

Direkt Genleşmeli Klima Santrallerinde Soğutma Çevrimi Simülasyonu ve Parametrelerin Analizi

Refrigeration Cycle Simulation in Direct Expansion Air Handling Units and Analysis of Parameters

¹Murat ÖZER, ²Erhan BUDAK, ³Tolga GÜLER

¹Teknik Müdür Yardımcısı, ²⁻³Ar-Ge Mühendisi
Üntes Klima A.Ş.

ÖZET

Soğutma sistemi direkt genleşmeli tip olan klima santrallerinde, evaporatör ve kondenser tarafındaki havanın giriş şartlarına bağlı olarak sistemin parametreleri değişir. Burada bahsedilen parametreler, evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi, kompresörün çektiği güç, evaporatör ve kondenser kapasiteleri ile sistemin EER (Enerji Etkinlik Oranı) değeridir. Soğutma sisteminin tasarımı aşamasında bu parametrelerin nasıl değişkenlik gösterdiğinin biliniyor olması, optimum seçimlerin yapılabilmesi açısından büyük önem taşır. Parametrelerin değişimini izleyebilmek için soğutma çevriminin simüle edilmesi gerekir. Bu çalışmada %100 taze havalı olan bir klima santralinin soğutma çevrimi 63 farklı giriş havası şartında simüle edilmiştir. Simülasyonlar sonucunda elde edilen parametreler, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre analiz edilmiştir. Bununla birlikte, referans olarak alınan bir soğutma çevrimi üzerinde, ana ekipmanlardaki (evaporatör, kondenser ve kompresör) değişimlerin sistem parametrelerine olan etkileri de incelenmiştir. Bu aşamada oluşturulan 99 adet veri takımı ile sistem simülasyonları yapılmış ve çıkan sonuçlar analiz edilmiştir. Yüksek EER değerine sahip sistemlerin tasarımı için yöntemler sunulmuş ve soğutma çevrimi simülasyonu yapılmadan bazı kabullere göre yapılan tasarımların olumsuzlukları anlatılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma çevrimi simülasyonu, soğutma çevrimi parametreleri, direkt genleşmeli klima santrali, evaporasyon sıcaklığı, kondenzasyon sıcaklığı, EER.

ABSTRACT

In air handling units with direct expansion type cooling system, the system parameters vary depending on the inlet air condition of evaporator and condenser side. These parameters are evaporation and condensation temperature, refrigerant flow rate, compressor absorbed power, evaporator and condenser capacities, and EER (Energy Efficiency Ratio) of system. At the refrigerant system design stage, knowing how these parameters change has a big importance to make optimum selections. Refrigeration cycle should be simulated to observe the change of parameters. In this study, refrigeration cycle of an air handling unit with 100% fresh air is simulated at 63 different inlet air conditions. The obtained parameters from the simulations were analyzed based on dry and wet bulb temperatures. In addition, the effects of the main equipments' changes (evaporator, condenser and compressor) on the system parameters were also studied, via a refrigeration cycle taken as reference. At this stage, system simulations were done at 99 pieces generated data set and the results were analyzed. Methods to design systems with high EER value are presented and disadvantages of the designs that were made with some assumptions without doing refrigeration cycle simulation were explained.

Key Words: Refrigeration cycle simulation, refrigeration cycle parameters, direct expansion air handling unit, evaporation temperature, condensation temperature, EER.

1. GİRİŞ

Paket tipi klima santrallerinin soğutma sisteminin ilk tasarım aşamasında veya condensing unit gibi bir dış üniteyle çalıştırılacak olan klima santralinin evaporatör seçiminde sistem parametrelerinin doğru tayin edilmesi büyük önem taşımaktadır. Soğutma sisteminin ana ekipmanlarını oluşturan evaporatör, kondenser ve kompresörün seçim kriterleri bellidir. Ancak burada belirsiz olan, giriş havası şartları veya sistemin ana ekipmanlarından herhangi biri değiştiğinde, evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının, soğutucu

akışkan debisinin ve kapasitelerin nasıl değişeceği. Bu belirsizliklerin teorik olarak hesaplanması çok zaman aldığından ve birçok seçim programıyla karşılaştırmalı olarak çalışılması gerektiğinden ana komponentlerin seçimleri belirli kabullere göre yapılır. Genel olarak evaporasyon 7 °C, kondenzasyon ise 45-50 °C olarak kabul edilir ve seçimler bu doğrultuda yapılır. Ancak, gerçek evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarını hesapladığımızda aslında çıkan değerlerin yapılan kabullerden çok farklı olduğu görülmektedir. Bu fark ihtiyaçtan daha büyük veya daha küçük sistemlerin kurulmasına sebep olur. Tüm bunlar ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin yüksek olmasına veya istenen konfor şartlarının sağlanamamasına neden olur.

Yukarıda bahsedilen hesaplamaların hızlıca ve doğru bir şekilde yapılabilmesi amacıyla bir simülasyon programı yazılmıştır. Bu sayede ana ekipmanları (evaporatör, kondenser ve kompresör) belirlenmiş olan bir soğutma çevriminde hava giriş şartlarını da belirlendiğimizde sistemin parametrelerini tanımlayan değerler elde edilebilmektedir.

2. ANALİZİ YAPILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Analizi yapılan %100 taze havalı direkt genişlemeli klima santralının soğutma tarafı teknik özellikleri Tablo-1'de verilmiştir.

Tablo.1 - Analizi yapılan %100 taze havalı direkt genişlemeli klima santralının soğutma tarafı teknik özellikleri

Seçilen Kompresör	GSD60154VA, 2 adet
Evaporatör Bataryası	25-22 3/8CS 26T 6R 1450A 2,1P 39NC
Evap. Hava Debisi	10.100 m ³ /h
Kondenser Bataryası	25-22 3/8CS 36T 3R 1950A 2,1P 18NC
Kond. Hava Debisi	18.730 m ³ /h
Soğutucu Akışkan	R 410A

Evaporatör ve kondenser için giriş havası şartı olarak alınan sıcaklıklar aşağıda verilmiştir. Belirtilen her bir kuru termometre sıcaklığı, belirtilen 9 farklı yaş termometre ile eşleştirilerek 63 farklı giriş havası şartı oluşturulmuş ve 63 farklı veri takımı elde edilmiştir. Yapılan simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerin analizi, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre Şekil.1, Şekil.2, Şekil.3, Şekil.4 ve Şekil.5'te verilmiştir.

Kuru termometre sıcaklıkları: 28-29-30-31-32-33-34 °C

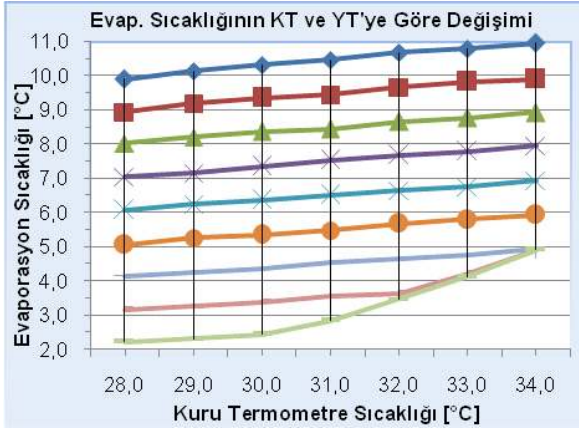
Yaş termometre sıcaklıkları: 17-18-19-20-21-22-23-24-25 °C

Giriş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, klima santralının soğutma konumunda sıklıkla çalışacağı değerlerden ve parametre değişimlerini genel olarak ifade edebilecek şekilde seçilmiştir.

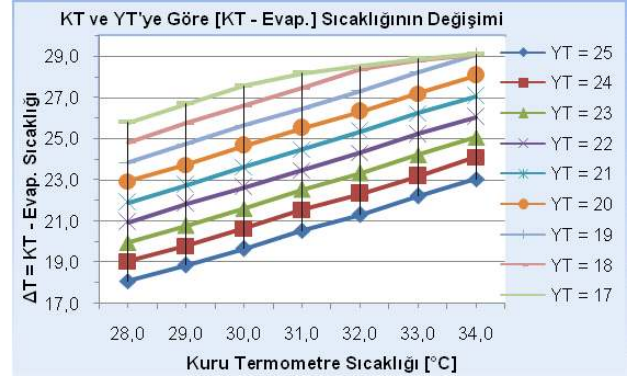
Ana ekipmanlardaki (evaporatör, kondenser ve kompresör) herhangi bir değişikliğin sistem parametrelerine olan etkileri de analiz edilmek için, Tablo.2'de tanımlanan 10 farklı durum oluşturulmuştur. Her bir durum için, Tablo-2'de belirtilen değişikliğin dışındaki değerler Tablo-1'dekiyle aynı tutulmuştur. Giriş havası şartları olarak, kuru termometre sıcaklığı sabit 30 °C alınmış, yaş termometre sıcaklığı olarak ise yukarıda belirtilen 9 farklı sıcaklık alınmıştır. Bu sayede Tablo-1'de tanımlanan referans durumla birlikte 99 adet veri takımı daha elde edilmiştir. Bu veri takımının analizleri ise yaş termometre sıcaklıklarına bağlı olarak Şekil.7, Şekil.8 ve Şekil.9'da verilmiştir. Kuru termometre sıcaklığı sabit tutularak değişken takımı ikiye düşürülmüştür. Tüm analizlerde, kızgınlık 10 °C, aşırı soğutma ise 5 °C alınmıştır.

Tablo.2

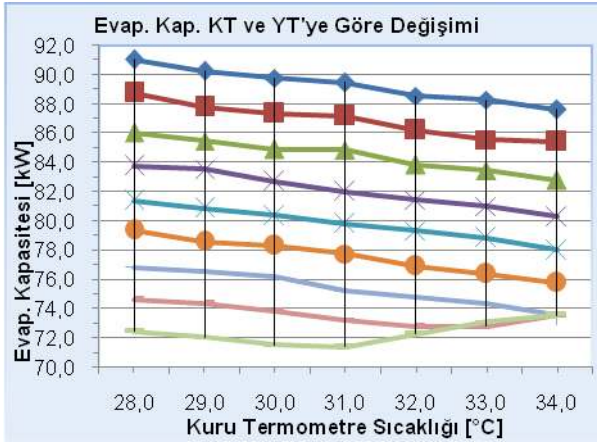
Yapılan Değişiklik	Değişikliğin Sonucundaki Yeni Değer
Referans Seçim	Tablo-1'de verilmiştir
Küçültülmüş Kompresör	GSD60137VA, 2 adet
Büyütülmüş Kompresör	GSD60182VA, 2 adet
Küçültülmüş Evaporatör Alanı	25-22 3/8 CS 26T 6R 1450A 3,0P 39NC
Büyütülmüş Evaporatör Alanı	25-22 3/8 CS 26T 8R 1450A 2,5P 52NC
Evaporatör Hava Debisi %10 Azaltılmış	9.090 m ³ /h
Evaporatör Hava Debisi %10 Arttırılmış	11.110 m ³ /h
Küçültülmüş Kondenser Alanı	25-22 3/8 CS 36T 3R 1950A 3,0P 18NC
Büyütülmüş Kondenser Alanı	25-22 3/8 CS 36T 3R 1950A 1,8P 18NC
Kondenser Hava Debisi %10 Azaltılmış	16.857 m ³ /h
Kondenser Hava Debisi %10 Arttırılmış	20.603 m ³ /h



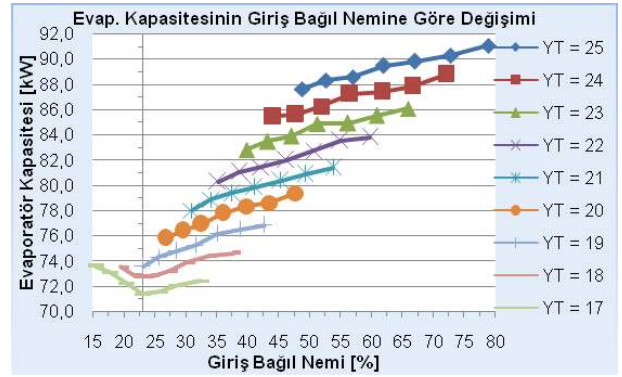
Şekil.1-a



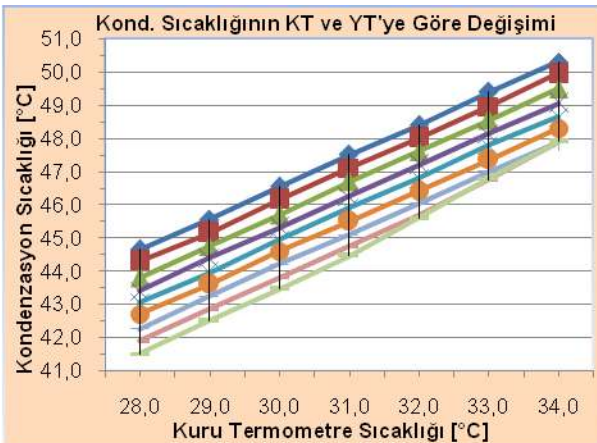
Şekil.1-b



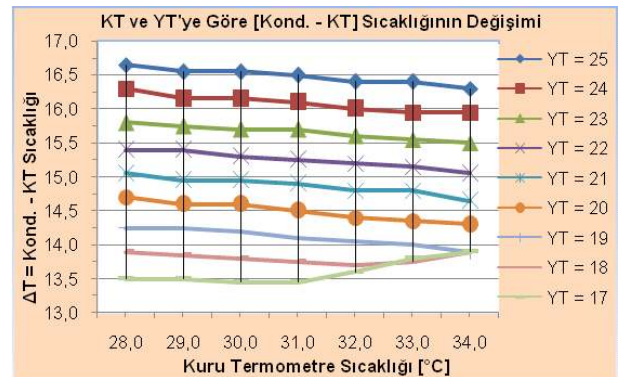
Şekil.2-a



Şekil.2-b

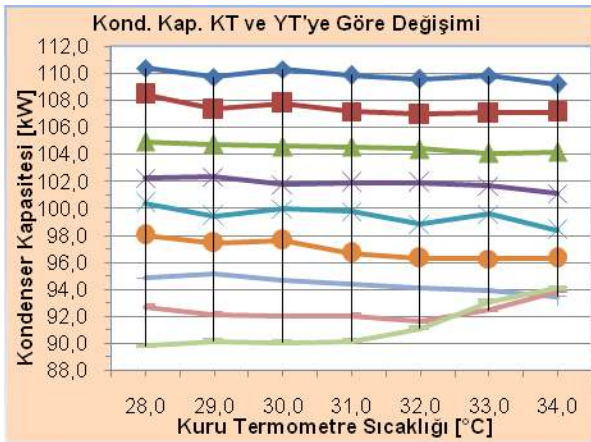


Şekil.3-a

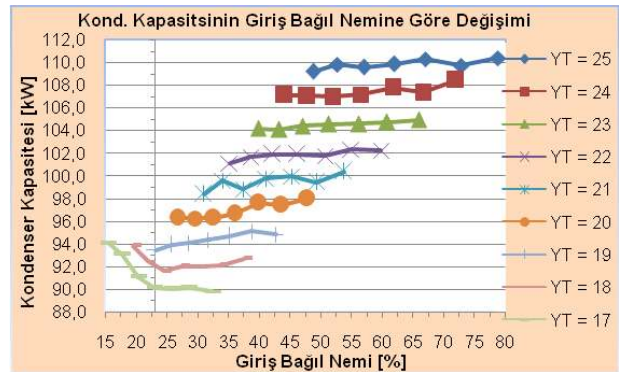


Şekil.3-b

Şekil-1a'ya bakıldığında evaporasyon sıcaklığının, kuru veya yaş termometre sıcaklıklarının artmasıyla beraber yükseldiği görülmektedir. Yaş termometre sıcaklığındaki 1 °C'lik artış, kuru termometrenin 1 °C artmasına göre evaporasyon sıcaklığını daha çok yükseltmektedir. Bu durumun sebebi, giriş havası entalpisinin yaş termometrenin artmasıyla beraber yükselmesi ve evaporatör kapasitesinin artmasıdır. Sabit yaş termometre sıcaklığında kuru termometrenin artması giriş entalpisini etkilemeyeceğinden evaporasyon sıcaklığının neden yükseldiğini anlamak için Şekil-3a'ya bakmak gerekir. Burada görüldüğü üzere, kondenzasyon sıcaklığı kuru termometreye bağlı olarak ciddi bir şekilde yükselmektedir. Kondenzasyon sıcaklığındaki bu artış kompresörün yaptığı işi arttıracığından evaporasyon sıcaklığının da yükselmesine neden olmuştur. Şekil-1b ve 3b'ye bakarak evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının giriş kuru termometre sıcaklığıyla arasındaki farkı, farklı yaş termometre sıcaklıkları için görebiliriz. Şekillerden de anlaşılacağı üzere yaş termometre sıcaklığı evaporasyon sıcaklığı üzerinde, kuru termometre sıcaklığı ise kondenzasyon sıcaklığı üzerinde daha büyük etkiye sahiptir.

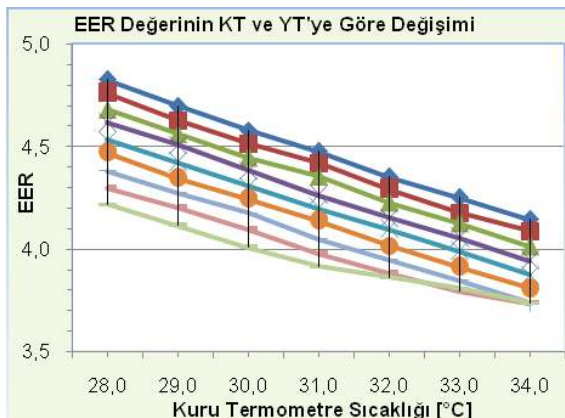


Şekil-4-a

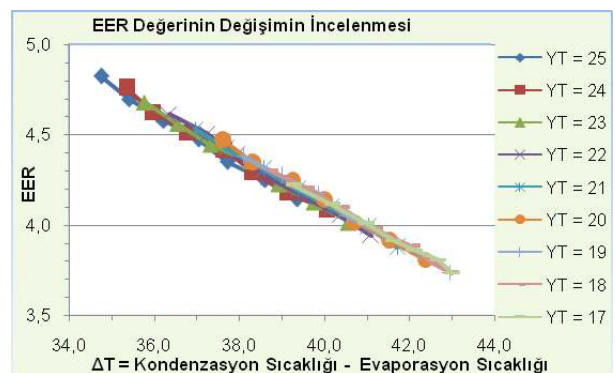


Şekil-4-b

Kapasitelere ait analiz Şekil-2a ve 4a'da verilmiştir. Evaporatör kapasitesi, kuru termometrenin artmasıyla kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıkları yükseldiği için düşmüştür. Kondenser kapasitesi için, Şekil-3b'ye baktığımızda kuru termometre ile kondenzasyon sıcaklığı arasındaki farkın sabit yaş termometrede çok az düştüğü, bu nedenle de kondenser kapasitesinin paralel olarak çok az düştüğü söylenebilir. 17 ve 18 °C yaş termometre çizgileri belirli bir bölgede eğrilerin genel dağılımına uymamaktadır. Diğer kısımlarda yapılan yorumlarda bu bölgedeki dağılım hariç tutulmuştur. Şekil-2b ve 4b'ye baktığımızda, giriş havası bağlı nemi %23'ün altına düşünce, evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıkları yükselme ivmesini arttırmış ve düşme eğilimindeki kapasiteler artmaya başlamıştır. Bu değişkenliğin nedeni, seçilen evaporatörün bu sıcaklıklarda sadece duyulur soğutma yapıyor olmasıdır. Diğer bölgelerde by-pass faktörü 0,30 ile 0,40 arasında değişirken, bu bölgelerde 0,22'lere düşmüş ve batarya verimliliği artmıştır. Evaporatör kapasitesinin kuru termometre sıcaklığı yükselirken azaldığı, yaş termometre sıcaklığı yükselirken ise arttığı Şekil-2a'da görülmektedir. Bu durumun sebebi sabit kuru termometre sıcaklığında yaş termometre sıcaklığı yükselirken giriş havası entalpisinin artması ve soğutma sırasında daha fazla gizli ısının açığa çıkmasıdır [1].

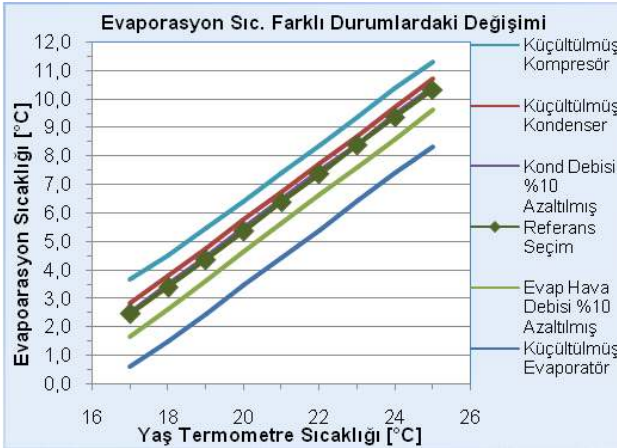


Şekil 5-a

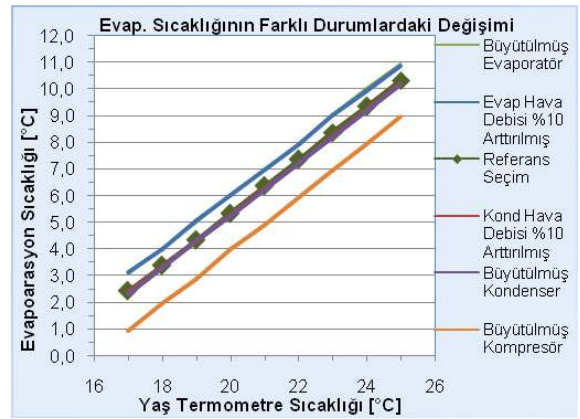


Şekil 5-b

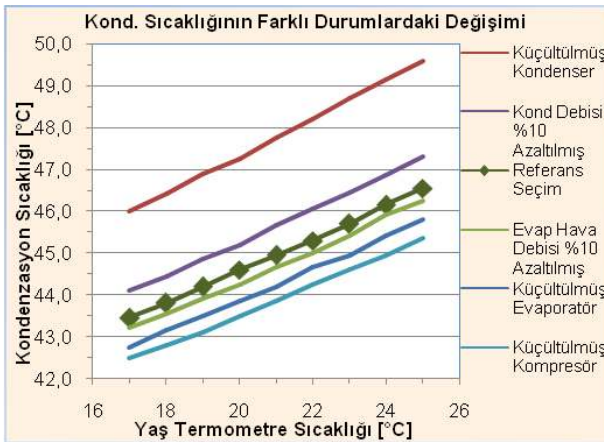
Sistemin enerji etkinlik oranlarının analizleri Şekil-5a ve 5b'de verilmiştir. Giriş yaş termometre sıcaklığının artması kompresörde çekilen gücü arttırmasına rağmen evaporatör kapasitesinin daha büyük oranlarda artmasından dolayı EER değeri artmıştır. Kuru termometre sıcaklığının artması ise kompresörde yapılan işi arttırmış ve evaporatör kapasitesini düşürmüştür. Dolayısıyla EER değeri kuru termometrenin yükselmesiyle düşmüştür. Genel olarak kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıkları birbirlerine ne kadar yakınsa EER değeri o kadar yüksektir [2].



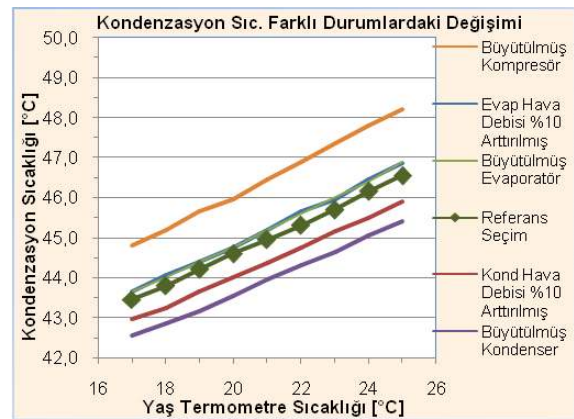
Şekil 6-a



Şekil 6-b



Şekil 7-a

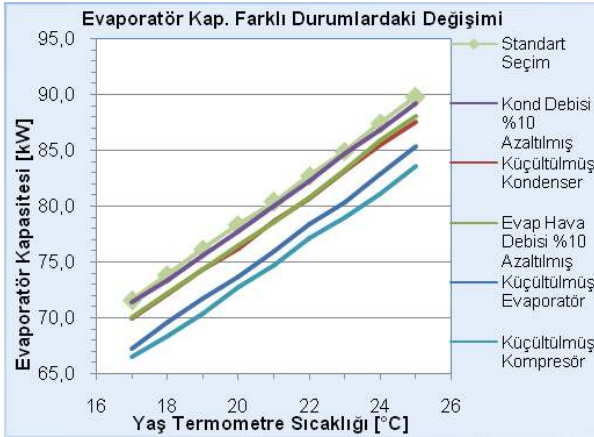


Şekil 7-b

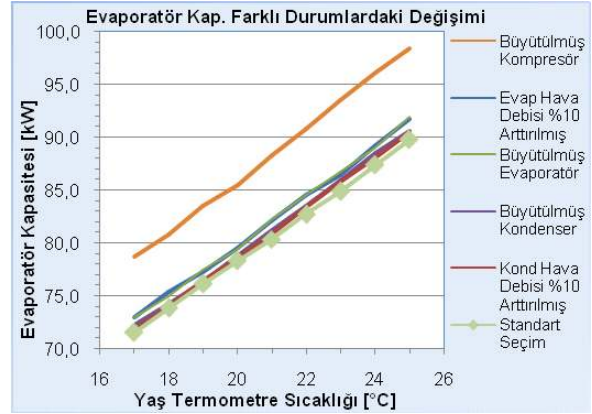
Evaporasyon sıcaklığının değişiminde kompresör ve evaporatörde yapılan değişikliklerin daha etken olduğunu Şekil-6a ve Şekil-6b'ye baktığımızda görmekteyiz. Bu durum paralel olarak akışkan debisinde de hissedilir. Aynı şekilde Şekil-7a ve 7b'ye baktığımızda kondenzasyon sıcaklığının kompresör ve kondenserde yapılan değişikliklerle daha çok ilgili olduğunu görmekteyiz. Ancak, evaporasyon veya kondenzasyon sıcaklıkları için, kompresördeki değişim, evaporatör veya kondenserdeki değişime göre zıt tepki vermektedir. Örneğin, kompresör küçültülürken evaporasyon sıcaklığı artar, evaporatör küçültülürken evaporasyon sıcaklığı azalır. Veya kompresör büyütüldüğünde kondenzasyon sıcaklığı artarken, kondenserdeki büyüme kondenzasyonu düşürmektedir.

Şekil-8a ve 8b'ye bakıldığında evaporatör kapasitesinin, kondenser, evaporatör ve kompresör tarafında yapılan tüm küçültmelere düşme yönünde tepki verdiği görülür. Tersi durumlarda ise evaporatör kapasitesinin arttığı gözlenmektedir. Kondenser hava debisindeki ve ısı transfer alanındaki yapılan büyütme ve küçültmelerin evaporatör kapasitesine ve dolayısıyla soğutucu akışkan debisine çok etki etmemektedir. Aynı değişimlerin evaporatör üzerinde yapıldığı durumlarda ise etkinin daha fazla olduğu görülmüştür.

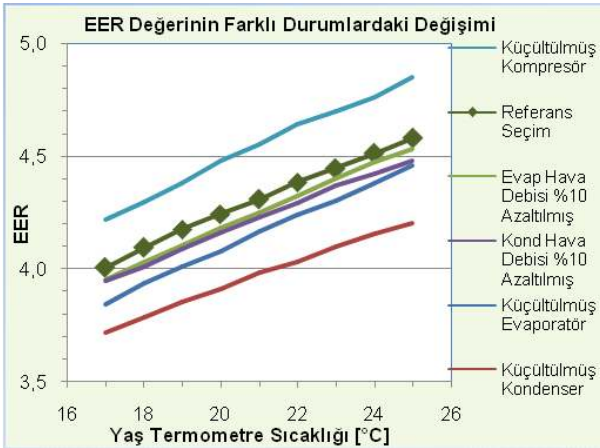




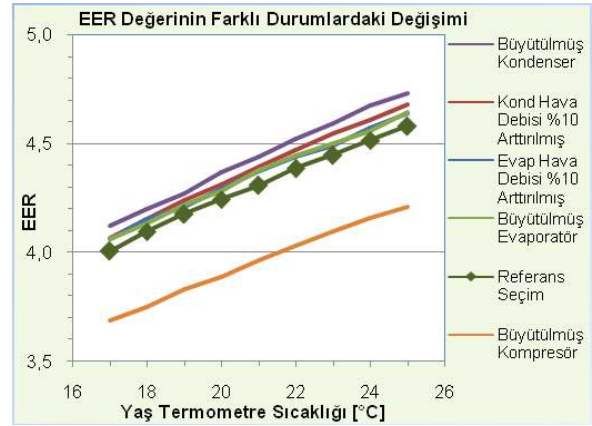
Şekil.8-a



Şekil.8-b



Şekil.9-a



Şekil.9-b

Şekil-9a ve 9b'de görüldüğü üzere EER'yi yükselten tek durum kompresörün küçülmesidir, benzer şekilde EER'yi düşüren tek durum kompresörün büyümesidir. Yukarıdaki şekillerde verilen analizlerin küçük bir özeti Tablo-3'te şematik olarak verilmiştir. Bu tabloda parametrelerin durumu genel olarak değerlendirilmiştir. Daha detaylı sonuçlar elde etmek için şekiller üzerinde yorum yapılmalıdır. Ancak, Tablo-3 de bizlere genel olarak parametrelerin neye nasıl tepki verdiğini anlatmaktadır.

Tablo.3

DEĞİŞKENLER		Evaporasyon Sıcaklığı	Kondenzasyon Sıcaklığı	Evaporatör Kapasitesi	Kondenser Kapasitesi	Akışkan Debisi	EER
Kuru Termometre Sıcaklığı	↑	⊥	↑	⊥	⊥	↑	↓
Yaş Termometre Sıcaklığı	↑	↑	⊥	↑	↑	↑	↑
Evaporatör Isı Transfer Alanı	↑	↑	⊥	⊥	↑	↑	⊥
Evaporatör Hava Debisi	↑	↑	⊥	⊥	↑	↑	⊥
Kondenser Isı Transfer Alanı	↑	⊥	↓	⊥	⊥	⊥	↑
Kondenser Hava Debisi	↑	⊥	↓	⊥	⊥	⊥	↑
Kompresör	↑	↓	↑	↑	↑	↑	↓

Not: Yukarıdaki tabloda yer alan işaretleri değişkenin yükselmesi / artması; işareti azalması / düşmesi; işareti çok az yükselmesi / artması; işareti ise çok az azalması / düşmesi anlamında kullanılmıştır.

4. SONUÇLAR

- ♦Kondenser bataryası giriş havasının kuru termometre sıcaklığındaki 1 birimlik değişim, evaporatör bataryasındaki 1 birimlik değişime göre sistem üzerinde daha çok etkindir. Yaş termometre sıcaklığı için ise tersi geçerlidir.
- ♦Tahminlere dayalı yapılan hesaplamalarda evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıkları tayin edilirken sadece kuru termometre sıcaklığına değil yaş termometre sıcaklığına da bakılması gerekir. Giriş yaş termometre sıcaklığındaki yükselme EER değerini yükseltirken, kuru termometre sıcaklığındaki yükselme EER değerinin düşmesine sebep olur.
- ♦Analizi yapılan soğutma sisteminde giriş havası bağıl nemi %23'ün altına düşünce sadece duyulur soğutma gerçekleştiği için, ıslak bölgede 0,30 ila 0,40 aralığında değişen by-pass faktörü değeri 0,22'lere düşmüş ve batarya verimliliği artmıştır. Yani soğutucu bataryadan etkilenmeden çıkan havanın oranı %22'lere düşmüş, bu nedenle de evaporatör kapasiteleri bu bölgede kuru termometrenin yükselmesiyle beraber artmıştır [3].
- ♦Genel olarak yaş termometre sıcaklığındaki veya evaporatörde yapılan herhangi bir yükselme tüm parametrelerin yükselmesine / artmasına neden olur.
- ♦Tüm yükselme veya artma yönündeki değişimlerden sadece kondenser tarafında yapılan değişiklikler kondenzasyon sıcaklığını ve akışkan debisini düşürür.
- ♦Tüm yükselme veya artma yönündeki değişimlerden sadece kuru termometre sıcaklığının yükselmesi, evaporatör ve kondenser kapasitesini düşürür.
- ♦Tablo-3'te belirtilen değişkenlerden sadece evaporatör ve kondenser ısı transfer alanı ile kompresörün değişimi tasarımcının kontrolü altındadır. Sadece bu üç değişkeni dikkate aldığımızda EER değerini yükseltmek için kondenserin büyük veya kompresörün küçük seçilmesi daha uygun olacaktır. Kompresördeki büyüme sadece evaporasyon sıcaklığını ve EER değerini düşürürken, diğer tüm parametrelerin artmasına neden olur.
- ♦Evaporatör ısı transfer alanının artması evaporasyon sıcaklığını yükselterek emiş basıncının yükselmesine ve akışkan debisinin artmasına neden olurken, kondenser ısı transfer alanının artması kondenzasyon sıcaklığını düşürerek genleşme vanasına daha soğuk gazın ulaşmasına ve basma basıncını düşürerek kompresörde yapılan işin azalmasına, bu sayede de EER'nin yükselmesine neden olmuştur [4].
- ♦Soğutma sistemi tasarımı yapılırken kullanılan simülasyon programı sayesinde hava giriş sıcaklıklarına bağlı olarak sistem parametrelerinin gerçek değerleri hızlıca hesaplanabilmektedir. Bu da evaporatör, kondenser ve kompresör seçimlerinin en optimum şekilde yapılabilmesini sağlar. Analizi yapılan soğutma sistemi klasik yöntemle, 7°C evaporasyon ve 48°C kondenzasyon sıcaklığıyla seçilseydi, hava giriş şartlarına bağlı olarak ilk yatırım maliyeti %5 daha fazla veya soğutma kapasitesi %25 daha düşük olacaktı. ✱

KAYNAKLAR

- [1] Özer, M., Bir ameliyathane klima santrali tasarımı, termodinamik testleri ve analizi , Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 98(2007).
- [2] Stoecker, W. F., Refrigerant properties, refrigeration cycles and SI units , Industrial Refrigeration Handbook 1st ed., McGraw-Hill, New York, 2.59-2.60(1998).
- [3] ASHRAE, Air cooling and dehumidifying coils , 2000 HVAC Systems and Equipment ASHRAE Handbook (SI), ASHRAE, Atlanta, 21.8(2000).
- [4] Trott, A. R., Welch, T., The refrigeration cycle , Refrigeration and Air-Conditioning 3rd ed., Butterworth-Heinemann, Oxford, 19(2000).