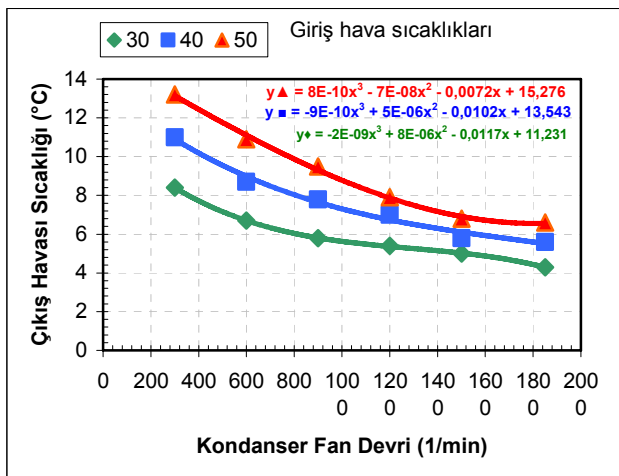
5.2. Metot

Deneyin gerçekleştirileceği ortamın yaş, kuru termometre sıcaklıkları ve barometrik basıncı ölçülerek kaydedilmiştir. Sıcaklık ölçüm cihazının kalibrasyonu kontrol edilmiş ve manometre basınçları kaydedilmiştir. Deneyler sırasında evaporatör fan devri sabit tutulmuş kondenser fan devri değiştirilmiştir. Fanlar çalışır durumda iken giriş havası sıcaklığı ısıtıcı ve ayarlı bir direnç devresi kullanılarak istenilen değere getirilmiştir. Kondenser fan devrinin sistem performansına etkisini gözleyebilmek için 30, 40 ve 50 °C giriş havası sıcaklıklarında, 300, 600, 900, 1200, 1500 ve 1850 1/min kondenser fan hızlarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler kararlı çıkış havası sıcaklığına ulaşılan kadar devam etmiş ve bu durumdaki sıcaklık ve basınç değerleri ölçülerek kaydedilmiştir.

6. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

6.1. Kondenser Fan Devrinin Çıkış Hava Sıcaklığına Etkisi

Kondenser fan devrinin çıkış hava sıcaklığına etkisi şekil 3'de görüldüğü üzere 30, 40 ve 50 °C giriş havası sıcaklıklarında incelenmiştir.

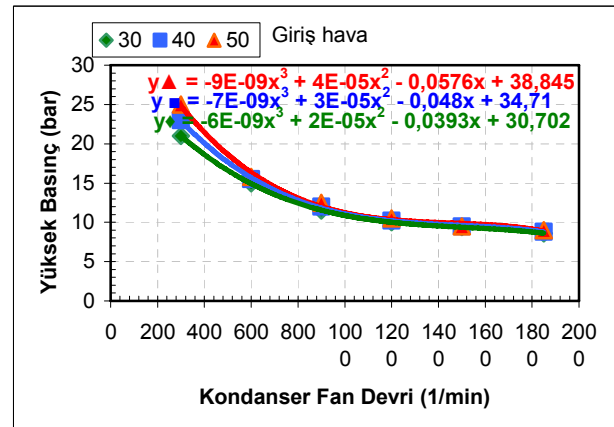


Şekil 3. Kondenser fan devrinin çıkış hava sıcaklığına etkisi

Çıkış hava sıcaklığı, 30 °C giriş hava sıcaklığında, 1850 1/min kondenser fan devrinde en düşük değerini almaktadır. Artan kondenser fan devri, çıkış hava sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Kondenser üzerinden atılan toplam ısı, evaporatörün ortamdaki çektiği ve kompresördeki sıkıştırma sonucu açığa çıkan ısıların toplamıdır. Kondenser üzerinden daha fazla ısı atılması, evaporatörün çevreden daha fazla ısı çekeceği anlamına gelmektedir. Deney sonuçları da göstermiştir ki kondenser fan devrinin artması yani birimi zamanda kondenser üzerinden atılan ısı miktarının artması evaporatörün çevreden çektiği ısı miktarını artırarak çıkış hava sıcaklığının düşmesine neden olmuştur.

6.2. Kondenser Fan Devrinin Yüksek Basınca Etkisi

Klima sistemindeki yüksek basınç hattı, kompresör çıkışı ile genişleme valfi arasında kapsar. Otomobil klima sistemlerinin yüksek basınç hattı, genellikle 9 ile 14 bar arasında değişen basınç değerlerine sahiptir. Yapılan deneylerde sistemin bu basınç değerlerini 900 ile 1800 1/min aralıklarında verdiği tespit edilmiştir. Şekil 4'de fan devrine göre basınç değişimleri görülmektedir. Artan kondenser fan devrinin basıncı düşürdüğü tespit edilmiştir. Çıkış havası sıcaklık değişiminde olduğu gibi 900 1/min kondenser fan devrinden sonra eğim azalmaktadır. Eğimdeki bu azalma, kondenserin soğuması için yeterli olan hava akışının sağlandığını belirtir.

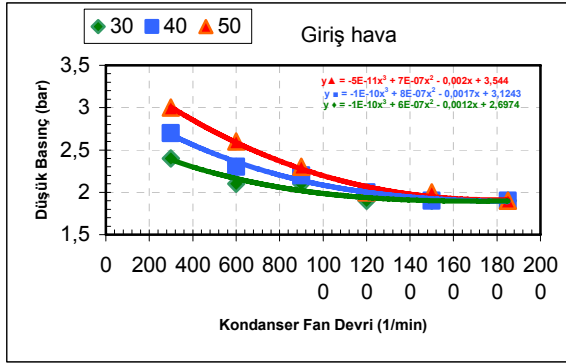


Şekil 4. Kondenser fan devrinin yüksek basınca etkisi

6.3. Kondenser Fan Devrinin Düşük Basınca Etkisi

Klima sistemindeki düşük basınç hattı genişleme valfi çıkışı ile kompresör girişini arasında kapsar. Otomobil klima sistemlerinin düşük basınç hattı, genellikle 1,8 ile 2,5 bar arasında değişen basınç değerlerine sahiptir. Deney verilerine dayanılarak çizilen şekil 5'te, en yüksek basınç değerini 50 °C giriş havası sıcaklığında, ve 300 d/d kondenser fan devrinde olduğu görülmektedir. Kondenser fan devrinin düşük basınca etkisinin yüksek basınca etkisinden daha fazla olduğu şekil 5'ten anlaşılmaktadır. Artan kondenser fan devrinde giriş hava sıcaklığının önemi azalsa da,

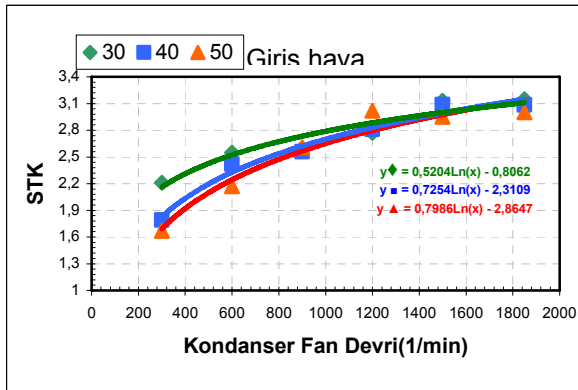
evaporatör üzerine üflenen hava sıcaklığı, düşük basınç hattı üzerinde olan evaporatörü direkt etkilediği için, giriş havası sıcaklık değişiminin düşük basınç üzerine etkisi daha belirgin olarak görülmektedir.



Şekil 5. Kondenser fan devrinin düşük basınca etkisi

6.4. Soğutma Tesir Katsayısının Kondenser Fan Devri İle Değişimi

Kondenserin fan devrinin artması yani kondenserin daha iyi soğutulması basıncın düşmesine neden olur. Düşük basınç, kompresör işinin ve eklenen ısı miktarının azalması anlamına gelmektedir. Soğutma tesir katsayısı çekilen ısı miktarının kompresörde eklenen ısı miktarına oranı olduğu için STK kompresör fan devrinin artmasıyla artacaktır. Deney sonuçları da bunu göstermiştir, Şekil 6. en yüksek STK değeri maksimum kondenser devrinde sağlanmıştır.

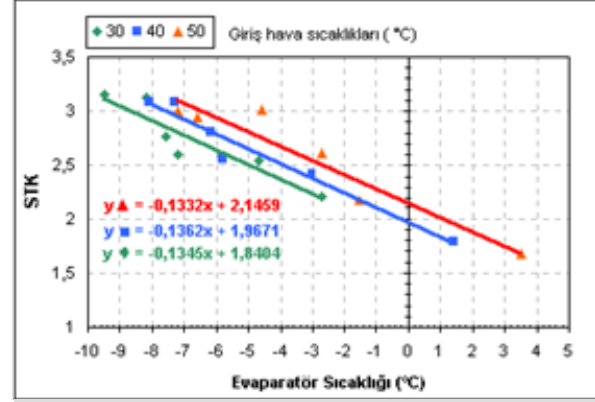


Şekil 6. Kondenser fan devrinin soğutma tesir katsayısına etkisi

6.5. Soğutma Tesir Katsayısının Evaporatör Sıcaklığı İle Değişimi

Evaporatörden birim zamanda çekilen ısı miktarının artması STK'nın artmasını sağlar. Çekilen ısı miktarı, evaporatör yüzey sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir. Yüzey sıcaklığının azalması, çekilen ısı miktarının artması anlamına gelmektedir. Literatürde sabit kondenser sıcaklığında evaporatör sıcaklığı arttıkça STK'nın arttığı bilinmektedir. Deney şartlarında sabit kondenser sıcaklığı sağlanamadığı için bu tür bir değerlendirme yapılmamıştır. Fakat Şekil 7. incelendiğinde, aynı evaporatör yüzey sıcaklığı için, yüksek giriş

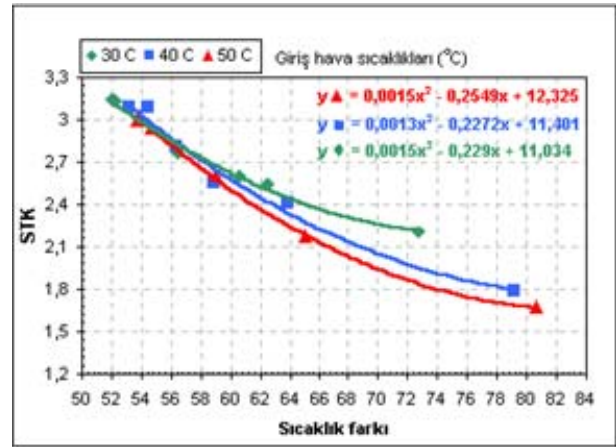
hava sıcaklığında STK değeri daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni yüksek giriş hava sıcaklığında buharlaşmanın daha iyi olması ve birim zamanda daha fazla ısı çekilebilmesidir.



Şekil 7. Soğutma tesir katsayısının evaporatör sıcaklığı ile değişimi

6.6. Soğutma Tesir Katsayısının Kondenser Evaporatör Sıcaklık Farkı ile Değişimi

Termodinamikten kondenser-evaporatör sıcaklık farkı azaldıkça STK'nın arttığı bilinmektedir. Deney verilerine dayanılarak çizilen Şekil 7'de bu durum görülmektedir.



Şekil 8. Soğutma Tesir Katsayısının Sıcaklık Farkı ile Değişimi

Sıcaklık farkı kompresör işini etkiler. Sıcaklık farkının düşük olması kompresör işinin düşük olduğu anlamına gelir. Düşük kompresör işi STK'nın artmasına neden olur. Belli bir sıcaklık farkından sonra giriş hava sıcaklıklarının önemini yitirmesi ve eğrilerin biri biri üzerine çakışmasının nedeni, sistemin 10 °C fark olan giriş hava sıcaklıklarının ısı değerlerine karşılık gelen kapasitenin üzerinde çalışması ve sıcaklık farkının önemini yitirmesidir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir otomobil klima sisteminde kondenser fan devri ve giriş havası sıcaklıkları değiştirilerek, bu değişikliklerin sistem performansına, so-

ğutma tesir katsayısına ve çıkış havası sıcaklıklarına etkisi incelenmiş, sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

Kondenser fan devrinin çıkış hava sıcaklığına etkisini gözlemleyebilmek için 300, 600, 900, 1200, 1500 ve 1850 d/d fan hızlarında 30, 40 ve 50 °C giriş hava sıcaklıklarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Artan kondenser fan devrinin çıkış havası sıcaklığını düşürdüğü ve performansı artırdığı tespit edilmiştir. Aynı şekilde kondenser sıcaklığına bağlı çizilen grafiklerde de aynı etki görülmektedir. Fan hızının artması kondenser üzerinden daha çok ısı atılmasını sağlamakta, bu da çevrim verimini olumlu yönde etkileyerek performansı artırmaktadır.

Deneylerde giriş hava sıcaklıklarındaki artışın çıkış hava sıcaklığına direkt olarak yansıdığı görülmüştür. Artan giriş hava sıcaklıkları çıkış hava sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Sabit evaporatör sıcaklığında en yüksek STK en yüksek giriş sıcaklığında görülmektedir. Sonuç olarak kondenser fan devri ve giriş hava sıcaklığı, klima performansını önemli ölçüde etkilemektedir.

8. KAYNAKLAR

1. Gülenç, M., "Otomobil ve otobüslerde uygulanan klima sistemlerinin etüdü ile proje esaslarının tespiti.", Yüksek lisans tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 5-6, 68, 69, 90, 100-104 (1999).
2. Kucur, M., "Şehir içi ve şehirler arası otobüslerde iklimlendirme sorunları ve çözümleri.", Yüksek lisans tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1, 2 (2000).
3. Cengiz, A., "Klima kurs notları", Renault eğitim merkezi, İstanbul, 6, 23, 37, 43 (1996).
4. Özkaymak, M., "Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termoeconomik optimizasyonu", Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1, 2 (1998).
5. Demircioğlu, N., "İklimlendirme-Soğutmanın ilkeleri I", Dokuz Eylül Üniversitesi Yayınları, İzmir, 26-30, 103, 104-115, 141-143 (1997).
6. Polat, F., "Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi", Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 18-29 (2001).
7. Kahramanoğlu M., "Alternatif soğutucu akışkan R134a kullanılan sistemde kılcal boru ve genişleme valfi seçimi", Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-4 (2000).
8. Abdullah, A. S., "İklimlendirilecek bir hacmin optimum kontrolü için sıcaklık, nem ve hava hızının modellenmesi", Yüksek lisans tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul (1990).
9. Ingerson, J. G., Kalman T.G., Maxwell M.L., "Automobile passenger compartment thermal comfort model-partII Human thermal, comfort caculation." SAE technical paper series USA, 920266 (1992).
10. "Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanların kullanımı", Türkiye teknoloji geliştirme vakfı, Ankara, Aralık, 6-11 (1999).