

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇEŞİTLİ TİPLERDE KOMPRESÖR VE GENLEŞME ELEMANI
KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN
KARŞILAŞTIRMALI DENEYSEL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS

Tek. Öğrt. Alpaslan ALKAN

Anabilim Dalı: Makina Eğitimi

Danışman: Doç.Dr. Murat HOŞÖZ

KOCAELİ, 2007

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇEŞİTLİ TIPLERDE KOMPRESÖR VE GENLEŞME ELEMANI
KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN
KARŞILAŞTIRMALI DENEYSSEL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tek.Öğrt. Alpaslan ALKAN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 28 Eylül 2007

Tezin Savunulduğu Tarih: 17 Ekim 2007

Tez Danışmanı

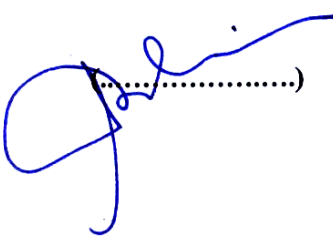
Doç.Dr. Murat HOŞÖZ

(.....

.....)

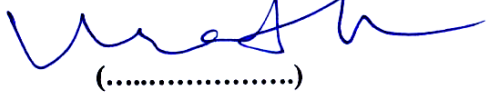
Üye

Prof.Dr. İbrahim KILIÇASLAN

(.....

.....)

Üye

Yrd.Doç.Dr. Murat KARABEKTAŞ

(.....

.....)

KOCAELİ, 2007

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Günümüzde çevre şartlarının insan yaşam konforunu olumsuz etkileyecek şekilde değişmesi, özellikle hava sıcaklığının, neminin ve kirliliğinin artış göstermesi iklimlendirme sistemlerine olan ihtiyacı arttırmaktadır. Bundan dolayı, günümüzde klima sistemleri artık lüks olmaktan çıkarak temel bir gereksinim haline gelmiştir. Klima sistemlerinin kullanımı, insanların bulunduğu diğer mekânlarla birlikte otomobillerde de yaygınlaşmıştır. Yapılan ön araştırmalar sonucu, otomobillerde kullanılan çeşitli klima sistemlerinin performansları arasındaki farklılıkları ortaya çıkaran çalışmaların yeterli düzeyde olmadığı görülmüştür. Bu çalışmada, R134a kullanan bir otomobil klima sistemi, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki farklı kompresör ile her kompresör tipi için termostatik genişleme valfi ve orifis tüplü genişleme elemanına sahip olacak şekilde toplam dört farklı sistem haline dönüştürülmüştür. Her bir sistem farklı koşullar altında test edilerek, elde edilen çeşitli performans parametreleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Bu çalışmayı yapma fikrini veren ve çalışma boyunca her türlü yardımı esirgemeyen danışmanım Sn. Doç. Dr. Murat HOŞÖZ'e, deney sisteminin mekanik kısmının kurulmasında yardımcı olan Sn. Öğr. Gör. İsmail SARI'ya, teknik donanım konusunda yardımcı olan Sn. Doç. Dr. Mustafa ÇANAKÇI'ya, Makine Eğitimi Bölümü imkânlarını kullanımına açan Bölüm Başkanı Sn. Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a ve emeği geçen bütün bölüm çalışanlarına teşekkür ederim. Ayrıca, deneysel test sisteminin elektrik-elektronik kısımlarının kurulumunda yardımcı olan Teknik Öğretmenler Sn. Şükrü SANCAK, Erdal EVCİL, Murat TUNA, Muhlis AK ve İsmail KOYUNCU'ya teşekkürlerimi sunarım. Bunların yanında, deneysel test sistemi hazırlanırken yaşadığım zorluklar karşısında bana destek olan, bütün arkadaşlarıma teşekkür ederim. Son olarak, her zaman manevi desteğini hissettiğim anneme ve merhum babama teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	iii
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	2
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	8
2.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi.....	9
2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi	11
2.3. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Enerji Analizi	12
2.4. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi.....	14
3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ.....	15
3.1. Termostatik Genleşme Valfli Soğutma Çevrimi.	15
3.2. Orifis Tüp Kullanılan Soğutma Devresi	19
3.3. Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar	21
3.3.1. Kompresör	21
3.3.1.1. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresör.....	22
3.3.1.2. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresör	23
3.3.2. Kondenser.....	24
3.3.3 Evaporatör	25
4. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ	26
4.1. Deneysel Otomobil Test Sisteminin Çalıştırılması.....	31
5. DENEYSEL ÇALIŞMADA İZLENİLEN PROSEDÜR.....	32
5.1. Deneysel Otomobil Klima Sistemin Enerji Analizi Hesaplamalarında İzlenen Prosedür.....	32
5.2. Deneysel Otomobil Klima Sistemin Ekserji Analizi Hesaplamalarında İzlenen Prosedür	37
5.3. Deneysel Çalışmada Kullanılan Karşılaştırma Şartları.....	39
6. DENEYSEL SONUÇLAR.....	40
6.1. Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı	40
6.2. Sabit Kapasiteli Kompresör Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı	58
6.3. Termostatik Genleşme Elemanı Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Kompresör Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı....	74
6.4. Orifis Tüplü Genleşme Elemanı Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Kompresör Kullanılması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı	93
7. SONUÇLAR	113
KAYNAKLAR	118
ÖZGEÇMİŞ	120

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin genel gösterimi ve T-s diyagramı ...	9
Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı	10
Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevrimi için T-s diyagramı	11
Şekil 3.1. Termostatik genleşme valfli ve orifis tüplü otomobil klima sistemlerinin görünüşleri	15
Şekil 3.2. Termostatik genleşme valfli soğutma çevriminin şeması	16
Şekil 3.3. İçten dengeli ve dıştan dengeli termostatik genleşme valfleri	17
Şekil 3.4. Orifis tüp kullanılan soğutma devresi şeması	19
Şekil 3.5. Orifis tüpün görünümü.....	20
Şekil 3.6. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü.....	22
Şekil 3.7. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörün strok değişimini gösteren kesit resmi	23
Şekil 3.8. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfi	23
Şekil 3.9. Otomotiv klima sisteminde kullanılan kondenserin görünümü.....	24
Şekil 4.1. Deneysel otomobil klima sisteminin şematik görünümü	27
Şekil 4.2. Deneysel otomobil klima sisteminde kompresörlerin elektrik motoruna bağlantı görünümü	28
Şekil 4.3. Deneysel otomobil klima sisteminde genleşme elemanlarının bağlantı görünümü.....	29
Şekil 4.4. Deneysel otomobil klima sistemi kontrol panosunun görünümü	30
Şekil 6.1. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi	41
Şekil 6.2. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi	42
Şekil 6.3. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.....	43
Şekil 6.4. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.....	43
Şekil 6.5. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi	45

Şekil 6.6. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.....	45
Şekil 6.7. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	46
Şekil 6.8. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	47
Şekil 6.9. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	48
Şekil 6.10. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genleşme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi ...	49
Şekil 6.11. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	50
Şekil 6.12. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipine bağlı olarak sistem elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	51
Şekil 6.13. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	52
Şekil 6.14. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	53
Şekil 6.15. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	54
Şekil 6.16. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	55
Şekil 6.17. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	55

Şekil 6.18. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	56
Şekil 6.19. Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	57
Şekil 6.20. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi	58
Şekil 6.21. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi	59
Şekil 6.22. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi	60
Şekil 6.23. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi	61
Şekil 6.24. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi	62
Şekil 6.25. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi	62
Şekil 6.26. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi	63
Şekil 6.27. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi	64
Şekil 6.28. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi	65
Şekil 6.29. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi ...	66

Şekil 6.30. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	67
Şekil 6.31. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	68
Şekil 6.32. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	69
Şekil 6.33. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	70
Şekil 6.34. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	71
Şekil 6.35. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	71
Şekil 6.36. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	72
Şekil 6.37. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	73
Şekil 6.38. Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	74
Şekil 6.39. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	75
Şekil 6.40. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	76
Şekil 6.41. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi	77

Şekil 6.42. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi	78
Şekil 6.43. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.....	79
Şekil 6.44. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.....	80
Şekil 6.45. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	81
Şekil 6.46. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	82
Şekil 6.47. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	83
Şekil 6.48. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	84
Şekil 6.49. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	84
Şekil 6.50. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi	85
Şekil 6.51. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	87
Şekil 6.52. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	88
Şekil 6.53. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	89

Şekil 6.54. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	90
Şekil 6.55. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	91
Şekil 6.56. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	92
Şekil 6.57. Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	93
Şekil 6.58. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	94
Şekil 6.59. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.....	95
Şekil 6.60. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi	96
Şekil 6.61. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi	97
Şekil 6.62. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.....	98
Şekil 6.63. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.....	98
Şekil 6.64. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	99
Şekil 6.65 Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	100

Şekil 6.66. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	101
Şekil 6.67. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak orifis tüpünde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	102
Şekil 6.68. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.....	103
Şekil 6.69. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi	104
Şekil 6.70. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	107
Şekil 6.71. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	107
Şekil 6.72. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	108
Şekil 6.73. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	109
Şekil 6.74. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	110
Şekil 6.75. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.....	111
Şekil 6.76. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi	111

SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

A	: Kesit alan (m^2)
CFC	: Kloroflorokarbon
\dot{E}_d	: Yok edilen ekserji (W)
h	: soğutucu akışkanın özgül entalpisi ($kJ\ kg^{-1}$)
h_a	: Havanın özgül entalpisi ($kJ\ kg^{-1}$)
h_g	: Su buharının özgül entalpisi ($kJ\ kg^{-1}$)
h_f	: Yoğuşan nemin özgül entalpisi ($kJ\ kg^{-1}$)
HFC	: Hidrokloroflorokarbon
\dot{m}	: Kütleli debi ($g\ s^{-1}$)
\dot{m}_h	: Havanın kütleli debisi ($g\ s^{-1}$)
\dot{m}_r	: Soğutucu akışkanın kütleli debisi ($g\ s^{-1}$)
\dot{Q}_{kond}	: Kondenserden atılan ısı (W)
\dot{Q}_{evap}	: Soğutma kapasitesi (W)
Rh	: İzafi nem
s	: Özgül entropi ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
STK	: Soğutma tesir katsayısı
T	: Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_0	: Mutlak çevre sıcaklığı (K)
TXV	: Termostatik genişleme valfi
V_{ort}	: Ortalama hava akımı hızı ($m\ s^{-1}$)
\dot{V}_h	: Havanın hacimsel debisi ($m^3\ s^{-1}$)
w	: Özgül nem ($kg\ su\ buharı / kg\ kuru\ hava$)
\dot{W}_{komp}	: Kompresör gücü (W)
ρ	: Yoğunluk ($kg\ m^{-3}$)

Alt indisler

de	: Değişken kapasiteli kompresör
evap	: Evaporatör
hg	: Hava girişi
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
r	: Soğutucu akışkan
s	: Sabit kapasiteli kompresör
top	: Toplam
valf	: Genleşme elemanı

ÇEŞİTLİ TİPLERDE KOMPRESÖR VE GENLEŞME ELEMANI KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI DENEYSEL ANALİZİ

Alpaslan ALKAN

Anahtar Kelimeler: Soğutma; İklimlendirme; Otomobil kliması; R134a; Kompresör; Genleşme elemanı.

Özet: Bu çalışmada, orijinal parçalardan oluşan ve soğutucu akışkan olarak R134a kullanan deneysel bir otomobil kliması sistemi laboratuvar ortamında kurularak çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistemin soğutma çevrimi, sabit ve değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörler ile lamine tip evaporatör, paralel akımlı-mikro kanallı kondenser, termostatik genleşme valfi, orifis tüp, sıvı tankı ve akümülatörden oluşmaktadır. Sistem, isteğe bağlı olarak sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerden herhangi biri ile çalıştırılabilmektedir. Sistem, her kompresör tipi için termostatik genleşme valfi veya orifis tüp ile çalıştırılabilmekte; böylece aynı evaporatör ve kondenseri kullanan dört farklı sistem oluşturulmaktadır. Bu şekilde elde edilen farklı sistemler, kompresör devri, havanın kondensere ve evaporatöre giriş sıcaklıkları ile kondenser ve evaporatörden geçiş hızları değiştirilerek test edilmiştir. Deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, dört farklı sistemin çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Deneyler sonucunda, artan kompresör devriyle birlikte dört farklı sistem için soğutma kapasitesinin genel olarak arttığı, ancak sistemde yok edilen toplam ekserjinin de arttığı ve soğutma tesir katsayısının düştüğü görülmüştür. Kondensere giren hava akımı sıcaklığının artmasıyla veya hızının düşmesiyle, sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı düşmekte, sistemde yok edilen toplam ekserji ise artmaktadır. Evaporatöre giren hava akımının sıcaklığının veya hızının artmasıyla ise sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sistemi, evaporatöre giren hava akımının sıcaklığının veya hızının azalması yada kompresör devrinin artması sonucu devreye girmekte ve performans parametrelerini etkilemektedir. Termostatik genleşme elemanı da evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan kızgınlık derecesindeki değişimin eğilimine göre soğutucu akışkan debisini değiştirerek performans parametrelerini etkilemektedir.

A COMPARATIVE EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM USING VARIOUS TYPES OF COMPRESSORS AND EXPANSION DEVICES

Alpaslan ALKAN

Keywords: Refrigeration; Air conditioning; Automobile air conditioner; R134a; compressor; expansion valve.

Abstract: In this study, an experimental R134a automobile air conditioning system made up from original components has been set up in the laboratory and equipped with various mechanical and electrical instruments. The refrigeration circuit of the system consists of fixed and variable capacity swash plate compressors, a laminated evaporator, a parallel flow micro-channel condenser, a thermostatic expansion valve, an orifice tube, a liquid receiver and an accumulator. The system can be operated with either the fixed capacity or variable capacity compressor depending on the choice. The system can also be operated with either the thermostatic expansion valve or orifice tube for each compressor type. Thus, four different systems employing the same evaporator and condenser have been obtained. The systems acquired in this way have been tested by varying compressor speed, temperatures of the air streams entering the condenser and evaporator, and speeds of the air streams passing through the condenser and evaporator. By applying energy and exergy analyses to the experimental system, various performance parameters of the four different systems have been determined and presented in graphics comparatively. The results show that the cooling capacity of each system usually increases with the compressor speed. However, the exergy destruction in the system also increases and the coefficient of performance for each system decreases with the compressor speed. The cooling capacity and coefficient of performance for each system decrease with increasing temperature of the air stream entering the condenser or with decreasing speed of the condenser air stream, which in turn raises the total exergy destruction in the system. On the other hand, the cooling capacity and coefficient of performance for each system increases with increasing temperature of the air stream entering the evaporator or with increasing speed of the evaporator air stream. The capacity control system of the variable capacity compressor intervenes the operation when the temperature or speed of the air stream entering the evaporator drops or the speed of the compressor increases, thus affecting the performance parameters of the system. Also the thermostatic expansion valve varies the flow rate of the refrigerant in response to the tendency of change in the superheat of the refrigerant at the evaporator outlet, thereby affecting the performance parameters of the system.

1. GİRİŞ

Ortam şartlarının, insanların yaşam konforunu olumsuz etkileyecek şekilde değişmesi, özellikle hava sıcaklığının, neminin ve kirliliğinin artış göstermesi iklimlendirme sistemlerine olan ihtiyacı arttırmaktadır. Günümüzde klima sistemleri artık lüks olmaktan çıkmış ve temel bir gereksinim haline gelmiştir.

İklimlendirmenin esası olan kapalı bir ortamdaki havanın sıcaklığının, izafi neminin, dolaşımının ve temizliğinin istenen koşullarda tutulması işlemi, insan konforu için önemlidir. Burada istenen ortam koşulları, insan vücut metabolizmasının en iyi performans gösterdiği şartlar olup iklimlendirmede konfor bölgesi olarak tanımlanmaktadır. İnsanların, hayatlarının önemli bir bölümünü geçirdikleri otomobillerde, özellikle araç sürücüsü için otomobil kabinindeki hava sıcaklıklarının konfor bölgesinde olması önem arz etmektedir.

Otomobil kabinin konfor bölgesinde tutulması, aktif güvenliğinin bir parçasıdır. Özellikle yaz aylarında araç içi sıcaklığı dış ortam sıcaklığı üzerine çıkabilmektedir. Bu sıcaklık yükselmesi ile vücut ısısı artmakta, kalp atış frekansı yükselmekte, terleme artmaktadır. Bunların sonucunda beyine yeterli oksijen gitmemekte, yola olan dikkat azalmakta ve trafik kazaları ile karşılaşılabilmektedir.

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde yaz mevsiminde kabin içindeki ısıl konfor, ortamdan istenmeyen ısıyı dışarı atan, havanın fazla nemini alan, ortam için gerekli hızda hava dolaşımını sağlayan ve filtre eden klima sistemi ile sağlanmaktadır. Kış şartlarında ise kabin içi ısı ihtiyacı genellikle motor soğutma suyunun ısısından faydalanılarak yapılan ısıtma ile sağlanmaktadır.

Otomobil klimalarının ev klima sistemlerinden farkı, bunlarda kullanılan kompresörün, aracın motorundan kayış kasnak mekanizması yoluyla hareket almasıdır. Kabin içine gönderilecek hava akımından ısı ve nem alma işlemi, araç ön

göğsü içerisine plastik muhafaza içinde yerleştirilmiş evaporatör tarafından yapılmaktadır. Havadan alınan ısının çevreye atılması ise, radyatör yakınına yerleştirilmiş kondenserde gerçekleşmektedir. Soğutucu akışkanın basıncını düşürmek için termostatik genişleme valfi veya orifis tüp kullanılmaktadır. Orifis tüplü sistemlerde evaporatör çıkışında buharlaşmayan akışkanı tutabilmek amacıyla akümülatör kullanılmakta; termostatik genişleme valfli sistemlerde ise kondenser çıkışında kullanılmayan akışkanı tutmak için bir sıvı tankı yer almaktadır. Filtre-kurutucusu ise, akümülatör veya sıvı tankı içinde bulunmaktadır.

1.1 Literatür Araştırması

Otomobillerde iklimlendirme sistemlerinin kullanılması, General Motors tarafından kloroflorokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanlar ile çalışan taşıt klimalarının kullanımı ile 1930'lu yıllarda başlamıştır. 1987'deki Montreal Protokolü, otomobil klima sistemlerinde kullanılan R12 soğutucu akışkanının da içinde olduğu CFC grubundaki soğutucu akışkanların kullanımını kısıtlamıştır. Bunun sonucunda, otomobil klimalarında 1994 yılından bu yana R12 yerine Hidrokloroflorokarbon (HFC) grubundan olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır.

Rekabete dayalı bir alan olması nedeniyle, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayınlar, sınırlı sayıdadır.

Kiatsiriroat ve Euakit (1996), buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan otomobil klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışımın performans analizini gerçekleştirdiler. Her bir bileşen için matematiksel yöntem geliştirerek R22 soğutucu akışkanın yüksek yoğunluğunun soğutma tesir katsayısı (STK) değerini düşürdüğünü tespit ettiler.

Jung ve diğ. (1999), orijinal olarak R12 soğutucu akışkanı kullanacak şekilde tasarlanmış bir otomobil klimasında, bu akışkan yerine kullanılacak R22, R134a, R142b, RE170, R290, R600a gibi akışkanlarından oluşan soğutucu akışkan karışımlarının otomobil klima performansına etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir.

Brown ve diğ. (2001), otomobil klima sistemleri için R134a soğutucu akışkanının ve R134a için alternatif olabilecek CO₂ akışkanının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yaptılar. R134a soğutucu akışkanı kullanılan çevrimi kompresör, kondenser, genleşme elemanı ve evaporatörden; CO₂ kullanılan sistemi ise bunlara ek olarak ısı değiştirgeci ilave ederek düzenlediler. Yaptıkları analizler sonucu, R134a soğutucu akışkanı kullanılan otomobil kliması değiştirilerek CO₂ kullanılır hale getirildiğinde, R134a'lı çevrimden daha iyi STK değerlerine sahip olduğunu tespit ettiler. STK'daki bu farkın kompresör devrine ve çevre sıcaklığına bağlı olarak değiştiğini, kompresör devrinin ve çevre sıcaklığının yükselmesiyle sistem STK değerindeki farkın da yükseldiğini belirlediler. Entropi üretimi karşılaştırmasında ise, CO₂ ihtiva eden sistemin daha yüksek entropi ürettiğini tespit ettiler.

Lundberg (2002), R134a kullanılan bir soğutma sistemin performans analizini gerçekleştirip kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirleyerek, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan CO₂ gazı kullanımının avantajlarını tespit etti.

Halimic ve Ross (2003), R12 Soğutucu akışkanı kullanan, otomobil klima sistemlerinde soğutma kapasitesi ve STK parametrelerini, R12'ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R401a, R290 ve R134a kullanılması durumları ile karşılaştırdılar. R12 ye en yakın STK değerlerini veren alternatif akışkanın R401a, soğutma kapasitesi en yüksek akışkanın R290 ve en az çevresel zarara yol açan akışkanın ise R290 olduğunu belirlediler.

Esen ve Hoşöz (2006), R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimasının deneysel performansını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir. Deneysel verilere uygulanan enerji analizi sonucunda, aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın yaklaşık %6–7 daha düşük STK değerleri verdiği görülmüştür. STK'nın, evaporatör yükü ile arttığı, kompresör devri ve yoğunlaşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğü belirlenmiştir. Aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20–21 daha düşük bir soğutucu akışkan kütleli debisi ile çalıştığı tespit edilmiştir.

Jabardo ve diğ. (2002), değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sistemi için karalı hal şartında bir model oluşturmuşlardır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığı ve evaporatör giriş havası akımı sıcaklığı ile kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarını bilgisayar simülasyonuna göre karşılaştırmışlardır.

Joudi ve diğ. (2003), ideal otomobil klima sistemlerinde çeşitli soğutucu akışkanların çalışma performansı karşılaştırmasını ve simülasyon modeli hazırladılar. Bu modele R12' ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R134a, R290, R600a ve bir propan ve isobütan karışımı olan R290/R600a akışkanlarının sıkıştırma basıncı, enerji tüketimi ve STK değerlerinin birbirleri üzerine etkisini araştırdılar.

Ronald ve diğ. (1993), bir otomobil ısı pompası / klimasının simülasyonu ve matematiksel modelini gerçekleştirdiler. Bu model üzerinde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak soğutma ve ısıtma halleri için ısıtma ve soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarı değişimi, soğutma durumundaki sistem STK değerleri ile ısıtma durumundaki ısıtma tesir katsayısı (ITK) değerini, ayrıca iki farklı durum için kompresör devrinin performansa etkisini belirlediler. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ITK değerinin arttığını tespit ettiler. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma durumları için deneysel analizlerinde, birbirine yakın sonuçlar elde ettiler. Otomobil ısı pompası / klimasında ısıtma durumunda buldukları sistem ITK değerinin, soğutma durumunda buldukları sistem STK'sından daha yüksek olduğunu gözlemlediler.

Mager (2002), soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan bir ısı pompası / klimasının sisteminin deneysel performans analizi gerçekleştirdi. Sistem soğutma ve ısıtma performansı, yakıt tüketimi, uzun süreli kullanım parametreleri için R134a ve CO₂ gazlarının üstünlüklerini tespit etti. CO₂ gazının otomobil ısı pompası / kliması için kullanımında R134a'ya kıyasla daha iyi soğutma performansı, daha düşük yakıt tüketimi ve daha yüksek ısıtma performansı sonuçları verdiğini tespit etti.

Hoşöz ve Direk (2006), ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneysel sonuçlarında, sistemin ancak çok düşük olmayan çevre havası sıcaklıklarında yeterli ısıtma kapasitesi sağladığını, ancak ısıtma tesir katsayısının, STK'sına göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Artan kompresör devriyle birlikte soğutma ve ısıtma kapasitelerinin de arttığı, ancak ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının düştüğü görülmüştür.

Ratts ve Brown (1999), buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir otomobil klima sisteminde, kompresör devrine bağlı olarak, her bir çevrim elemanı için kayıpların değerlerini Termodinamiğin II. Kanununu kullanarak belirlemişlerdir. En fazla kaybın sistemin kompresöründe gerçekleştiğini belirtmişlerdir.

Ratts ve Brown (2000), başka bir çalışmada otomobil klima sistemindeki soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak her bir elemandaki kayıpları belirlemişlerdir. Kaçaklar nedeniyle soğutucu akışkan şarj seviyesindeki azalmanın performans üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu azalmanın, düşük kondenser basıncına ve soğutucu akışkan kızgınlığında artışa neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Kaynaklı ve Horuz (2003), bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini gerçekleştirdiler. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutucu akışkan debisi, sistem STK'sı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlediler. Kondenser sıcaklığı ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, fakat bundan dolayı kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç değerinin de arttığını, buna karşılık sistem STK'sının düştüğünü; kondenser sıcaklık ve basıncının evaporatör sıcaklık ve basıncına göre daha etkin olduğunu tespit ettiler. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser, evaporatör ve çevre sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlediler. Evaporatöre giren hava sıcaklığının artmasıyla ve evaporatör yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesiyle, soğutma kapasitesindeki (3.5 kW üstü durumları için) artışın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarından daha yüksek oranda olmasından dolayı sistemin STK değerinin yükseldiğini tespit ettiler.

Li ve diğ. (2004), bir otomobil klima sisteminde step motor tarafından kontrol edilen elektronik genişleme valfi ile soğutucu akışkanın akış kontrol metodunu geliştirmişlerdir. Bu elektronik genişleme valfi otomobil hızı ve termostatın kapalı açık olması konumuna göre soğutucu akışkan debisinin değişimine hızlı bir şekilde cevap verebilmektedir. Bu çalışmada otomobil klima sistemi için elektronik genişleme valfinin akış karakteristikleri sunulmuştur.

Hoşöz (2005), deneysel bir otomobil klimasına ekserji analizi uygulayıp, sistemin bileşenlerindeki ekserji yıkımlarını sayısal olarak belirlemiştir.

Hoşöz ve Ertunç (2006), bir otomobil klimasının performansını, yapay sinir ağları kullanarak modellemiş ve geliştirdikleri modelin başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Mevcut çalışmalardan, farklı akışkanla çalışan sistemler üzerine birçok araştırma olmasına rağmen farklı kompresörler ve genişleme elemanları üzerinde karşılaştırmalı deneysel analiz araştırmalarının bulunmadığı görülmektedir. Bu çalışmada, R134a kullanan otomobil kliması soğutma çevrimi, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki farklı kompresör ile ve her kompresör tipi için termostatik genişleme valfi (TXV) ve orifis tüplü genişleme elemanına sahip olacak şekilde toplam dört farklı sistemden elde edilen çeşitli performans parametreleri, karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır.

Deneysel otomobil klima sistemi, orijinal otomobil kliması elemanlarından, sistemi istenilen şartlarda test etmeye yarayan çeşitli yardımcı elemanlardan ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Soğutma çevrimi elemanları, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, sıvı tankı, TXV, orifis tüp, lamine tip evaporatör, akümülatör, her ikisi de beş silindirli yalpalı plakalı tipe sahip sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerden oluşmaktadır.

Deneysel sistemde, isteğe bağlı olarak sabit kapasiteli veya değişken kapasiteli kompresörlerden herhangi biri ile TXV veya orifis tüp türündeki genişleme

elemanlarından herhangi biri devreye alınabilmekte, böylece aynı evaporatör ve kondenseri kullanan dört farklı sistem oluşturulmaktadır. Bu dört farklı sistem, havanın kondensere ve evaporatöre giriş sıcaklıkları ile kondenser ve evaporatörden geçiş hızları değiştirilerek test edilmiştir. Deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, dört farklı sistemin çeşitli performans parametreleri, grafikler yoluyla karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir.

2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Termodinamiğin uygulama alanlarından birisi olan soğutma, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilerek yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılması olarak tanımlanabilir. Soğutma işlemi, soğutma makineleri veya ısı pompaları ile gerçekleştirilir. Bu makinelerin oluşturduğu çevrimlere soğutma çevrimleri denir. Uygulamada en çok kullanılan çevrim, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olup bu çevrimde kullanılan akışkan devamlı olarak buharlaşır, yoğuşur ve buhar durumunda sıkıştırılır.

Isı geçişinin sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğru olduğu bilinen bir gerçektir. Fakat bunun tersi olan düşük sıcaklıktaki bir yerden, yüksek sıcaklıktaki bir yere ısı geçişi kendiliğinden olamaz. Bu yönde ısı geçişinin, bir soğutma makinesi kullanılarak yapılması gerekir.

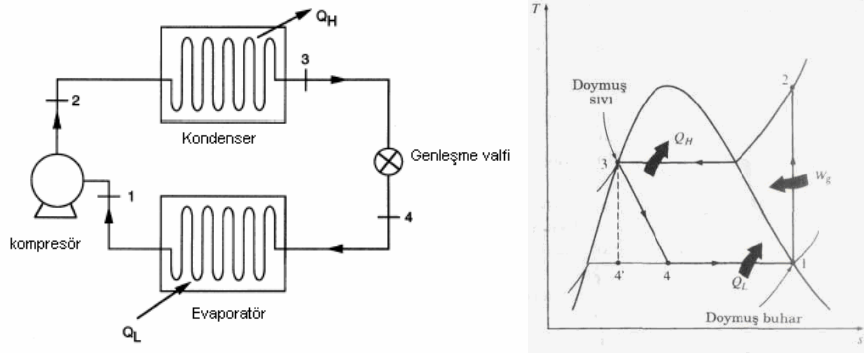
Soğutma makinelerinde düşük sıcaklık ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişini sağlamak için bir kompresöre, basıncı düşürmek için bir genişleme elemanına, buharlaşma işlemi için bir evaporatöre, buharın tekrar sıvı fazına getirilebilmesi için bir kondensere ihtiyaç vardır.

Soğutma makineleri, çeşitli tiplerde olabilen bir çevrime göre çalışır. Soğutma çevriminde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkan denir. Pratikte en yaygın kullanma sahip buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde ısı geçişi, soğutucu akışkanın hal değiştirmesiyle meydana gelir. Soğutucu akışkan evaporatörden geçerken, sıvı halden buhar hale gelmek için ısı çeker. Kondenserden geçerken buhar fazından sıvı fazına geçmek için ise ısı açığa çıkarak evaporatörde kazanmış olduğu ısıyı atar. Bu çevrimde, soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçmesi için akışkanın basıncını azaltarak buharlaşma sıcaklığını düşüren basınç düşürücü ve yoğuşurma için basıncı arttırmak amacı ile kompresör kullanılır.

Soğutma sisteminde çevrim, ancak dışarıdan bir iş vermek şartıyla çalıştırılabilir. Bu iş sıkıştırma işlemi için harcanır ve kompresörler tarafından çevrime verilir. Kompresörler, elektrik motorları veya içten yanmalı motorlar ile tahrik edilir. (Çengel ve Boles, 1989)

2.1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırma ideal soğutma çevriminde, soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı, kompresörün tersinir adyabatik olduğu, genişleme elemandaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki bağlantı borularında basınç kaybı olmadığı ve bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı kabul edilir. Ayrıca evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olduğu, kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu farz edilir. İdeal buhar sıkıştırma çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 2.1'de görülmektedir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri, şeklin altında mevcuttur.

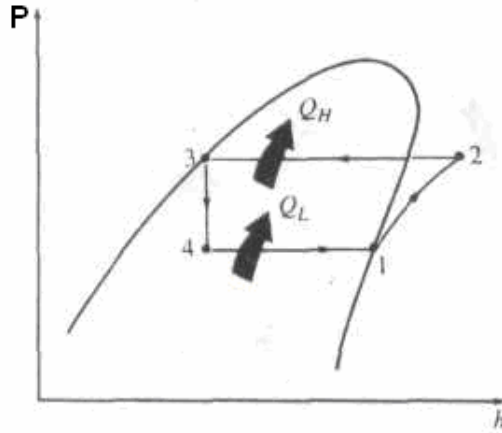


Şekil 2.1: İdeal buhar sıkıştırma çevriminin genel gösterimi ve T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989)

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserden çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Evaporatörden akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sonunda, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 durumunda kızgın buhar olarak kondensere girer ve kondenserden 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 durumunda çevre sıcaklığının biraz üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücüden geçirilerek evaporatör basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 durumunda, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı - doymuş buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı çekerek tamamen buharlaşır. Soğutucu akışkan evaporatörden doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.



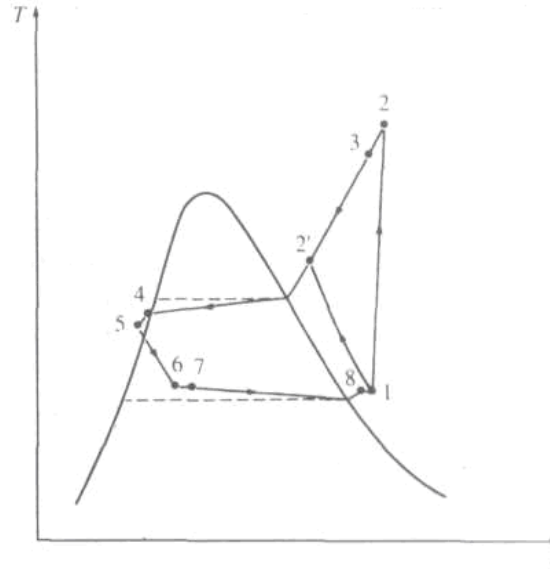
Şekil 2.2: İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı. (Çengel ve Boles, 1989)

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin anlaşılmasında kullanılan bir başka diyagram da Şekil 2.2'de gösterilen P-h diyagramıdır. Bu diyagramda dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünmektedir. Ayrıca evaporatörde ve

kondenserde olan ısı geçişleri, bu hal değişimlerini gösteren doğruların uzunluklarıyla orantılıdır. (Çengel ve Boles, 1989)

2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden biraz farklıdır. Bu farklılık, önemli ölçüde gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı vardır. Bunlar basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı transferidir. Gerçek bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 2.3'de görülmektedir.



Şekil 2.3: Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi için T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989)

İdeal çevrimde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu durum gerçekte uygulanamamaktadır. Bunun nedeni soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol edilememesidir. Bundan dolayı sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Böylece, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olması sağlanmaktadır. Ayrıca, evaporatör ile kompresör arasındaki bağlantılar çoğunlukla uzun olup, böylece akış

sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi artmaktadır. Bunların sonucu olarak, soğutucu akışkanın özgül hacmi ve buna bağlı olarak kompresör işi artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek çevrimdeki sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı transferleri vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı transferi ise geçiş yönüne göre entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, pratikte soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artar.

İdeal çevrimde kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, kompresör basma basıncında doymuş sıvı halindedir. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla genleşme elemanı arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın genleşme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini gerçek çevrimde tam bir hassasiyet ile gerçekleştirmek zor olduğundan, kondenser çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Yani, soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur; başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha çok ısı çekebilir. Genleşme elemanı ile evaporatör birbirine çok yakın olduğundan, aradaki basınç düşmesi küçüktür. (Çengel and Boles, 1989)

2.3 Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevriminin Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci kanunu ile bir sisteme ait enerjinin korunumu ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri yazılabilir. Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Kompresörde 1-2 arası yapılan iş:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Burada \dot{m} , çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisidir.

Kondenserde 2-3 arası atılan ısı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

Genleşme elemanında 3-4 arası entalpiler:

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

Evaporatörde 4-1 arası çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, kondenserden atılan ısı miktarı, evaporatörden çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum,

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{kond} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir.

Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır. Bu durumda ideal bir soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı,

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.6)$$

şeklinde yazılabilir.

2.4 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Ekserji Analizi

Sistemdeki tersinmezliklerden dolayı çevrim elemanlarındaki yok edilen ekserji miktarlarını gösteren denklemler,

Kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,komp} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad (2.7)$$

Burada T_0 , mutlak olarak çevre havası sıcaklığıdır.

Kondenserde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}T_0 \left[(s_3 - s_2) + \frac{h_2 - h_3}{T_0} \right] \quad (2.8)$$

Genleşme valfinde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,valf} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3) \quad (2.9)$$

Evaporatörde yok edilen ekserji:

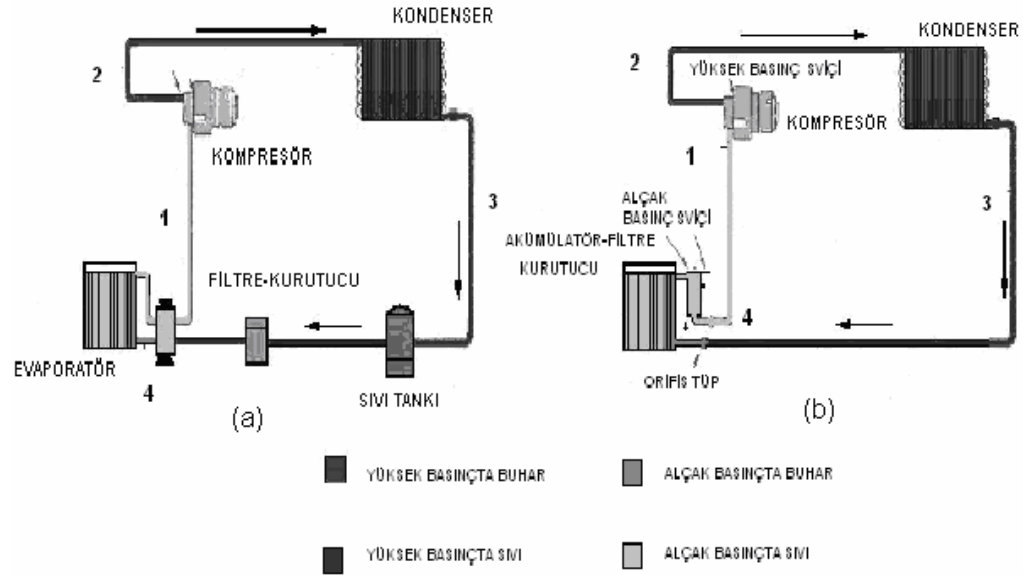
$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}T_0 \left[(s_1 - s_4) + \frac{h_1 - h_4}{T_e} \right] \quad (2.10)$$

Burada T_e , evaporatör hava akımı girişi mutlak sıcaklığıdır.

Şeklinde yazılabilir.

3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ

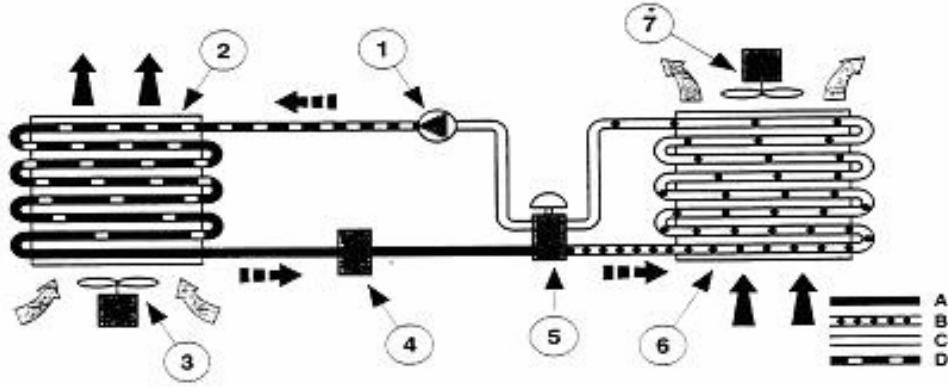
Otomotiv klima sistemlerinde genişleme elemanı olarak TXV ve orifis tüp olmak üzere genellikle iki farklı türde valf kullanılmaktadır. TXV'li sistemlerde Şekil 3.1(a)'da görüldüğü gibi kondenser çıkışı ile TXV arasında sıvı tankı-filtre kurutucu bulunmaktadır. Orifis tüplü sistemlerde ise evaporatörden sıvı çıkması durumunda kompresöre zarar gelmemesi için, evaporatör çıkışına Şekil 3.1(b)'deki gibi akümülatör monte edilmiştir.



Şekil 3.1: Termostatik genişleme valfli (a) ve orifis tüplü (b) otomobil klima sistemlerinin görünümü.(Althouse ve diğ., 1988)

3.1 Termostatik Genişleme Valfli Soğutma Çevrimi

Termostatik genişleme valfli soğutma çevriminde, çevrimin yüksek basınç tarafında bir filtre-kurutucu kullanılarak, genişleme valfinden sadece içinde nem bulunmayan sıvı soğutucu akışkanın geçmesi sağlanır.



Şekil 3.2 Termostatik genişleme valfli soğutma çevriminin şeması. (Ford Otosan Klima Sistemleri, 1998)

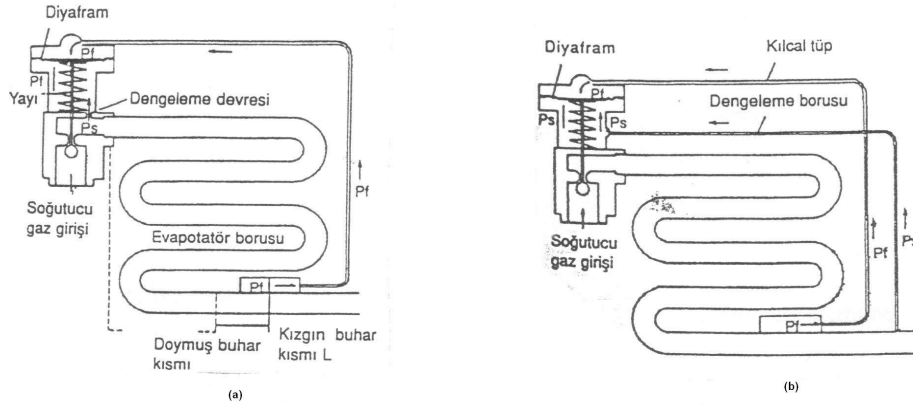
(1:kompresör, 2:kondenser, 3:yardımcı fan, 4:sıvı tankı-filtre-kurutucu, 5:termostatik genişleme valfi, 6: evaporatör, 7:fan, A:yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı, B:düşük basınçta doymuş buhar- doymuş sıvı karışımı, C:düşük basınçta kızgın buhar, D: yüksek basınçta kızgın buhar)

Kompresörde sıkıştırılmış yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, kondenserde fan yardımı ile ısını atarak yoğunlaşır ve sıkıştırılmış sıvı olarak kondenserden çıkar. Daha sonra, sıvı tankı-filtre-kurutucuya ulaşır. Burada sıvı tankı, soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek TXV'nin kısıldığı durumlarda kullanılmayan soğutucu akışkanı depolamaktadır. Sıvı tankı içine yerleştirilmiş filtre-kurutucu ise, soğutucu akışkan içindeki nemi ve pislikleri alır. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, TXV içinden evaporatöre püskürtülür. Bu işlem sonucu basınç düşmesi ile buharlaşma sıcaklığı düşen akışkan buhar fazına geçmek ister ve evaporatörden ısı çekerek buharlaşır. TXV'nin kızgınlık ayarına göre belirli bir kızgınlıkta buhar olarak evaporatörü terk ederek tekrar kompresöre döner.

TXV, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığını ve evaporatör basıncını sezer. Evaporatör basıncına karşılık gelen sıcaklığa doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ile evaporatördeki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir.

TXV, evaporatör üzerindeki ısı yükü ne olursa olsun, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakır. Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı yükselip bunun sonucunda kızgınlık biraz artarsa, TXV daha fazla açılarak daha büyük debide soğutucu akışkanın evaporatöre gitmesine izin verilir. Bunun sonucunda akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı normal değerlere düşer. Evaporatör üzerindeki ısı yükü azalır ve bunun sonucu olarak kızgınlık düşerse, TXV kısılarak içinden geçen akışkanın debisini azaltır. Bu ise evaporatör çıkışındaki kızgınlığı tekrar normal değerine getirir.

TXV'nin iki çeşit bulunmaktadır. Bunlar normal ve H tip valfler olarak isimlendirilir. Bunlarında kullanın yerlerine göre iki çeşit tipileri vardır. Bunlar;



Şekil 3.3: İçten dengeli ve dıştan dengeli termostatik genişleme valfleri.

İçten dengeli tip:

Şekil 3.3.a da görüldüğü gibi P_e basınç değeri olarak evaporatör giriş basıncını esas alan tiptir. Yapısı basittir ve iç sürtünme kayıpları az olan evaporatörler için uygundur.

P_f = Algılama borusundaki akışkan basıncı

P_s = Yay basıncı

P_e = Evaporatör içindeki buhar basıncı

Sistemdeki buhar basıncı kararlı olduğunda, $P_f = P_e + P_s$ durumu sağlanacak ve böylece de sabit miktarda soğutucu akışkanın akışı sağlanacaktır.

Dıştan dengeli tip:

Şekil 3.3.b görülen P_e basınç değeri olarak evaporatör çıkış basıncını esas alan tiptir. Bu nedenle, ısı algılama borusu tarafından algılanan sıcaklık ve buna karşılık gelen basınç değeri, hemen hemen aynı noktadan alınmış olmaktadır. Sonuçta çalışma koşullarında meydana gelen herhangi bir değişiklik sonucunda valfin açıklığının daha hassas biçimde ayarlanabilmesi mümkündür. Bu tip valfler, daha çok iç basınç kayıplarının büyük olan evaporatörler de kullanılır.

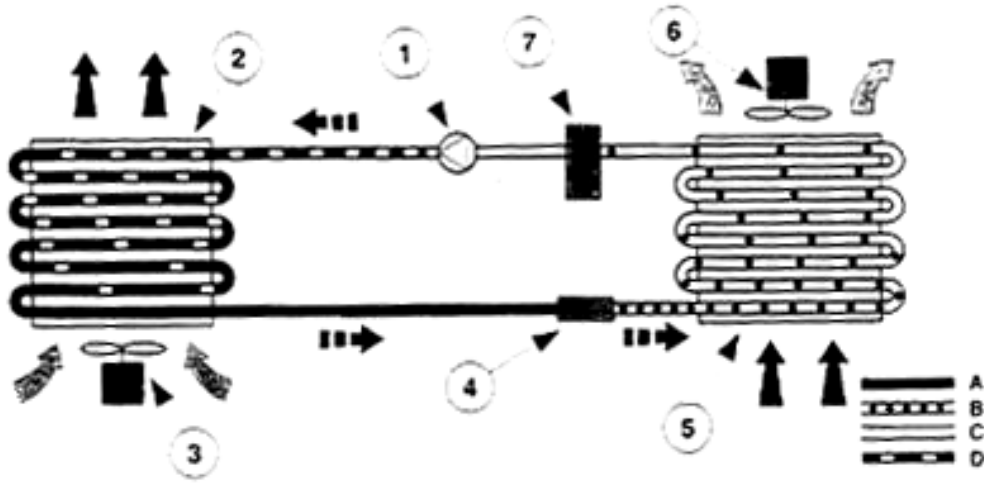
Termostatik genişleme valfli otomobil klima sistemlerinde soğutucu akışkan içindeki nemi, kiri süzen ve kondenser çıkışında olabilecek olan sıvı gaz karışımının valfe gitmesini önlemek ile sistemin azalan soğutma yükleri durumunda fazla olan soğutucu akışkanın depolanması amacı için sıvı kurutucu / filtre elemanı kullanılmaktadır.

Sıvı kurutucusu / filtre sistemdeki nemi kurutur ve kir parçacıklarını süzer. R12'li sistemlerde nem alıcı malzeme olarak silika jel, R134a'lı sistemlerde ise zeolit nem alıcı kimyasal malzemesi kullanılır. Bu kimyasallar yüzeyinde moleküler ölçüde sayısız delikçikler bulunan bir yapıdadır. Bu delikçikler, freon moleküllerini çekmeyip yalnızca su moleküllerini çekerek gazı kurutur. Ancak bunu sağlamak için soğutucu akışkan ile nem alıcı malzeme birbiriyle uyumlu olmalıdır. Örneğin silis jeli malzemeden yapılmış nem alıcının delikçikleri R134a soğutucu akışkanın freon moleküllerini de çektiğinden, sistemde nem alıcı olarak zeolit kullanılmaktadır.

Zeolit, silika jeline kıyasla daha küçük yüzey delikçikleri olan bir kurutma malzemesidir. Bu malzemenin üzerindeki delikçikler, su moleküllerini çektikleri halde freon moleküllerini çekmezler.

3.2 Orifis Tüp Kullanılan Soğutma Devresi

Orifis tüp, sabit kesitli bir basınç düşürücü olup soğutucu akışkanı evaporatöre püskürtür. Sabit boğazlı tüp olarak da adlandırılan bu eleman, yüksek basınç tarafı ile alçak basınç tarafını birbirinden ayıran bir köprü görevi görür. Soğutucu akışkanın buharlaşması alçak basınç tarafında, yoğuşması ise yüksek basınç tarafında kontrol edilir.



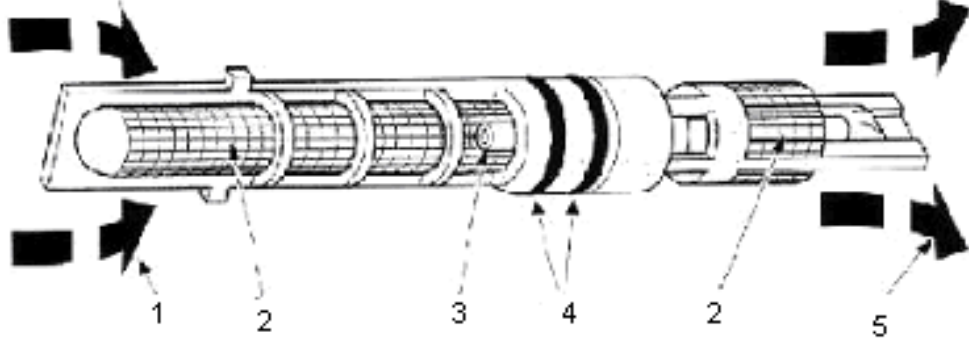
Şekil 3.4: Orifis tüp kullanılan soğutma devresi şeması. (Ford Otosan Klima Sistemleri, 1998)

(1:kompresör, 2:kondenser, 3:yardımcı fan, 4:orifis tüp, 5:evaporatör, 6:fan 7:akümülatör-filtre-kurutucu, A: Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı, B: Düşük basınçta doymuş buhar- doymuş sıvı karışımı, C: Düşük basınçta kızgın buhar, D: Yüksek basınçta kızgın buhar)

Kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınçta kızgın buhar halinde kondensere gelen soğutucu akışkan, burada fan vasıtası ile oluşturulan hava akımına sabit basınç ve sıcaklıkta ısı atarak yoğuşur.

Soğutucu akışkan, daha sonra sabit kesiti olan orifis tüpten geçerek basıncı hızla azalır. Soğutucu akışkan, orifis tüp çıkışında sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma işleminin gerçekleştiği evaporatöre girer. Burada ortama gönderilecek hava

akımından ısı çekerek buharlaşan akışkan, tam bir çevrimi tamamlamış olur. Soğutulmuş ve kurutulmuş hava, fan yardımı ile klima dağıtım sisteminden aracın içine üflenir. Buhar halindeki soğutucu akışkan, akümülatörden geçer. Bu işlem kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesini engeller. Orifis tüp, soğutma devresinde kondenser ile evaporatör arasındaki hat üzerine yerleştirilir.



Şekil 3.5: Orifis tüpün görünümü. (Ford Otosan klima sistemleri, 1998)

(1:Yüksek basınç tarafı girişi, 2:Filtre elemanı, 3:Sabit boğazlı tüp iç çapı, 4:Lastik halka, 5:Düşük basınç tarafı çıkışı)

Sıvı haldeki soğutucu akışkan, yüksek basınçta kondenserden sabit boğazlı tüpün girişine gelir. İki adet lastik halka, soğutucu akışkanın orifis tüpün etrafından geçişini engelleyerek akışkanın dar delikten geçmesini sağlar.

Orifis tüpün giriş ve çıkışındaki iki adet filtre bulunmaktadır. Bunlar soğutucu akışkan içindeki yabancı maddeleri temizler. Çıkış tarafındaki filtre elemanı, aynı zamanda soğutucu akışkanın daha ince atomize olmasını sağlar.

Orifis tüpün iç çapından akacak soğutucu akışkan miktarı, basınç ile değişir. Bu çap akacak soğutucu akışkan miktarını sınırlar.

Basınç düşürücü olarak orifis tüp kullanan otomobil klima sistemlerinde, özellikle soğutma yükünün az olduğu durumlarda veya çevrimin içine normalin üzerinde soğutucu akışkanın şarj edilmesi durumunda, evaporatörden çıkan soğutucu

akışkanın doymuş sıvı - doymuş buhar karışımı olması durumu vardır. Kompresöre sıvı akışkan giderse, bundan kompresör zarar görebilir. Bundan dolayı bu sistemlerde hem oluşabilecek sıvıyı ve sistemdeki fazla akışkanı depolamak ile içerisindeki kir ve nemi süzmek amacı ile bir çeşit filtre elemanı olan akümülatör kullanılır. Akümülatör, orifis tüp kullanan sistemlerde evaporatör çıkışına monte edilerek, evaporatörden sıvı halde çıkabilecek akışkanı depolar. Bu akışkan, çevreden gelen ısı etkisiyle buharlaştıktan sonra akümülatörden çıkarak kompresöre gider. Akümülatör içinde, ayrıca filtre ile nem alıcı paketçikler bulunur. Akümülatör malzemesi genellikle alüminyumdan yapılır, ayrıca düşük basınç anahtarının bağlantısı ile servis manifoldunu bağlamak için kullanılacak bir servis valfini üzerinde taşır.

3.3 Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar

3.3.1 Kompresör

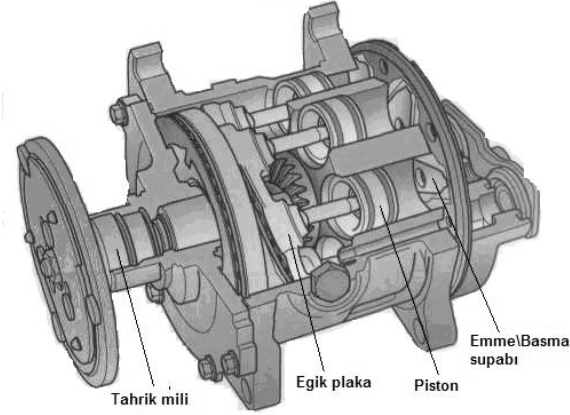
Kompresörün sistemdeki görevi, evaporatör ısı yükü ile yüklü soğutucu akışkanı evaporatörden uzaklaştırmak, böylece gelen soğutucu akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak ve buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının üzerine çıkarmaktır. İdeal şartlar altında kompresör soğutucu akışkanı yaklaşık 2 bardan 12 – 18 bara kadar basıncını arttırır. Bu işlem esnasında 0°C den yaklaşık 70 – 110°C'ye kadar akışkanın sıcaklığı artmış olur.

Otomobil klima sistemlerinde, aşağıda belirtilen türlerde klima kompresörleri kullanılmıştır:

- a) İki silindirli pistonlu kompresör
- b) Yalpalı plakalı kompresör
- c) Radyal kompresör
- d) Sarmal kompresör
- e) Kanatlı kompresör

Günümüz otomobil klima sistemlerinde ise, bu kompresör tiplerinden en yaygın olarak yalpalı plakalı tip kompresör kullanılmaktadır. Bunların, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

3.3.1.1 Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresör



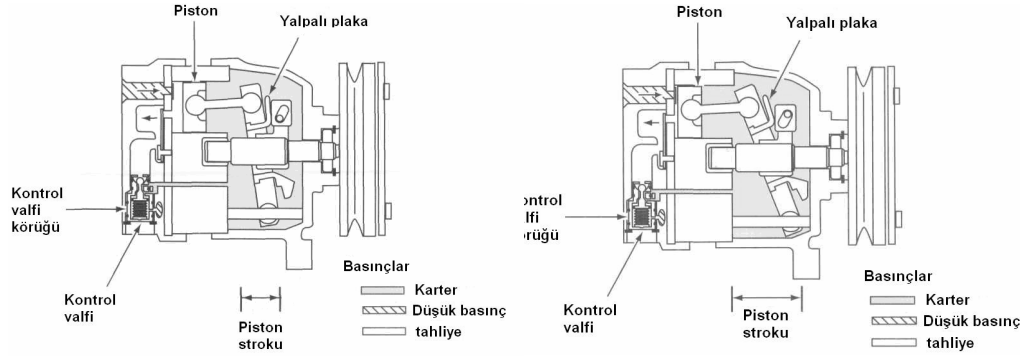
Şekil 3.6: Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü. (Wolksvagen Klima, 2001)

Bu tip kompresör araç klima sistemlerinde en çok kullanılan kompresördür. Kompresör mili üzerine belli bir açıda monte edilen bir yalpalı plaka birkaç tane hareketli pistonu geri ve ileriye doğru aksel yönde hareket ettirir. Bu hareket soğutucu akışkanı toplayıp sıkıştırır. Soğutucu akışkanın toplanması ve dışarı atılması tümeşik disk valfli madeni plakalar tarafından kontrol edilir.

Kompresörün hareket mili çok yivli hareket kasnağı üzerinden "V" kayışı ile krank mili tarafından çevrilir. Genel olarak 5 bazen de 7 adet piston hareket mili çevresinde 5 yada 7 silindire aksel olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar hareket mili üzerine sabitlenmiş yalpalı plaka tarafından hareket ettirilir. Yalpalı plakalının dönüşü pistonların silindirler içinde ileri ve geri hareket etmesini sağlar. Bu disk valflerden içeri veya dışarı akan soğutucu akışkanı toplar veya dışarı atar.

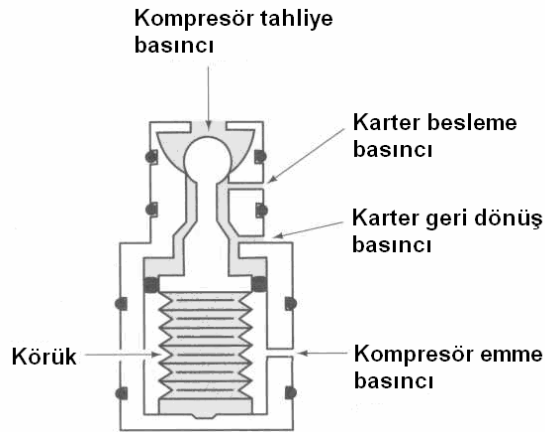
3.3.1.2 Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresör

Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörler, bilinen yalpalı plakalı kompresörlerle aynı ilkelerle çalışırlar. Bu tip kompresörlerin farkı değişken yalpalı plaka sayesinde piston hareketinin değişken olmasıdır. Piston hareket mesafesi evaporatör basıncını sezen valf sayesinde pistonların ön ve arka basınç oranı ile sağlanır.



Şekil 3.7: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörün strok değişimini gösteren kesit resmi.(Dwinggis, 2002)

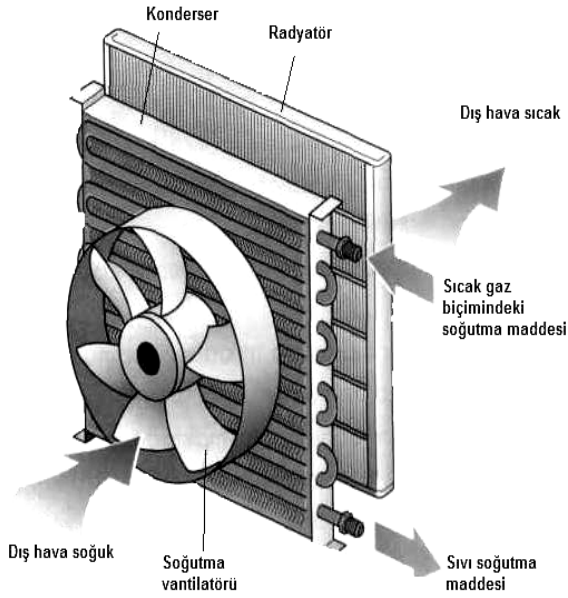
Değişken kapasiteli kompresör, üzerindeki kontrol valfi sayesinde evaporatör basıncının 2 Bar'dan aşağı düşmesini önler. Böylece evaporatör yüzeyindeki buzlanma önlenerek, kompresörün daha uzun süre devrede kalması sağlanır.



Şekil 3.8: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfi. (Dwinggis, 2002)

Kompresör üzerindeki valf Şekil 3.8'deki gibidir. Evaporatör basıncını sezen valf kompresör karter basıncını değiştirerek yalpalı plakanın pozisyonunu Şekil 3.7'deki gibi değiştirir. Bu sayede pistonların strok boyunu değiştirilerek, sisteme basılan soğutucu akışkan debisini değiştirilmiş olur.

3.3.2 Kondenser



Şekil 3.9: Otomotiv klima sisteminde kullanılan kondenserin görünümü. (Wolksvagen Klima, 2001)

Kondenser, kompresör tarafından sıkıştırılmış yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkanın ısını atıp soğutarak, bu akışkanı sıvı hale dönüştürmek için kullanılır. Kondenserde soğutucu akışkan tarafından atılan ısı, evaporatörde çekilen ısı ile kompresörün akışkanı sıkıştırması için yapılan işin sonucu doğan ısının toplamına eşittir. Kondenserde atılan ısı miktarının daha fazla olması, evaporatör tarafından oluşturulan soğutma etkisinin daha büyük olmasını sağlayacaktır. Bu nedenle kondenser, hem motor radyatör fanını hava üflenmesinden hem de aracın hareketi sırasında oluşan hava akışı sonucu doğan soğutma etkisini kullanabilmek için, aracın önüne yerleştirilmiştir. Kondenserde soğutucu akışkan önce kızgınlığını atar sonra ısı atmaya devam ederek yoğuşarak sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk eder.

Kondenserin araç üzerindeki konumu Şekil 3.10' de görüldüğü gibi araç radyatörünün ön kısmındadır. Soğutma devresindeki yeri ise; TXV'li sistemlerde kompresör ile sıvı tankı-filtre- kurutucu arasında, orifis tüplü sistemlerde ise kompresör ile orifis tüp arasındadır.

3.3.3 Evaporatör

Evaporatör, içinde genişlemiş soğutucu akışkanın dolaştığı bir ısı değiştiricisidir. Fan vasıtası ile üzerinden akan havanın ısısının soğutucu akışkana geçmesini sağlar. Böylece araç içersine ısısı alınmış hava temin ederek soğutmayı gerçekleştirir. Evaporatör üzerinde genellikle donma ve buzlanma olur. Dış ortam veya araç kabininden gelen nemli hava evaporatör kanatçıklarına sürtünerek yoğunlaşma sıcaklığına düştüğü zaman hava içindeki su buharı yoğunlaşır ve su damlaları şeklinde evaporatör kanatçıklarında birikir. Bu anda eğer kanatçıklar 0°C sıcaklığının altında soğutulacak olursa, birikmiş su damlaları buza dönüşebilir veya donabilir. Eğer bu şekilde donma devam ederse, evaporatörün soğutma etkisi düşecek, evaporatörden geçen hava miktarı azalacaktır ve soğutma sisteminin verimi düşecektir.

Evaporatör yüzeyindeki buzlanmayı önlemek için evaporatör üzerine duyarlı termik sıcaklık algılayıcısı yerleştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığı belirli bir değere düşünce algılayıcı klima kontrol ünitesine bilgi göndererek kompresörün manyetik kavramasına giden akımın kesilmesini sağlar. Böylece kompresör devre dışı kalarak evaporatör yüzeyinin buzlanması önlenmiş olur.

4. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ

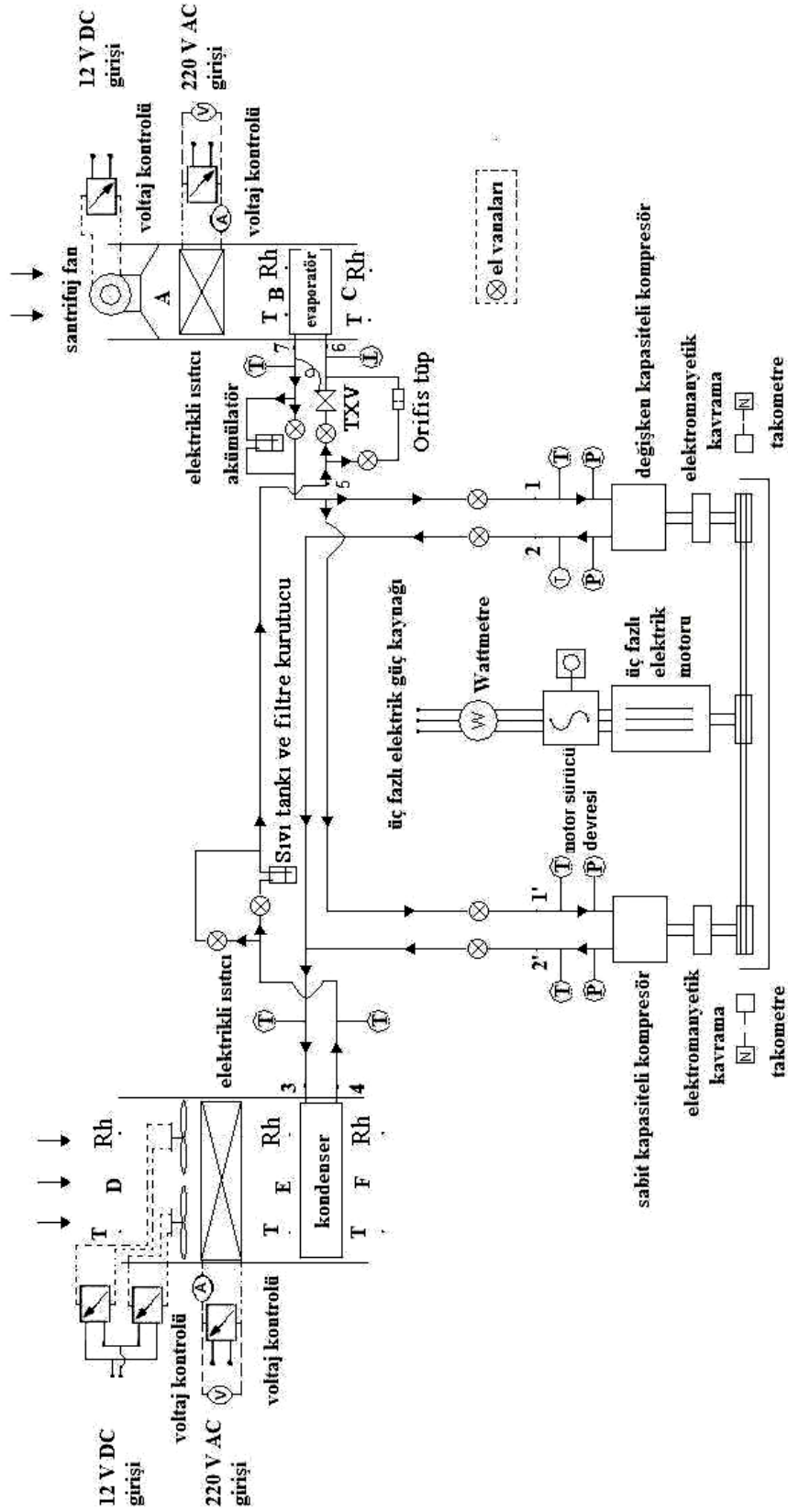
Deneysel çalışmalar, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Laboratuvarında kurulan otomobil kliması test ünitesinde yapılmıştır. Deneysel otomobil klima sistemi, Şekil 1’de görüldüğü gibi orijinal otomobil kliması elemanlarından, sistemi istenilen şartlarda test etmeye yarayan çeşitli yardımcı elemanlardan ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır.

Kurulan otomobil kliması test sisteminin çevrimi elemanları, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, orifis tüp, TXV, lamine tip evaporatör, akümülatör, sıvı tankı – filtre kurutucusu, el vanaları, yalpalı plakalı (swash-plate) tipte 5 pistonlu ve 138 cc/rev süpürme hacmine sahip Sanden SD5H14 model sabit kapasiteli kompresör ile yalpalı plakalı tipte 5 pistonlu Delphi Harrison V5/1135309 model değişken kapasiteli kompresörden oluşmaktadır.

Sistemde evaporatör ve kondenserlerin konduğu iki hava kanalı bulunmaktadır. Evaporatör hava kanalı hattında, maksimum 1800 W’a kadar ısı üretebilen ısıtıcı rezistans bulunmaktadır. Bu rezistans, deney şartlarında istenilen evaporatör giriş sıcaklığını elde edebilmek için voltaj kontrol devresi ile kontrol edilmektedir.

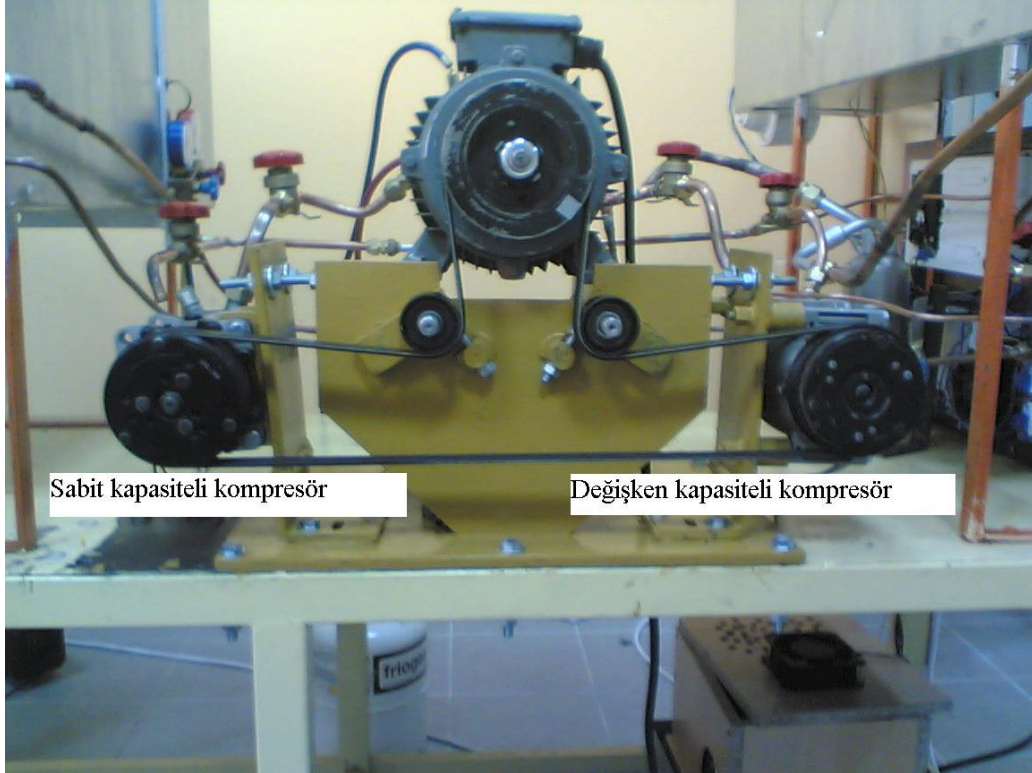
Evaporatör kanalındaki hava akımı, bir santrifüj fan tarafından sağlanmaktadır. Bu fanın devri, bir voltaj kontrol sistemi ile kontrol edilerek evaporatör kanalı içinde istenilen hava debisi sağlanmaktadır. Evaporatör kanalının kesit alanı 0.048 m^2 olup uzunluğu 1 m dir.

Kondenser hava kanalı içinde maksimum 5600 W ısı üretebilen bir ısıtıcı rezistans bulunmaktadır. Bu rezistans, kondenser girişinde istenilen hava sıcaklığını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Bir voltaj kontrol devresi ile rezistans uçlarındaki voltaj ayarlanarak, istenilen kondenser hava giriş sıcaklığı elde edilebilmektedir.



Şekil 4.1: Deneysel otomobil klima sisteminin şematik görünümü.

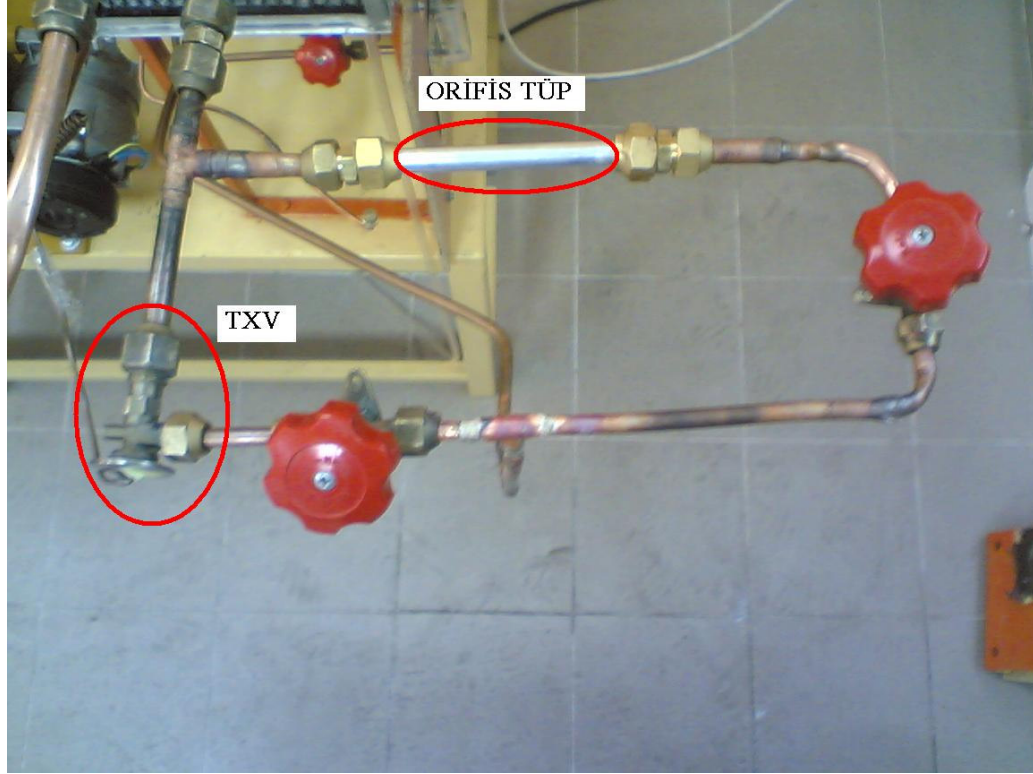
Kondenser kanalındaki hava akımı, orijinal otomobil sistemindeki ikiz fan tertibatı ile sağlanmaktadır. Bu fanlar, istenilen hava debisini sağlayacak şekilde bir 12V DC voltaj kontrol sistemi ile kontrol edilmektedir. Kondenser kanalının kesit alanı 0.219 m² olup, uzunluğu 1 m'dir. Kondenser ve evaporatör kanalları, 3 cm kalınlıkta polietilen köpük ile yalıtılmıştır.



Şekil 4.2: Deneysel otomobil klima sisteminde kompresörlerin elektrik motoruna bağlantı görünümü.

Sistemdeki kompresörler, Şekil 4.2'de görüldüğü gibi 4 kW gücündeki üç fazlı asenkron elektrik motoruna tek bir kayış-kasnak mekanizması yoluyla tahrik edilebilecek şekilde monte edilmiştir. Çalışması istenen kompresörün elektromanyetik kavraması enerjilendirilerek, sadece bir kompresör devreye alınmaktadır. Elektrik motoru ise, bir motor sürücüsü aracılığı ile kontrol edilmekte, böylece sistemin çeşitli devirlerde test edilmesine olanak sağlanmaktadır. Sistemi sürekli rejimde test etmek amacıyla, deney tesisatında kompresörlerin çalışmasını durduran termostat kullanılmamıştır. Kompresörler, emme ve basma hatlarına el

vanaları ile bağlanmış olup, devreye alınacak kompresörün vanaları açılarak diğerinin vanaları kapatılmaktadır.



Şekil 4.3: Deneysel otomobil kliması sisteminde genişleme elemanlarının bağlantı görünümü.

Deney sisteminde genişleme elemanları Şekil 4.3'deki gibi vanalar yardımı ile bağlanmıştır. Test edilecek genişleme elemanın vanası açılarak diğerinin vanası kapatılarak soğutucu akışkanın istenen eleman üzerinden geçmesi sağlanmaktadır. Sistemdeki soğutucu akışkan hatları, orijinal çaplara eşit çaplara sahip bakır borulardan yapılmış ve polietilen izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır. Deney sistemi, 800 g R134a soğutucu akışkanı ile şarj edilmiştir.

Deney tesisatı üzerinde, Şekil 4.1'de gösterilen çeşitli noktalardan K tipi termokupullar ile kuru ve yaş termometre sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Evaporatör çıkışındaki sıcaklıklar dört değişik noktadan ölçülerek, ortalamaları alınmıştır. Evaporatör ve kondenser basınçları, Bourdon tipi manometrelerden okunmuştur. Kompresör devri, fotoelektrik takometre ile ölçülmüştür. Kondenser ve evaporatör kanallarından geçen hava debileri, ilgili kanallardaki hava hızlarının kanatlı

anemometre ile ölçülerek ortalamalarının alınması ve bunların süreklilik denkleminde değerlendirilmesi ile bulunmuştur. Kondenser ve evaporatör kanallarındaki rezistansların yaydıkları ısı, çektikleri akım ile uçlarındaki voltajın çarpılmasıyla bulunmuştur.



Şekil 4.4: Deneysel otomobil klima sisteminin kontrol panosunun görünümü.

Şekil 4.4’de oluşturulan sistemin kontrol panosu görülmektedir. Sistemin çalışması buradan kontrol edilebilmektedir. Burada, sistemdeki evaporatör ve kondenser hattındaki ısıtıcı rezistansların devreye alınması ile voltaj kontrolü yapılabilmektedir. Kondenser hattında bulunan ikiz fanlar tek tek devreye alınarak birbirinden bağımsız olarak 12V DC voltaj kontrolü ile istenilen hız ayarları yapılmaktadır. Evaporatör hattındaki santrifüj fanın devreye alınıp hat boyunca istenilen hava debisi miktarı için hız ayarını yapan voltaj kontrol sistemi, pano üzerine monte edilmiştir. Test edilecek kompresörün manyetik kavramasının enerjilendirmesi de bu pano üzerinden yapılabilmektedir. İstenilen kompresör hızının ayarı ise motor sürücüsünün üzerindeki potansiyometre yardımıyla yapılmaktadır.

Şekil 4.1 görülen noktalardaki sıcaklık verileri, panoda görülen oniki kanallı sıcaklık ölçer tarafından okunmaktadır. Sistemin emme ve basma hattındaki basınç değeri panodaki manometrelerden okunabilmektedir. Sistemdeki ani basınç yükselmesine karşın kompresörlerin elektromanyetik kavramalarının enerjilerini kesmek amacı ile panoya bir yüksek basınç anahtarı monte edilmiştir.

4.1 Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Çalıştırılması

Deneysel otomobil klima sisteminde, öncelikle test edilecek kompresör ve genişleme elemanın bağlantı vanaları açılmakta diğer kompresör ve genişleme elemanın vanaları kapatılmaktadır. Kondenser ve evaporatör fanları, kontrol panosundaki şalterleri kaldırılarak çalıştırılmaktadır. Test edilecek hava akımı debileri için yine pano üzerindeki fanların voltaj kontrol devresi ile voltaj ayarı yapılarak istenen hava debileri sağlanmaktadır. Kompresörün hareketini aldığı elektrik motoru çalıştırılmakta ve motor sürücü devresi yardımı ile ilk hareket için elektrik motorunun devri normal bir hız değerine ayarlanmaktadır. Pano üzerindeki şalterden basma ve emme hattı vanaları açık olan istenilen kompresörün elektromanyetik kavraması enerjilendirilerek kompresörün kayış kasnak yardımı ile elektrik motorundan hareket alması sağlanmakta ve sistem çalıştırılmaktadır.

Sistem basınçları dengeye ulaştıktan sonra, test edilecek kompresör devri takometre ile sürekli ölçülmekte ve motor sürücü devresi yardımı ile elektrik motorunun hızı ayarlanarak kompresör devri istenen değere getirilmektedir. Kondenser ve evaporatör hatlarındaki istenilen hava giriş sıcaklıkları, elektrikli rezistansların gücünün voltaj kontrol devresi ile ayarlanması yoluyla elde edilmektedir. Sistemdeki ölçüm cihazları açılarak sistem denge haline gelene kadar beklenmektedir. Sistemden ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri değişmez hale geldiğinde sistemin denge haline geldiği kabul edilmekte ve ölçüm alınacak noktalardaki değerler kaydedilmektedir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMADA İZLENİLEN PROSEDÜR

Deneysel otomobil klima sistemindeki dört farklı sistemin çeşitli performans parametrelerinin karşılaştırmalı olarak elde edilebilmesi için deneysel veriler toplanarak bunlar yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.

Deneysel veriler, Şekil 4.1'deki gösterilen noktalardan alınmıştır. Bu veriler, içinden soğutucu akışkanın geçtiği bakır boruların dış yüzeylerindeki belirtilen noktalardan termokupullar ile alınan soğutucu akışkan sıcaklıkları, emme ve basma hatlarına bağlı manometreler ile alınan buharlaşma ve yoğuşma basınçları (dolayısıyla sıcaklıkları), evaporatör ve kondenserin bulunduğu kanalların giriş ve çıkışlarında çeşitli noktalardan ölçülüp ortalamaları alınan hava akımlarının kuru termometre sıcaklıkları ve izafi nemleri ile hava akımlarının ortalama hızlarıdır. Bunların yanında, ısıtıcı rezistansların çektiği akım ve voltaj değerleri ile kompresör devri de ölçülmüştür.

Bu veriler her bir deney için toplanarak Excel tablosuna kaydedildikten sonra, çeşitli yardımcı programlar sayesinde işlenerek entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Daha sonra, aşağıda belirtilen analiz prosedürleri kullanılarak sistemlerin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiş ve bunlar grafik ortamına aktarılarak sistemler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

5.1 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Enerji Analizi Hesaplamalarında İzlenen Prosedür

Dört farklı sistemin deneysel olarak karşılaştırıldığı bu otomobil klima sisteminde enerji analizinin yapılması için evaporatör çıkışındaki dokuz noktadan anemometre kullanılarak hava hızı ölçülmüştür. Daha sonra bu hızlarının ortalaması alınarak iki farklı evaporatör fan hızı durumu için kanaldan geçen hava akımının ortalama hızları

$V_{ort, evap}$ bulunmuştur.

Deneylerde kullanılan evaporatör ortalama hava akım hızları, 3 ve 1.5 m/s olup, yapılan deneyde istenen hız sağlanacak şekilde evaporatör fanı voltaj kontrol devresinde ayarlama yapılmıştır.

Evaporatörden geçen havanın akımının hacimsel debisi ise, ortalama hızın evaporatör hava akış alanı ile çarpılmasıyla aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{V}_{h,evap} = A \times V_{ort,evap} \quad (5.1)$$

Bu durumda, evaporatör birinci fan hızı için havanın hacimsel debisi:

$$\dot{V}_{h,evap} = (0.04749) \times V_{ort,evap}$$

$$\dot{V}_{h,evap} = 0.071235 \text{ m}^3/\text{s}$$

Evaporatör ikinci fan hızı için havanın hacimsel debisi ise benzer şekilde:

$$\dot{V}_{h,evap} = 0.14247 \text{ m}^3/\text{s}$$

olarak bulunmuştur.

Daha sonra, evaporatörden geçen havanın kütleli debileri hesaplanmıştır. Yapılan her deney için dış çevre havasının A noktasındaki özellikleri ile D noktasında ölçülen özellikler eşit kabul edilmiştir. Anemometreden okunan havanın D noktasındaki sıcaklığı ve izafi nemi özelliklerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından (<http://www.fridgetech.com>) havanın A noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{A,evap}$) bulundu. Sonrada aşağıdaki denklemden havanın kütleli debisi elde edildi.

$$\dot{m}_{h,evap} = \dot{V}_{h,evap} \times \rho_{A,evap} \quad (5.2)$$

Kondenserden geçen hava akımının ortalama hızının bulunması için, kondenser çıkışında yirmi noktadan anemometre ile hava akımı hızları ölçülmüştür. Bu hızların ortalaması alınarak kondenser fan hızının üç farklı durumu için üç farklı ortalama hızı $V_{ort,kond}$ bulunmuştur.

Deneylerde kullanılan kondenser hava akım hızları sırasıyla 1.4, 2.8 ve 4.2 m/s olup, yapılan deneyde istenen hız sağlanacak şekilde kondenser fanı voltaj kontrol devresinde ayarlama yapılmıştır. Kondenserden geçen havanın hacimsel debileri ise bulunan $V_{ort,kond}$ hızlarının, kondenser hava akış alanıyla çarpılmasıyla, aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{V}_{h,kond} = A \times V_{ort,kond} \quad (5.3)$$

Bu durumda, kondenser birinci fan hızı durumu için $V_{ort,kond} = 1,4 \text{ m / s}$ deki kondenserden geçen havanın hacimsel debisi:

$$\dot{V}_{h,kond} = (0,21908) \times V_{ort,kond}$$

$$\dot{V}_{h,kond} = 0,306712 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Kondenser ikinci fan hızı durumu için $V_{ort,kond} = 2,8 \text{ m / s}$ deki kondenserden geçen havanın hacimsel debisi:

$$\dot{V}_{h,kond} = 0,613424 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Kondenser üçüncü fan hızı durumu için $V_{ort,kond} = 4,2 \text{ m / s}$ deki kondenserden geçen havanın hacimsel debisi:

$$\dot{V}_{h,kond} = 0,920136 \text{ m}^3 / \text{s}$$

olarak bulunmuştur. Kondenserden geçen havanın kütleli debisi ise D noktasında anemometreden okunan çevre havasının kuru termometre sıcaklığını ve izafi neminin değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından, havanın D noktasındaki yoğunluğu ($\rho_{D,kond}$) bulunmuştur. Daha sonra, aşağıdaki denklemden her bir hacimsel debi değerlerinden kütleli debiler elde edilmiştir.

$$\dot{m}_{h,kond} = \dot{V}_{h,kond} \times \rho_{D,kond} \quad (5.4)$$

Evaporatörden çekilen ısı miktarı (soğutma kapasitesi) ölçümlerinde anemometreden okunan çevre havasının kuru termometre sıcaklığı ve izafi nem değerlerinin fonksiyonu olarak, 'Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator' psikrometrik programından A noktasındaki havanın özgül nemi X_A bulunur. Evaporatör girişi B noktasında ısınan havanın özgül nemi $X_B = X_A$ eşit olarak kabul edilir. B noktasında havanın özgül nemi X_B ve kuru termometre sıcaklığı değerlerinin fonksiyonu olarak, yukarıda bahsedilen bilgisayar programından B noktasındaki entalpi h_B değeri bulunmuştur.

Evaporatör çıkışı olan C noktasındaki yaş termometre sıcaklığı ve kuru termometre sıcaklığı değerlerinin fonksiyonu olarak, yukarıda bahsedilen bilgisayar programından C noktasındaki entalpi h_C değeri bulunmuştur. Evaporatör yüzeyindeki yoğuşan su buharının verdiği buharlaşma gizli ısı (h_f) ile h_B ve h_C değerleri aşağıdaki denklemden yerine koyularak evaporatörde çekilen ısı miktarı (soğutma kapasitesi) bulundu.

$$\dot{Q}_{cvap} = \dot{m}_h [(h_a + wh_g)_B - (h_a + wh_g)_C] - \dot{m}_h [(w_B - w_C)h_f] \quad (5.5)$$

Manometreden okunan evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı T_{evap} 'ın fonksiyonu olarak, 'Coolpack' (www.et.dtu.dk/CoolPack.) programından evaporatördeki

buharlaşma basıncı P_{evap} bulundu. P_{evap} basıncı ve evaporatör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının fonksiyonu olarak ‘Coolpack’ programından evaporatör giriş ve çıkış entalpisi bulundu. Bulunan değerler denklem 5.6’da yerine konularak soğutucu akışkanın kütlesel debisi hesaplandı.

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_{evap} / (h_6 - h_5) \quad (5.6)$$

evrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi bulunduktan sonra yoğuşma basıncı P_{kond} ve soğutucu akışkanın kondensere girişi sıcaklığının fonksiyonu olarak ‘Coolpack’ programından kondenser girişindeki soğutucu akışkan entalpisi bulundu. Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı yardımıyla, ‘Coolpack’ programından kondenser çıkış entalpisi olarak elde edildi. Bu durumda kondenserden atılan ısı denklem 5.7’den bulundu.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (5.7)$$

Evaporatördeki buharlaşma basıncı P_{evap} ve soğutucu akışkanın kompresörler girişindeki sıcaklıklarının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kompresör giriş entalpileri bulundu. Kondenserdeki yoğuşma basıncı P_{kond} ve soğutucu akışkanın kompresörler çıkışındaki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kompresör çıkış entalpileri bulundu. Bulunan değerler denklem 5.8 ve 5.9’da yerlerine yazılarak her iki kompresörden soğutucu akışkana verilen güc hesaplandı.

Değişken kapasiteli kompresör için:

$$\dot{W}_{komp,de} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (5.8)$$

Sabit kapasiteli kompresör için:

$$\dot{W}_{komp,s} = \dot{m}_r (h_2' - h_1') \quad (5.9)$$

Sistemlerin STK'sı evaporatörde çekilen ısı miktarının kompresörlerde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulundu. Her iki kompresör için soğutma tesir katsayıları denklem 5.10 ve 5.11 de verilmiştir.

$$STK_{de} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp,de}} \quad (5.10)$$

$$STK_s = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp,s}} \quad (5.11)$$

5.2 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Ekserji Analizi Hesaplamalarında İzlenen Prosedür

Evaporatördeki buharlaşma basıncı P_{evap} ve soğutucu akışkanın kompresörlerin girişindeki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından kompresör girişindeki soğutucu akışkan entropi değerleri bulundu. Kondenserdeki yoğuşma basıncı P_{kond} ve soğutucu akışkanın kompresörler çıkışındaki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından kompresörlerin çıkış noktalarındaki soğutucu akışkanın entropi değerleri bulundu. Bu durumda kompresörlerdeki yok edilen ekserji, aşağıdaki denklem 5.12 ve 5.13 ile hesaplandı.

Değişken kapasiteli kompresördeki yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,komp,de} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (5.12)$$

Sabit kapasiteli kompresördeki yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,komp,s} = \dot{m}_r T_0 (s_2' - s_1') \quad (5.13)$$

Kondenserde yok edilen ekserjiyi bulmak için ise yoğuşma basıncı P_{kond} ve kondenser giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, kondenser giriş noktasında soğutucu

akışkan için entropi değeri ile entalpi değeri bulundu. Kondenserde yok edilen ekserjinin sıvı hattı da kapsanacak şekilde belirlenmesi için, genleşme elemanlarının girişindeki sıcaklığın fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından entalpi ve entropi değerleri bulundu. Bu durumda kondenserde yok edilen ekserji aşağıdaki denklemden elde edildi.

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r T_0 \left[(s_5 - s_3) - \left(\frac{h_5 - h_3}{T_E} \right) \right] \quad (5.14)$$

Genleşme elemanındaki yok edilen ekserji miktarının belirlemek için ise, çıkış noktalarındaki doymuş buhar – doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın entropisi, ‘Coolpack’ programı yardımıyla hesaplandı. Genleşme elemanındaki yok edilen ekserji denklem 5.14’den bulundu.

$$\dot{E}_{d,valf} = \dot{m}_r T_0 (s_6 - s_5) \quad (5.15)$$

Evaporatörde yok edilen ekserjiyi belirlemek için, buharlaşma basıncı P_{evap} ve evaporatör çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan evaporatör çıkış entropisi ve entalpisi, yine Coolpack programı ile bulunarak denklem 5.16’dan elde edilir.

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r T_0 \left[(s_7 - s_6) - \left(\frac{h_7 - h_6}{T_B} \right) \right] \quad (5.16)$$

Sistemdeki her bir elemanın yok edilen ekserji miktarı hesaplandıktan sonra bileşenlerdeki yok edilen ekserjiler toplanarak, sistemin toplam yok edilen ekserji miktarı denklem 5.17’den bulunmuştur.

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,valf} + \dot{E}_{d,evap} \quad (5.17)$$

5.3 Deneysel Çalışmada Kullanılan Karşılaştırma Şartları.

Deneysel test sistemindeki farklı elemanların karşılaştırması şu şekilde yapılmıştır:

1. Değişken kapasiteli kompresör kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip genişleme elemanı kullanması durumundaki karşılaştırmalı performansı.
2. Sabit kapasiteli kompresör kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip genişleme elemanı kullanması durumundaki karşılaştırmalı performansı
3. Termostatik genişleme elemanı kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip kompresör kullanılması durumundaki karşılaştırmalı performansı.
4. Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip kompresör kullanılması durumundaki karşılaştırmalı performansı.

Bu dört farklı durumun performans parametrelerinin karşılaştırılması için sunulan grafikler, kompresör devrine ve kondenserden geçen hava akımının hızına bağlı olarak iki grup halinde hazırlanmıştır. İlk grubu oluşturan kompresör devrine bağlı olarak verilen karşılaştırma grafiklerinde kondenser ve evaporatör girişindeki hava sıcaklıkları 35°C ve 40°C de tutulmuştur. Bu sıcaklıklar $T_{kond,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$; $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$; $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=40^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde ikili kombinasyonlar halinde seçilmiştir. Evaporatör ve kondenserden geçen ortalama hava akımı hızları ise sırasıyla 3.0 m/s ve 2.8 m/s olarak ayarlanmıştır. Bu koşullarda elde edilen verilere göre grafikler çizilmiştir.

Kondenserden geçen hava akımı hızına bağlı olarak verilen ikinci grup grafiklerde ise, kondenser ve evaporatör giriş hava sıcaklıkları 35°C'de tutulmuştur. 1000 ve 1500 d/d'lık kompresör devirlerinde, evaporatörden geçen ortalama hava hızları 1.5, 3.0 m/s için çeşitli performans parametreleri grafikler halinde elde edilmiştir.

6. DENEYSEL SONUÇLAR

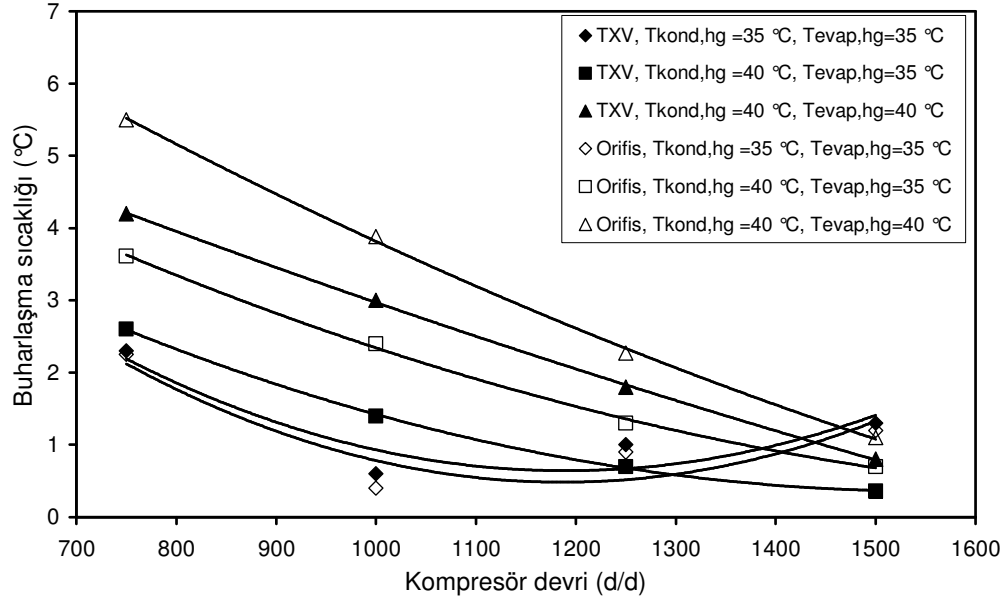
Bu bölümde, deneysel otomobil kliması test sisteminden alınan veriler yardımıyla doğrudan veya Bölüm 5'deki denklemler kullanılarak belirlenen performans parametrelerinin değerleri, grafikler yardımıyla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Deneysel sonuçlar, Bölüm 5.3'de ifade edildiği gibi sabit ve değişken kapasiteli kompresör ile her kompresör tipi için genişleme elemanı olarak TXV ve orifis tüp kullanabilen toplam dört farklı sistemin çeşitli performans parametreleri karşılaştırılabilecek şekilde sunulmuştur.

6.1 Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genişleme Elemanı Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının kuru termometre sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.1–6.12'de gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondensere geçen hava akımlarının hızları, sırasıyla 3.0 ve 2.8 m/s olarak tutulmuştur.

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Her iki genişleme elemanı tipi için evaporatör ve kondenser giriş havası sıcaklığının azalması ile evaporatör basıncı ve dolayısıyla buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Ayrıca, kompresör devrinin artması ile yine evaporatör basıncı düşmekte ve buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığının ($T_{kond,hg}$) 35°C ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının ($T_{evap,hg}$) 35°C olması durumunda, her iki genişleme elemanı tipi için artan kompresör devri ile evaporatör basıncı 2 barın altına düşme eğilimi göstermektedir. Bu durumda

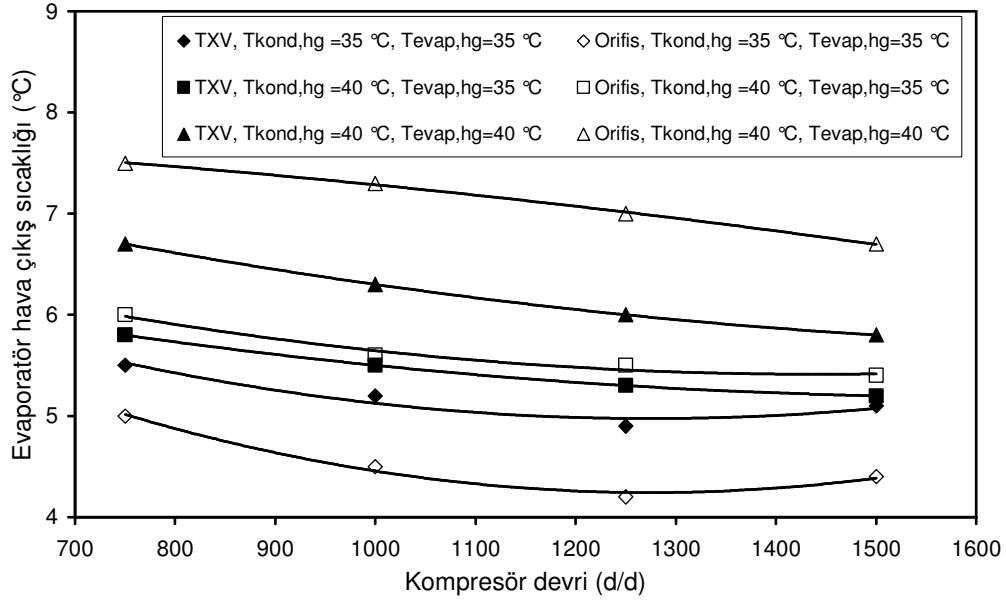
kapasite kontrol sistemi devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının daha da düşmesini engellemektedir. Böylece, buharlaşma sıcaklığının aşırı düşerek evaporatör yüzeylerinde buzlanmaya yol açması önlenmektedir. İlgili hava giriş sıcaklıklarına ait eğride, kapasite kontrol sisteminin etkisi açık olarak gözlenmektedir.



Şekil 6.1: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.2'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalmakta; bunun sonucunda evaporatör hava çıkış sıcaklığı düşmektedir. Her iki genişleme elemanı tipi için evaporatör ve kondenser giriş havası sıcaklığının azalması ile evaporatör basıncı ve dolayısıyla buharlaşma sıcaklığının düşmesi sonucunda evaporatör hava çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Aynı evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıkları için TXV kullanan sistemde elde edilen buharlaşma sıcaklığı genellikle daha düşük olduğu için, TXV'li sistemde evaporatör hava çıkış sıcaklığı da düşmektedir. TXV'li sistemde düşük evaporatör hava giriş sıcaklığında

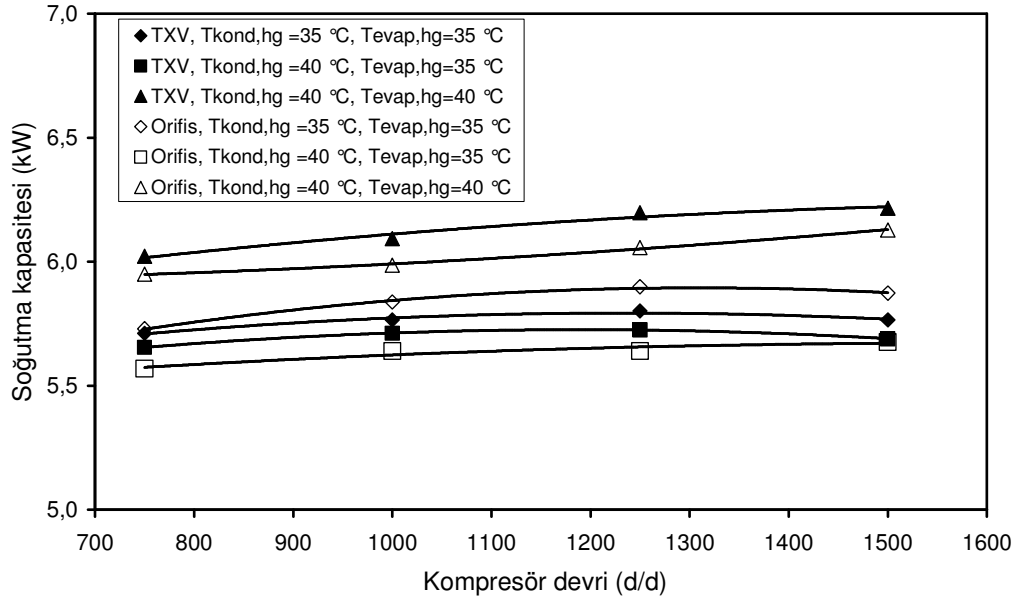
buharlaşma sıcaklığının orifis tüplü sistemden daha büyük olması nedeniyle, TXV'li sistemde evaporatör hava çıkış sıcaklığı orifis tüplü sistemden daha yüksek olmaktadır.



Şekil 6.2: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.

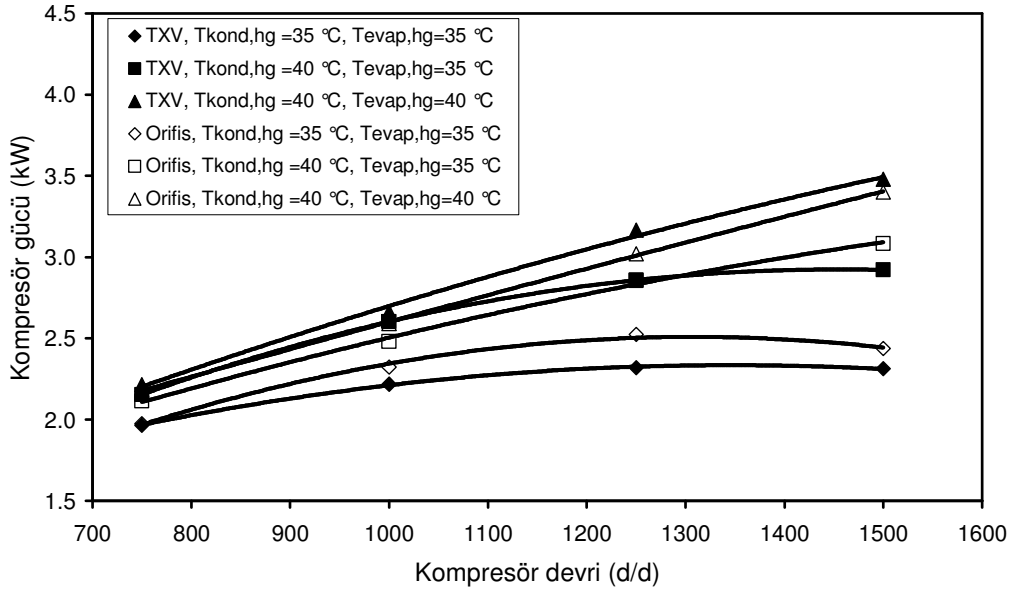
$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.3'de sunulmuştur. Genel olarak her iki sistemde kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta ve bunun sonucunda soğutma kapasitesi yükselmektedir. Kondenser girişindeki hava sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta; evaporatör girişindeki hava sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. $T_{kond,hg}= 35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}= 35^{\circ}\text{C}$ durumu için, kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu, özellikle TXV'li sistemde soğutma kapasitesinde hafif bir azalma gözlemlenmektedir.



Şekil 6.3: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.

($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

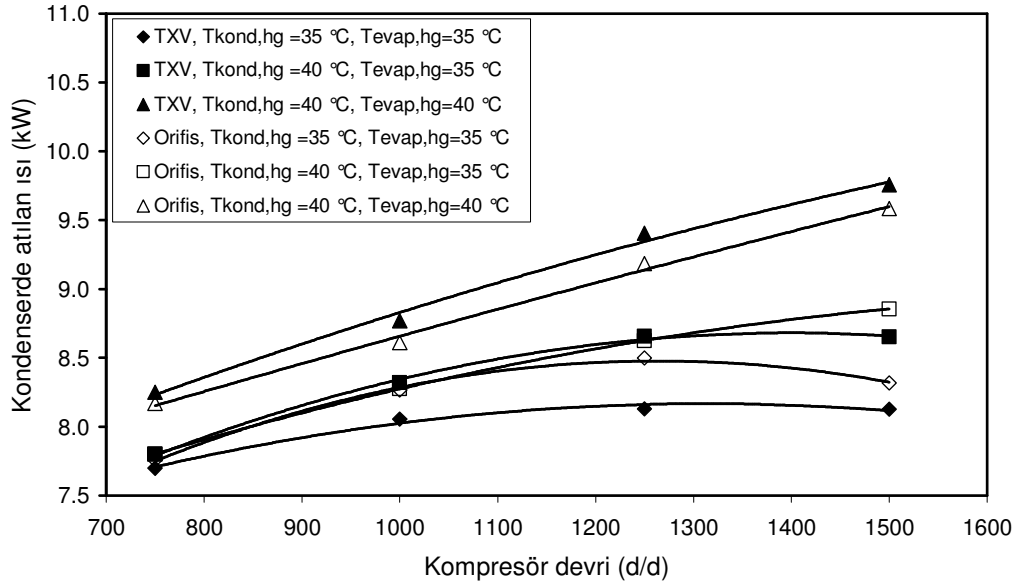


Şekil 6.4: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

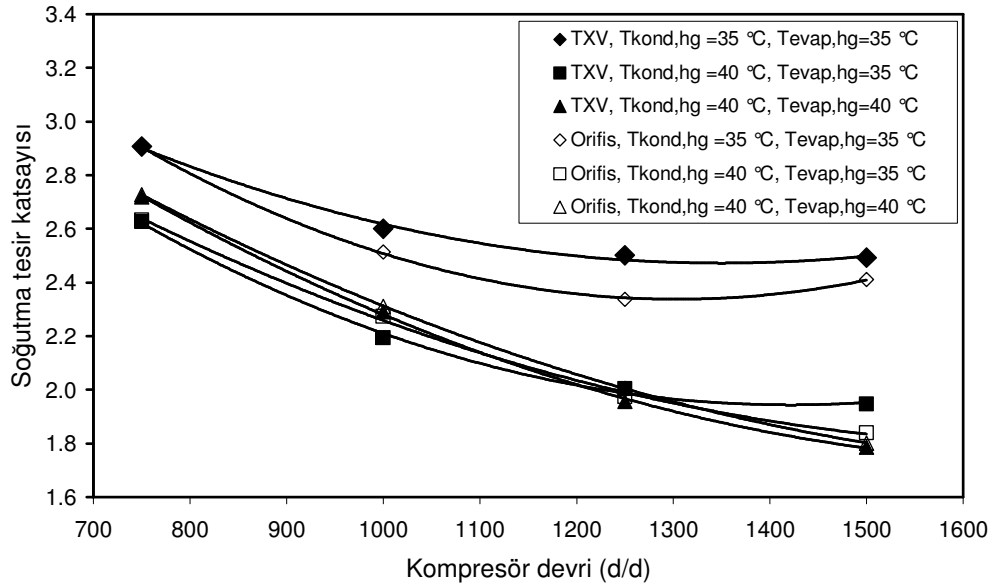
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.4'de gösterilmektedir. Kompresör gücü, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artması ve evaporatör basıncının azalması sonucu artmaktadır. Her iki genişleme elemanı tipi için evaporatör ve kondenser giriş havası sıcaklığının artması ile kompresör gücü artmaktadır. Düşük evaporatör giriş havası sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalmakta ve kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucunda kompresör gücünde azalma eğilimi görülmektedir. TXV'li sistemde evaporatör hava giriş sıcaklığının 35°C olduğu durumlarda, artan kompresör devri ile soğutucu akışkanın kızgınlık derecesi azalma eğilimi göstermekte; bunun sonucunda TXV daha fazla kısılarak buharlaşma sıcaklığının daha da azalmasına yol açmaktadır. Bu durumda kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi orifis tüplü sisteme göre daha erken olmakta; bu ise evaporatör hava giriş sıcaklığının 35°C olduğu durumlarda artan kompresör devriyle TXV'li sistemin kompresör gücünün, orifis tüplü sistemden daha düşük olmasına yol açmaktadır. Yüksek evaporatör hava giriş sıcaklıklarında ise soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin artması ile termostatik genişleme elemanının açılması sonucu soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Bunun sonucunda TXV'li sistemin kompresör gücü, orifis tüplü sistemden daha büyük olmaktadır.

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.5'de görülmektedir. Kondenserde atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamından oluşmaktadır. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması sonucu kondenserden atılan ısının arttığı anlaşılmaktadır. Kompresör devrinin artması ile özellikle termostatik genişleme elemanlı sistemlerde 1250 d/d'yı aşan kompresör hızlarında kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu kondenserde atılan ısı, azalma eğilimi göstermektedir.

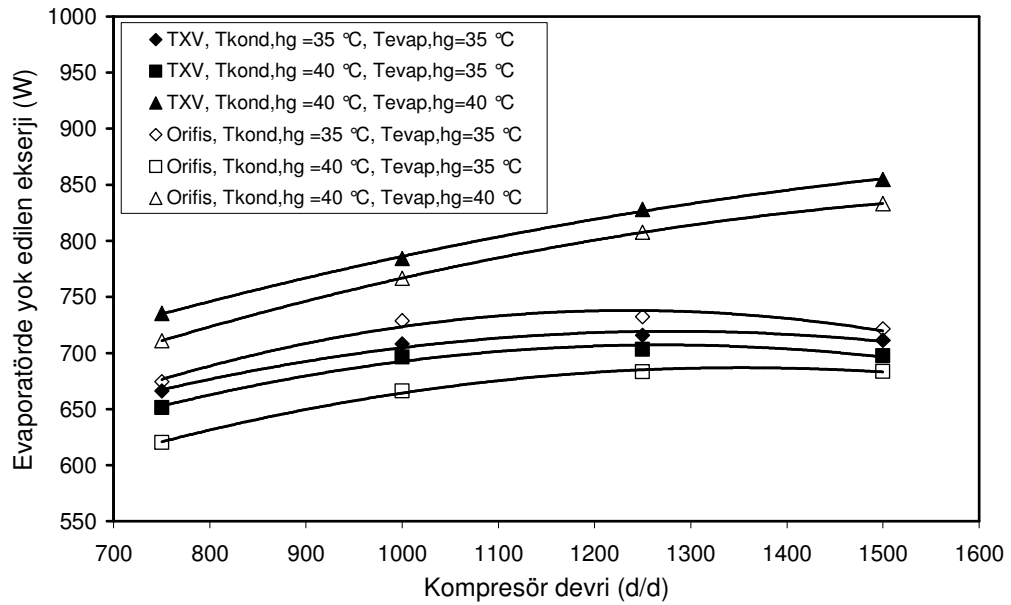


Şekil 6.5: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)



Şekil 6.6: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.6'da görülmektedir. STK soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Artan kompresör devriyle kompresör gücündeki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olduğu için, STK'nın kompresör devrinin artması ile azaldığı görülmektedir. STK artan kondenser hava giriş sıcaklığı ile azalmakta, azalan evaporatör hava giriş sıcaklığı ile kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucunda yaklaşık 1250 d/d kompresör hızından itibaren STK'nın arttığı görülmektedir.

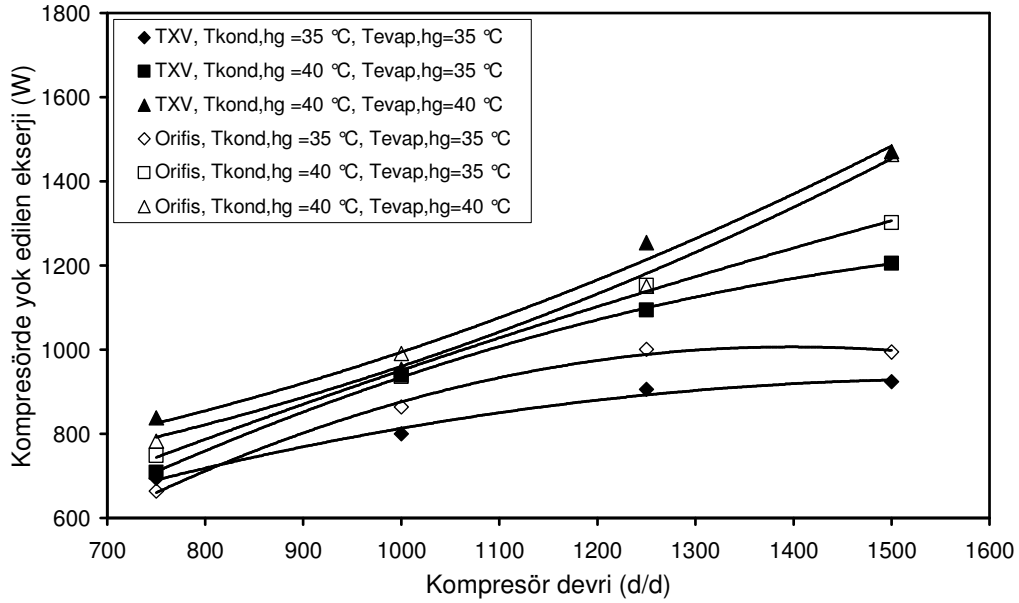


Şekil 6.7: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.7'de görülmektedir. Evaporatördeki yok edilen ekserjinin, kompresör devri ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı ile birlikte arttığı görülmektedir. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığı arttığında ise evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Kondenser giriş havası sıcaklığının artışı kondenser basıncını arttırmaktadır. Kondenser basıncının artması evaporatör basıncını arttırmakta ve bunun sonucu buharlaşma sıcaklığını yükseltmektedir. Buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ile

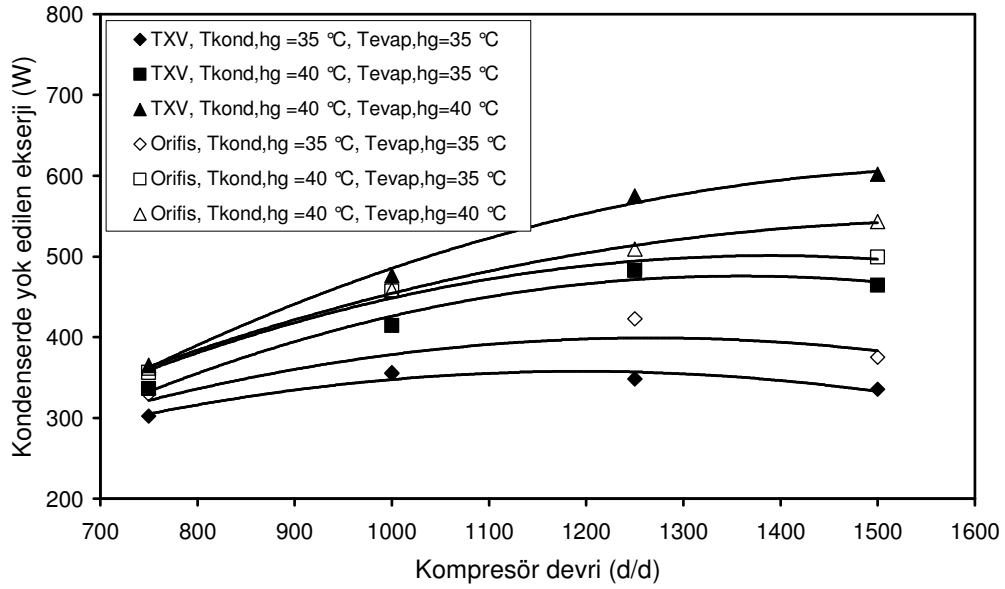
soğutucu akışkan sıcaklığı yükselmekte ve hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bunun sonucu olarak evaporatördeki yok edilen ekserji azalmaktadır. Evaporatör giriş hava sıcaklığının artması sonucunda hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı büyüyeceğinden, evaporatördeki yok edilen ekserji yükselme göstermektedir.



Şekil 6.8: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

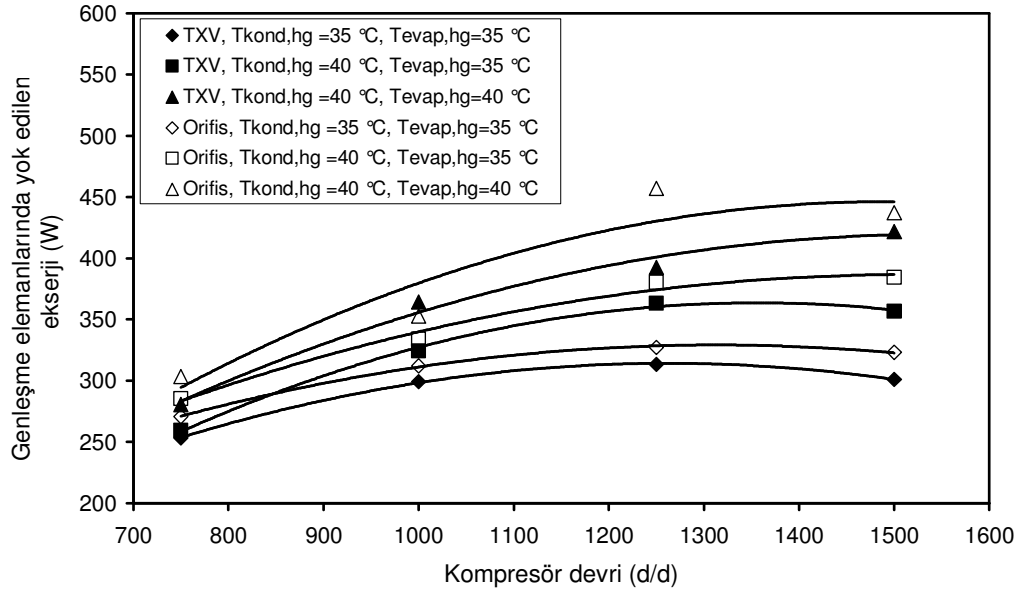
Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.8'de sunulmuştur. Kompresördeki yok edilen ekserji kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile artmaktadır. Her iki genişleme elemanı durumunda da belirli şartlarda kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile kompresör strok boyu azalmakta ve bunun sonucunda soğutucu akışkan debisi ile mekanik sürtünmeleri azaldığı için kompresördeki yok edilen ekserji düşmektedir. Evaporatör hava giriş sıcaklığının artması sonucu artan soğutucu akışkan debisinin etkisiyle kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının 35°C olduğu durumlarda soğutucu akışkan

kızgınlık derecesinin düşme eğilimi göstermesi ile TVX'li sistemin kısılma miktarı artmaktadır. Kısılma miktarındaki artış soğutucu akışkan debisini azaltmaktadır. Soğutucu akışkan debisinin azalması ile TXV'li sistemde orifis tüplü sisteme göre daha az ekserji yok edilmektedir.



Şekil 6.9: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Kondenser ve evaporatör hava giriş sıcaklığı artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Düşük evaporatör hava giriş sıcaklıklarında artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sistemin etkisi sonucu, soğutucu akışkan sıcaklığının azalmasına bağlı olarak kondenserdeki yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir.



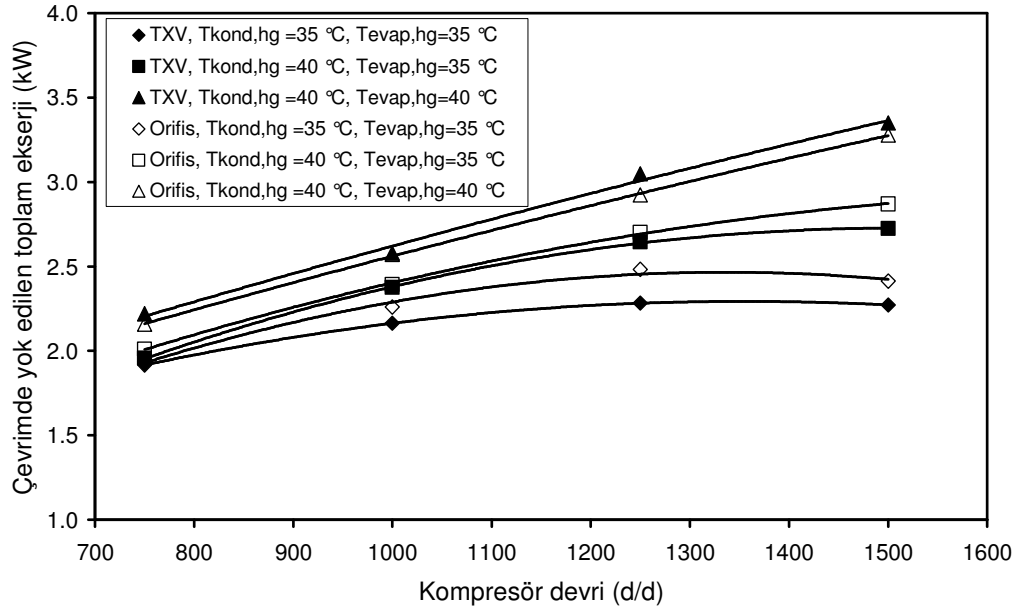
Şekil 6.10: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap} = 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond} = 2.8 \text{ m/s})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda genişleme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.10'da gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta; bu ise soğutucu akışkanın, genişleme elemanlarının dar kesitlerinden geçerken maruz kaldığı sürtünmeyi arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucunda, genişleme elemanlarında yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı zamanda kompresör devriyle birlikte genişleme elemanlarının giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artması, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları yükseldikçe genişleme elemanlarındaki yok edilen ekserji artmaktadır.

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.11'de görülmektedir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması sonucunda çevrimde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava sıcaklığının düşük olduğu durumlarda artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu çevrimde yok edilen

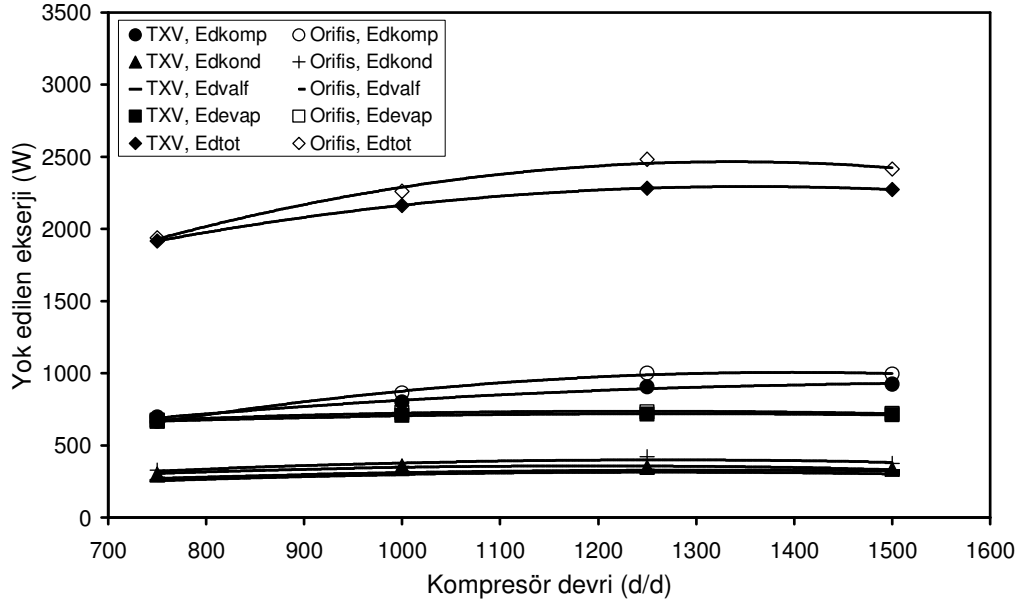
ekserji azalma eğilimi göstermektedir. Şekil 6.6 ile Şekil 6.11 karşılaştırıldığında görüleceği gibi, çevrimde yok edilen ekserjinin artması ile STK azalmaktadır. Yüksek STK ile çalışabilmek için, çevrimde yok edilen ekserjinin azaltılması gerekmektedir.



Şekil 6.11: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda sistemin çeşitli elemanlarında ve sistemin tamamında yok edilen ekserjilerin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.12’de görülmektedir. Bu şekildeki yok edilen ekserjiler, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması durumu için belirlenmiştir. Her iki sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşeninin kompresörden kaynaklandığı görülmektedir. Bunu, sırasıyla evaporatör ile kondenser ve genişleme valfi izlemektedir. Genel olarak, belirtilen giriş hava akımı sıcaklıkları için orifis tüplü sistemin çevrim elemanlarında yok edilen ekserjinin, TXV’li sistemden hafifçe yüksek olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesi sonucu yok edilen ekserjiler önce artış göstermekte, belirli bir devirden sonra kapasite kontrol

sisteminin etkisi sonucunda sistem elemanlarındaki yok edilen ekserjiler düşmektedir.

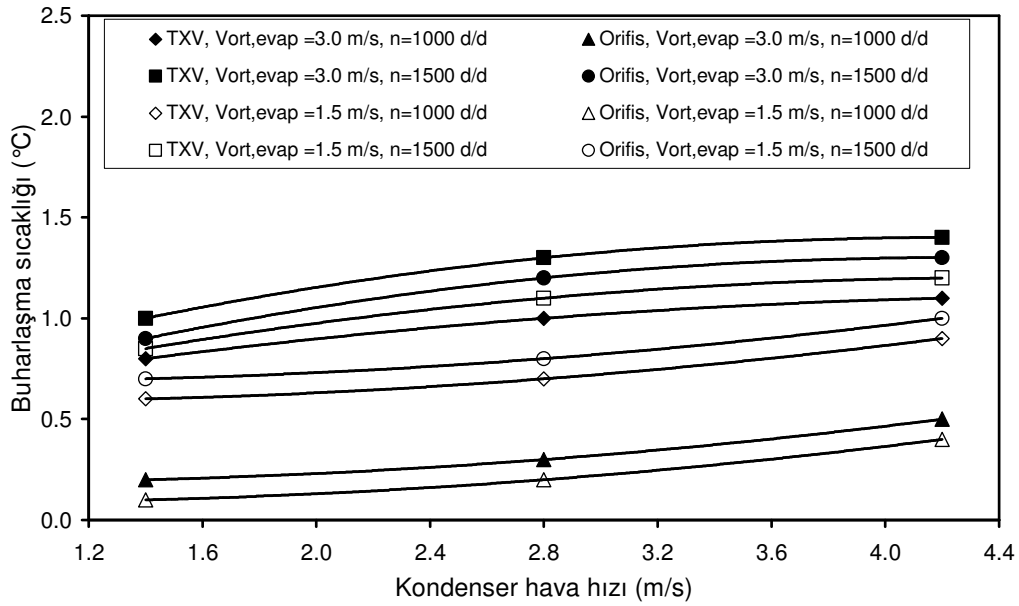


Şekil 6.12: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipine bağlı olarak sistem elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort, evap} = 3.0$ m/s, $V_{ort, kond} = 2.8$ m/s, $T_{kond, hg} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{evap, hg} = 35^{\circ}\text{C}$)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının hızlarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.13–6.19’da gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondenserden geçen hava akımlarının giriş sıcaklıkları, 35°C ’de tutulmuştur. 1000 ve 1500 d/d’lık kompresör hızlarının her biri için evaporatörden geçen hava akımı hızı 3.0 ve 1.5 m/s değerlerine getirilerek, her devir ve evaporatör hava akım hızı için kondenserden geçen hava akımı hızı 1.4, 2.8 ve 4.2 m/s değerlerine ayarlanmıştır. Belirtilen çalışma şartlarında sistemin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiştir.

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.13’de gösterilmiştir. Kondenserden geçen hava akım hızının

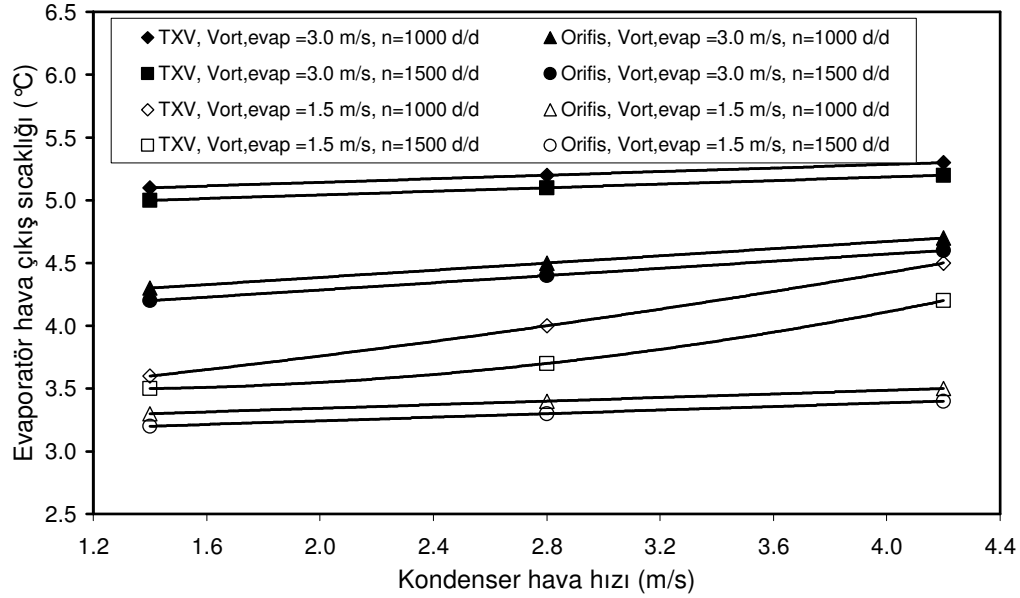
artması sonucu kondenser basıncı azalmaktadır. Kondenser basıncının azalmasına bağlı olarak evaporatör basıncı da azalma eğilimi göstermekte, ancak bu durumda kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığında hafif bir artış eğilimi görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile buharlaşma sıcaklığı hafifçe artmaktadır. Kompresör devri arttığında ise, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığının düşmeyip, aksine hafif olarak yükseldiği görülmektedir.



Şekil 6.13: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}\text{C}$)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda evaporatörden çıkan hava akımı sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımı hızı ile değişimi, Şekil 6.14'de görülmektedir. Evaporatör hava çıkış sıcaklığının, kompresör devriyle birlikte hafifçe azaldığı anlaşılmaktadır. Kondenslerden geçen hava akımı hızıyla birlikte evaporatör hava çıkış sıcaklığının biraz yükselmesi ise, kondenser hava hızıyla birlikte kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda evaporatör buharlaşma sıcaklığının yükselmesinden kaynaklanmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile çıkış hava sıcaklığı artmaktadır. TXV'li sistemde soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin

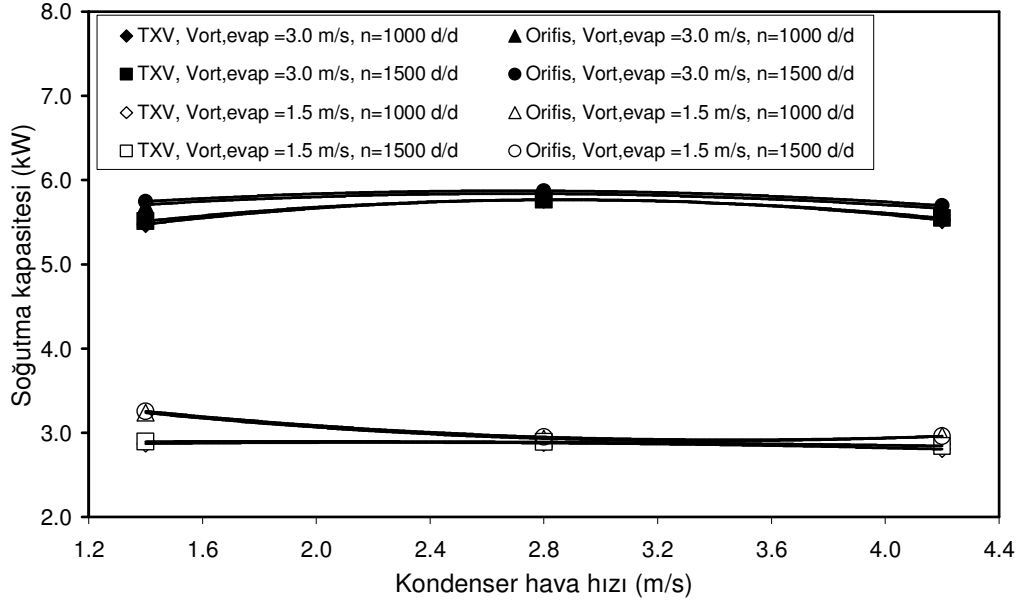
azalma eğilimine karşılık TXV daha fazla kısılmaktadır. TXV'nin daha fazla kısılmasına bağlı olarak kapasite kontrol sisteminin etkisi artmaktadır. Bunun sonucunda TXV'li sistem orifis tüplü sisteme göre daha yüksek evaporatör çıkış hava sıcaklığına sahiptir. Bu durum özellikle evaporatör hava akımı hızınının 1.5 m/s koşulunda artan kondenser hava akım hızı ile daha açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 6.14: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

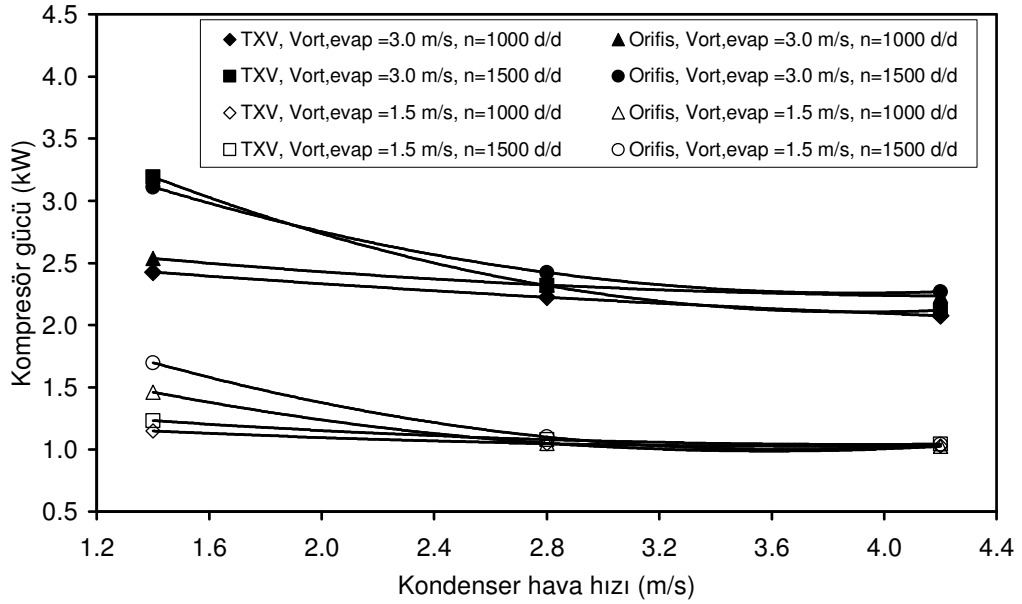
$$(T_{kond,hg}= 35^{\circ}\text{C}, T_{evap,hg}= 35^{\circ}\text{C})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.15'de verilmiştir. Soğutma kapasitesinin, evaporatörden geçen hava akımı hızından önemli ölçüde etkilendiği görülmektedir. Evaporatörden geçen havanın hızının azalması ile evaporatörden geçen hava akım sıcaklığı düşmesine rağmen hava kütleli debisinin de azalması sonucu soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının artmasıyla birlikte, soğutma kapasitesinin evaporatörden ve kondenserden geçen hava akımı hızlarına bağlı olarak artma veya azalma yönünde hafifçe değiştiği görülmektedir. Kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu, kompresör devri ile soğutma kapasitesinde önemli bir değişim olmadığı gözlemlenmektedir.



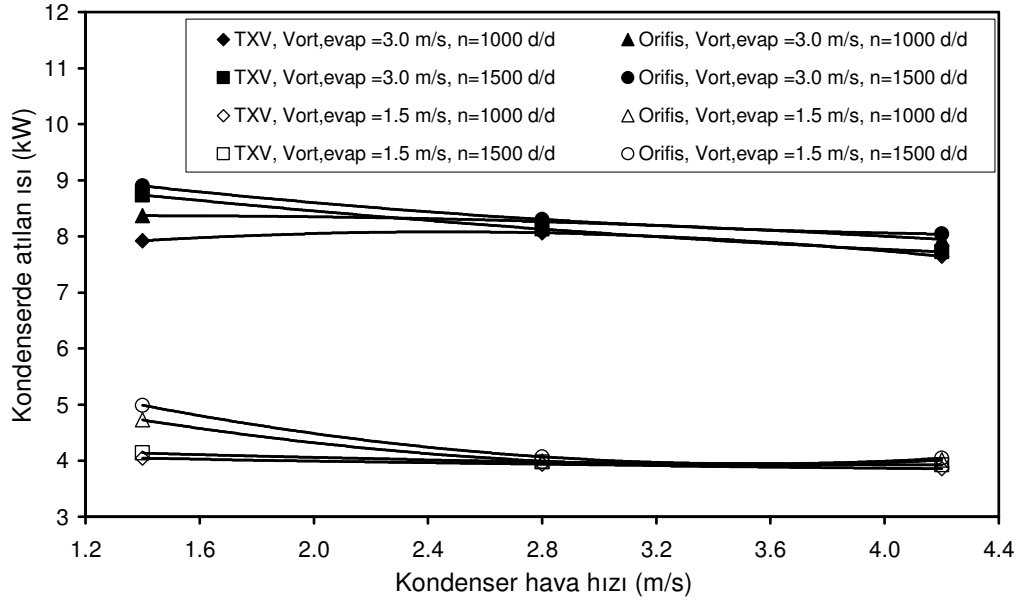
Şekil 6.15: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$)

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.16'da görülmektedir. Kondenserden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak kompresör gücü artmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak kapasite kontrol sisteminin etkisinin artması sonucu kompresör gücü azalmaktadır. Kondenser hava akımı hızının düşük olduğu durumlarda, kompresör devriyle birlikte kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Ancak, kondenser hava hızı arttıkça kondenser basıncının düşmesi ve bu nedenle evaporatör basıncının da düşme eğilimi göstererek kapasite kontrol sisteminin etkili olması sonucunda, yüksek kondenser hava hızlarında kompresör gücünün devir ile önemli ölçüde değişmediği gözlemlenmektedir.



Şekil 6.16: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi.

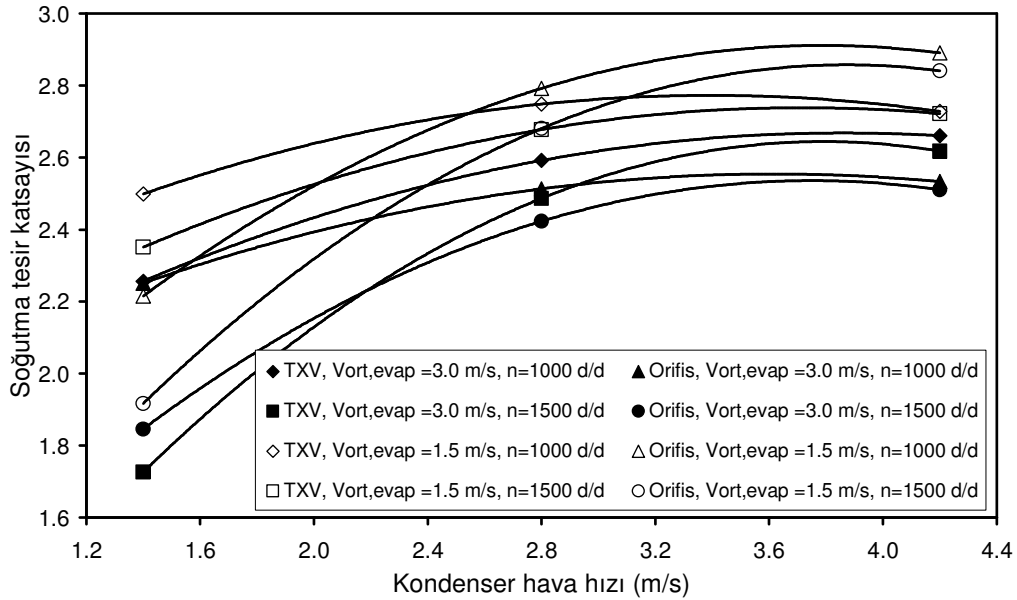
$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$



Şekil 6.17: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.17'de görülmektedir. Kondenserden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı ve dolayısıyla kompresör gücü artmaktadır. Soğutma kapasitesi, kondenser hava akımı hızından hissedilir ölçüde etkilenmediğinden, düşük kondenser hava hızlarında kondenserde atılan ısı da artmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün artması sonucunda kondenserden atılan ısı da artmaktadır. Düşük kompresör devirlerinde, kompresör devriyle birlikte kondenserde atılan ısının da arttığı görülmektedir. Ancak yüksek devirlerde, kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda kondenserde atılan ısının kompresör devriyle fazla değişmediği görülmektedir.

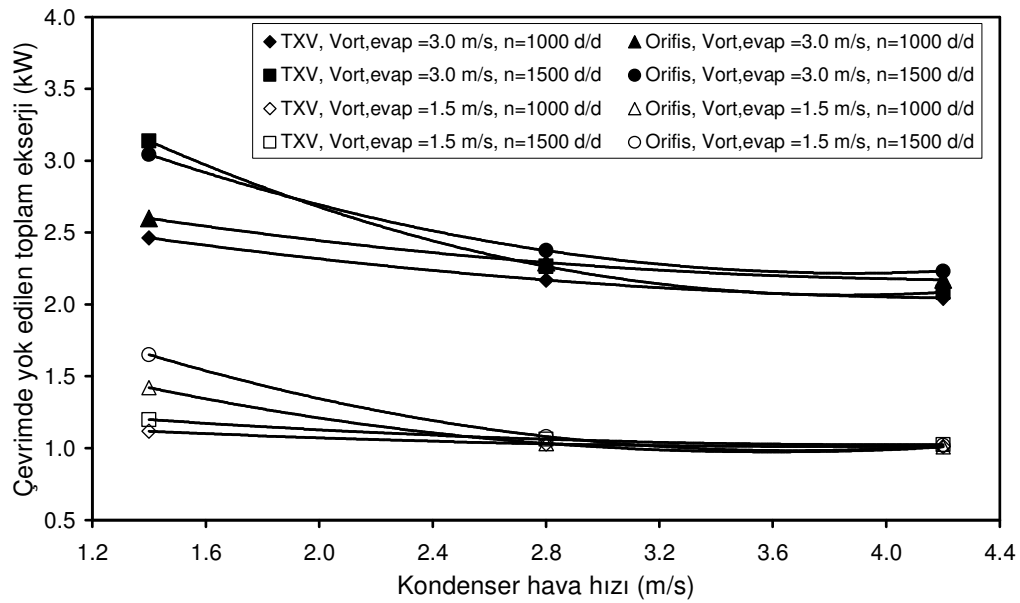


Şekil 6.18: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.18'de gösterilmiştir. Kondenserden geçen hava akımı hızının artması ve evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile kapasite kontrol

sisteminin etkisi artmaktadır. Bu durumda, kompresör gücü azalmakta ve soğutma kapasitesindeki değişim kompresör gücüne oranla daha az olduğundan STK yükselmektedir. STK'nın artan kompresör devriyle birlikte azaldığı görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımının yüksek hızda olması durumunda TXV kullanan sistemin STK'sı, orifis tüplü sisteme göre daha yüksek olmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının düşük olması durumunda, kondenserden geçen hava akımı hızı ile birlikte TXV'li sistemin, orifis tüplü sisteme göre daha az bir STK değerine sahip olduğu görülmektedir.



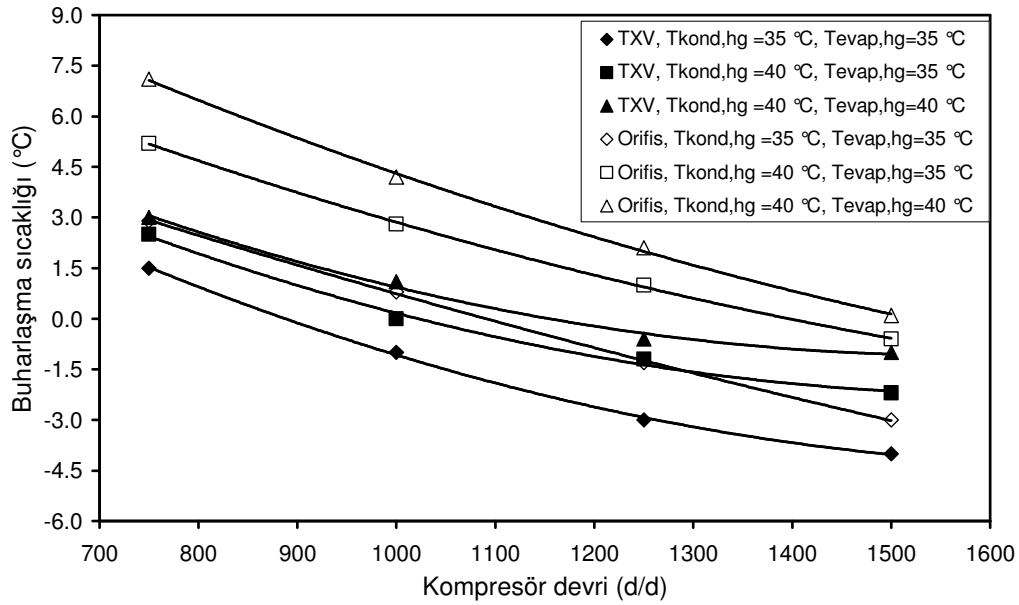
Şekil 6.19: Değişken kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Değişken kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda çevrimdeki yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.19'da sunulmuştur. Evaporatörden geçen hava akımının hızı düşüldükçe soğutucu akışkan debisi azalmakta, bunun sonucunda çevrimin her bir elemanında yok edilen ekserji azalmakta ve sonuçta çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Kondenser hava hızının artması ile çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmakta; kompresör devrinin artması ile özellikle kondenser hava akım hızının düşük olduğu durumlarda yok edilen toplam ekserji artmaktadır.

6.2 Sabit Kapasiteli Kompresör Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının kuru termometre sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.20–6.31’de gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondenserden geçen hava akımlarının hızları, sırasıyla 3.0 ve 2.8 m/s olarak tutulmuştur.

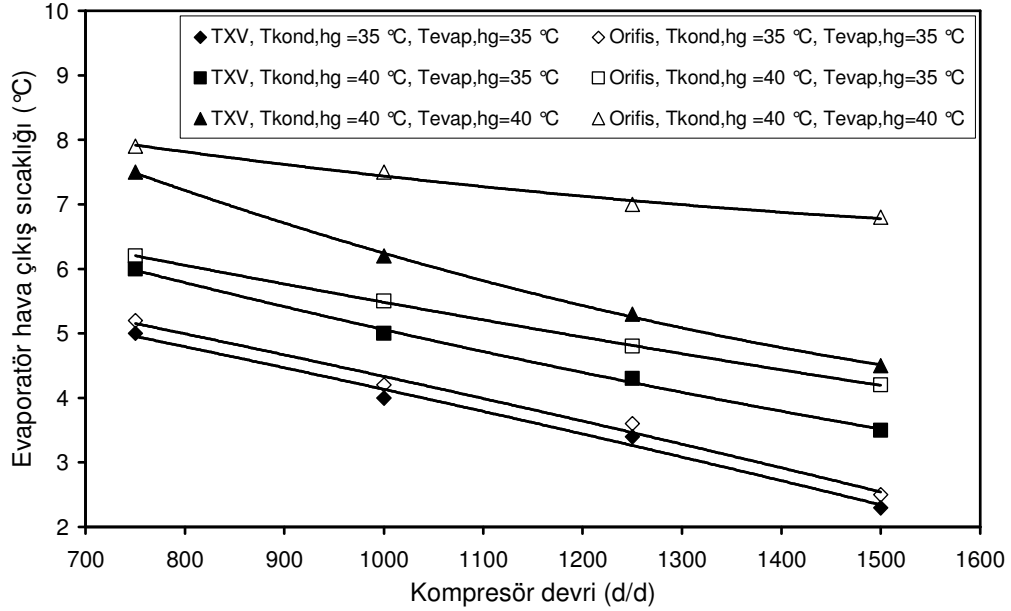


Şekil 6.20: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme elemanı tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.20’de gösterilmiştir. Her iki genleşme elemanı tipi için kompresör devrinin artması sonucu evaporatör basıncı ve dolayısıyla buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile kondenser basıncı artmaktadır. Bunun sonucunda, evaporatör basıncı artmakta ve buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının artması ile buharlaşma

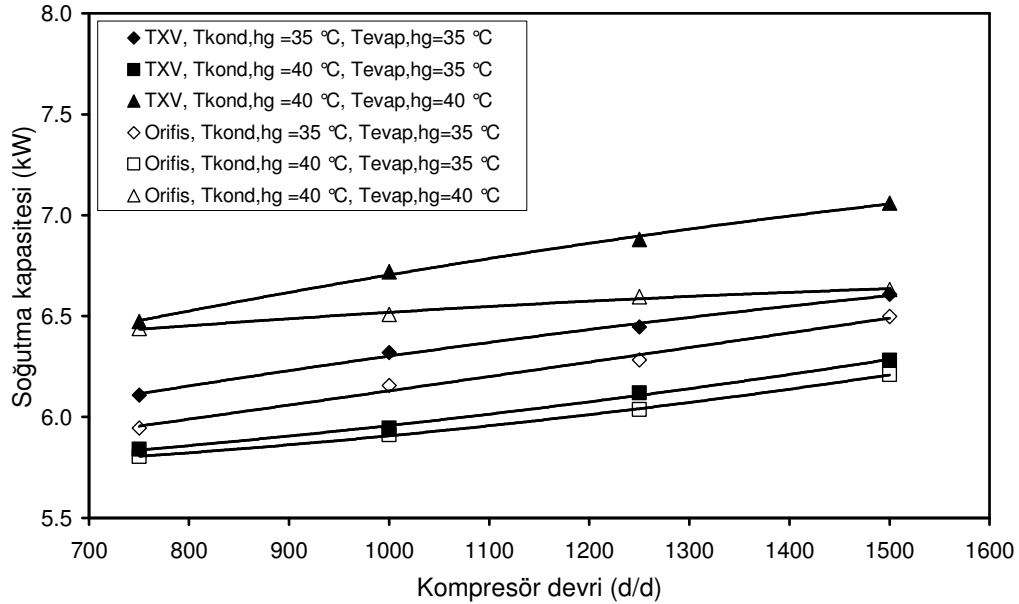
sıcaklığı artmaktadır. TXV'li sistemde özellikle evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının azalması sonucu soğutucu akışkanın kızgınlığı azalmaktadır. Soğutucu akışkan kızgınlığının azalmasına bağlı olarak, TXV'nin daha fazla kısılması sonucu evaporatör basıncı azalmaktadır. Buna bağlı olarak, TXV'li sistemin buharlaşma sıcaklığının orifis tüplü sisteme göre daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 6.21: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap} = 3.0$ m/s, $V_{ort,kond} = 2.8$ m/s)

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.21'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması sonucu soğutucu akışkan debisinin artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Buna bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı yükselmektedir. TXV'li sistemin evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığını algılayarak akışkan debisini değiştirmesi nedeni ile buharlaşma sıcaklığı düşmekte ve dolayısıyla TXV'li sistem, daha düşük evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip olmaktadır.

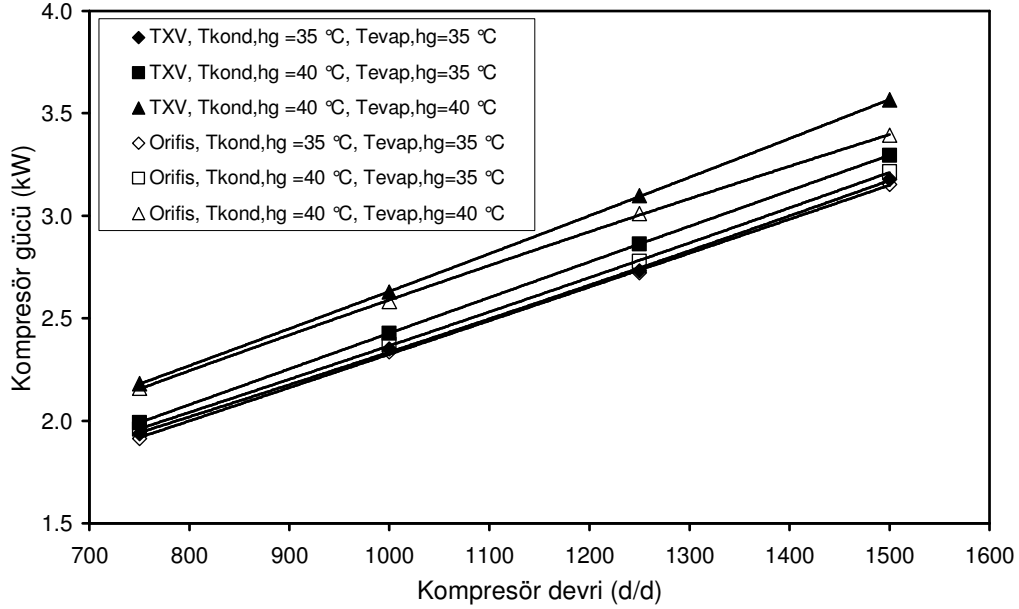
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.22’de sunulmuştur. Soğutma kapasitesi kompresör devrinin artması ile artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmaktadır. Evaporatör giriş hava sıcaklığının artmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesi artmaktadır. TXV’li sistemde yüksek evaporatör giriş havası sıcaklıklarında kompresör devri arttırılması ile soğutucu akışkan kızgınlığının da artma eğilimi göstermesi sonucu valf açılarak akışkan debisini yükseltmektedir. Bu durumda TXV’li sistem, orifis tüplü sisteme göre daha büyük bir soğutma kapasitesine sahip olmaktadır.



Şekil 6.22: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

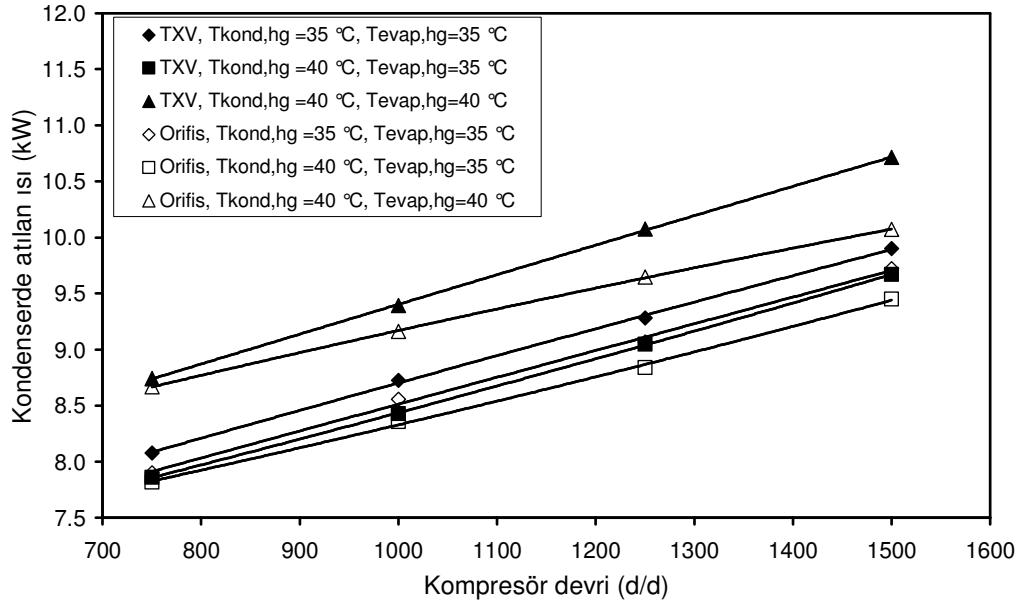
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.23’de gösterilmektedir. Kompresör gücünün, kompresör devrinden önemli ölçüde etkilendiği görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücünü artmaktadır. Kondenser ve evaporatör giriş hava sıcaklıklarının artışı ile kompresör gücü artış göstermektedir. TXV’li sistemde kondenser ve evaporatör giriş hava

sıcaklığı artması ile soğutucu akışkan kızgınlığının artma eğilimi göstermesi sonucu valf açılarak akışkan debisini artmaktadır. Bu yüzden TXV'li sistemin kompresör gücü orifis tüplü sisteme göre daha yüksek olmaktadır.



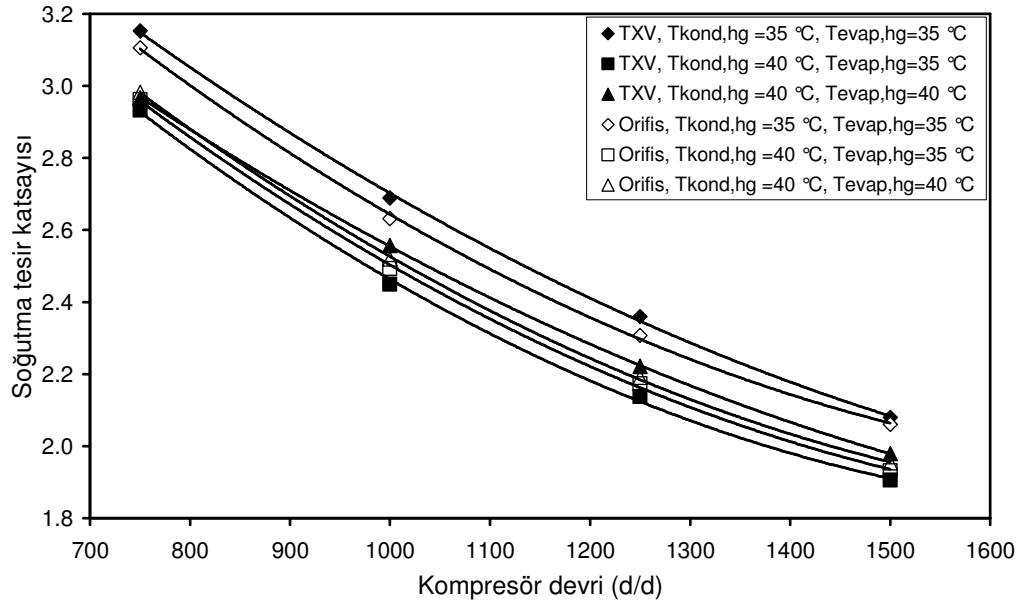
Şekil 6.23: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.24'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücü ve soğutma kapasitesinin artmasına bağlı olarak kondenserden atılan ısı artmaktadır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması ile kondenserdeki soğutucu akışkan ve hava akımları arasındaki ortalama sıcaklık farkı düşeceğinden, kondenserde atılan ısı azalmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı sıcaklığının artması ile havadan çekilen ısının artması sonucu kondenserden atılan ısı artmaktadır. Evaporatör giriş hava sıcaklığının artması ile TXV'li sistemin artma eğilimi gösteren soğutucu akışkan kızgınlığını normal değerde tutmak amacıyla soğutucu akışkan miktarını arttırması sonucu kondenserden atılan ısı orifis tüplü sisteme göre daha çok artış göstermektedir.



Şekil 6.24: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.

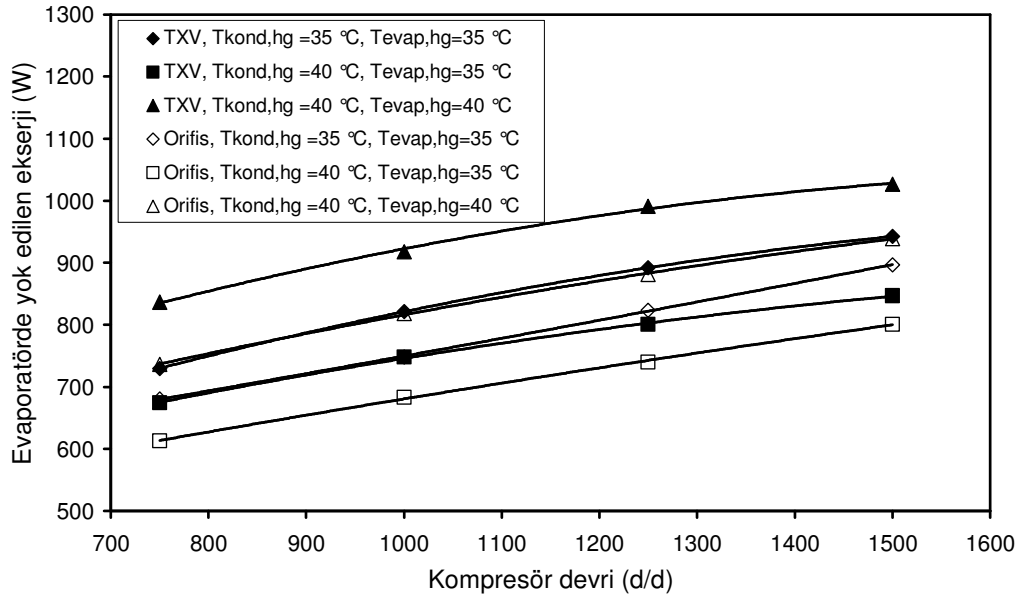
$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$



Şekil 6.25: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

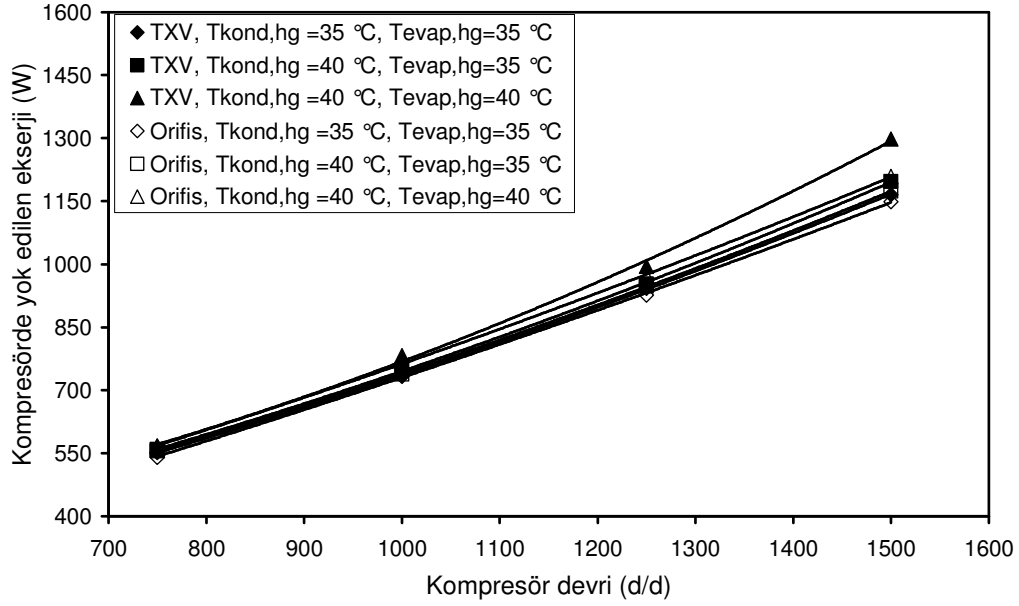
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.25’de görülmektedir. STK değeri kompresör devri ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile azaldığı, evaporatör giriş hava sıcaklığının artması sonucu arttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücünün soğutma kapasitesinden daha büyük bir oranda artması, STK’nın azalmasına neden olmaktadır. Kondenser giriş hava sıcaklığının artmasına bağlı olarak kompresör gücünün artması ve soğutma kapasitesinin azalması, STK’nın azalmasına yol açmaktadır. Orifis tüplü sistemde kondenser hava giriş sıcaklığının artması ile STK’da görülen değişim, TXV’li sistemdeki değişime göre daha zayıf olmaktadır.



Şekil 6.26: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.26’da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatördeki soğutucu akışkan sıcaklığının azalması sonucu yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile de soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı artmasına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenser giriş

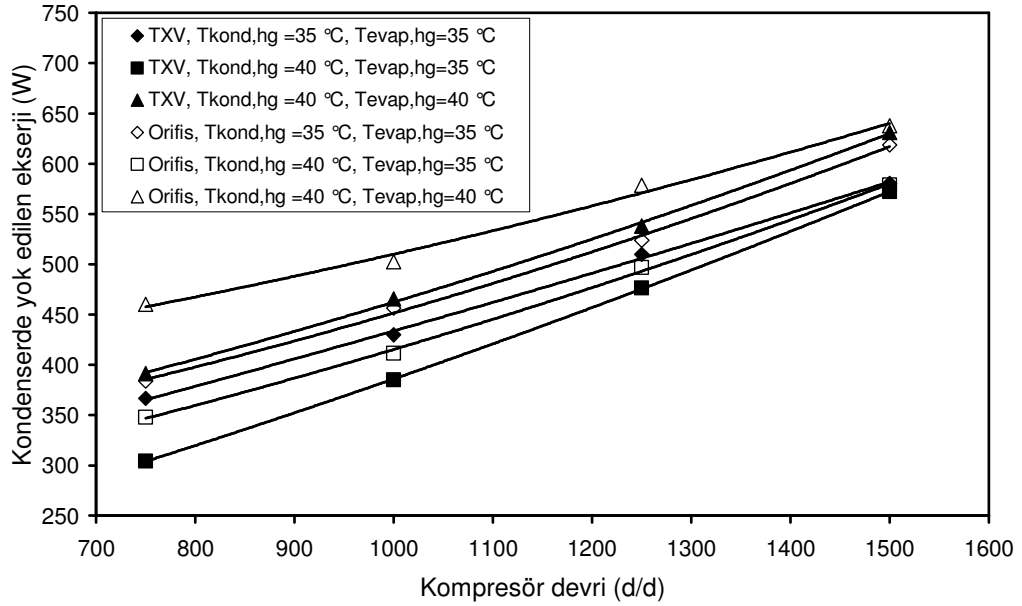
havası sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Şekil 6.20’de görüldüğü gibi TXV’li sistemde buharlaşma sıcaklığının orifis tüplü sisteme göre daha düşük olması, TXV’li sistemde evaporatörde yok edilen ekserjinin daha büyük olmasına yol açmaktadır.



Şekil 6.27: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme elemanı tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.27’de sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artmasına bağlı olarak iç ısı transferinin ve mekanik sürtünmenin artması sonucu kompresörde yok edilen ekserji de artmaktadır. Evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile kompresördeki yok edilen ekserji hafif artış göstermektedir. TXV’li sisteminde evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının 40°C olması durumunda, artan kompresör devri ile soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin artma eğilimine bağlı olarak TXV’nin daha fazla soğutucu akışkan geçişine izin vermesi sonucu kompresördeki yok edilen ekserjinin artış eğilimi orifis tüplü sisteme göre daha fazla olmaktadır.



Şekil 6.28: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

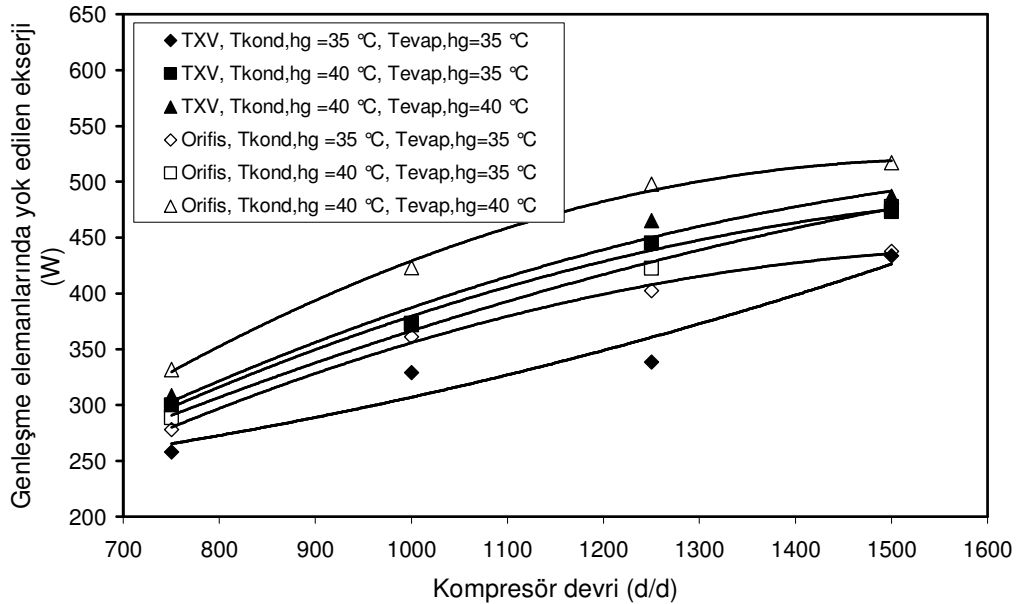
$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.28’de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkanın sıcaklığının artması sonucu hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, kondenserdeki yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Kondenser giriş havası sıcaklığının artması sonucu soğutucu akışkanla olan sıcaklık farkı düşmekte ve yok edilen ekserji azalmaktadır. Evaporatör giriş hava sıcaklığının artması ile evaporatörden çekilen ısının artması sonucu kondenserdeki soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı artacağı için kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır.

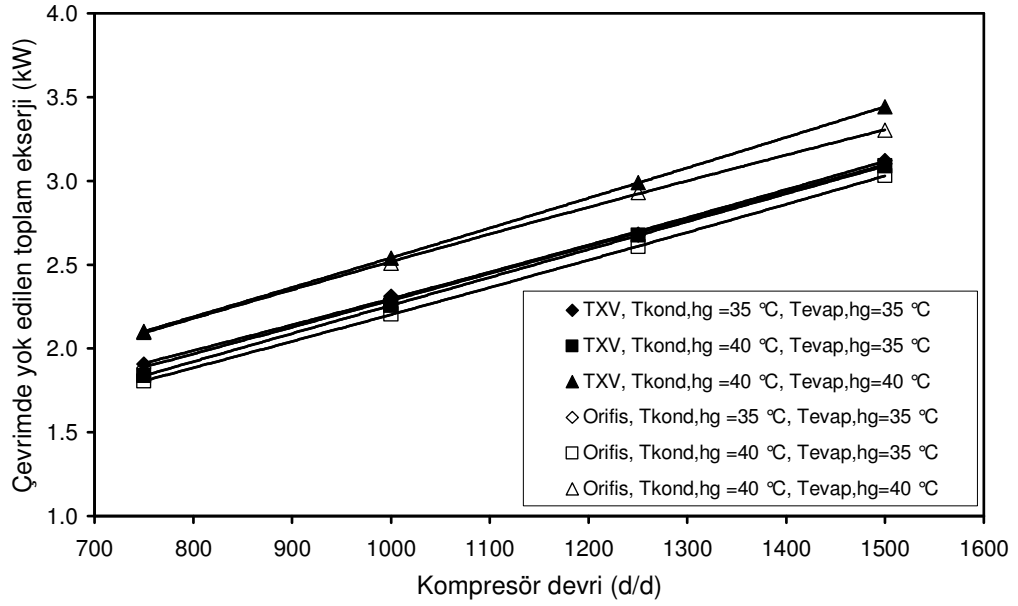
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda genleşme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.29’de gösterilmiştir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması sonucu soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Soğutucu akışkan debisinin artması ile genleşme elemanlarındaki sürtünme miktarı artmakta ve buna bağlı olarak yok edilen ekserji yükselmektedir. TXV’li sistemde özellikle evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının yükseldiği durumlarda soğutucu

akışkan kızgınlığının artma eğilimi göstermesi etkisiyle TXV'nin daha fazla açılması sonucu sürtünmenin azalmasına bağlı olarak yok edilen ekserji, orifis tüplü sisteme göre daha az olmaktadır.

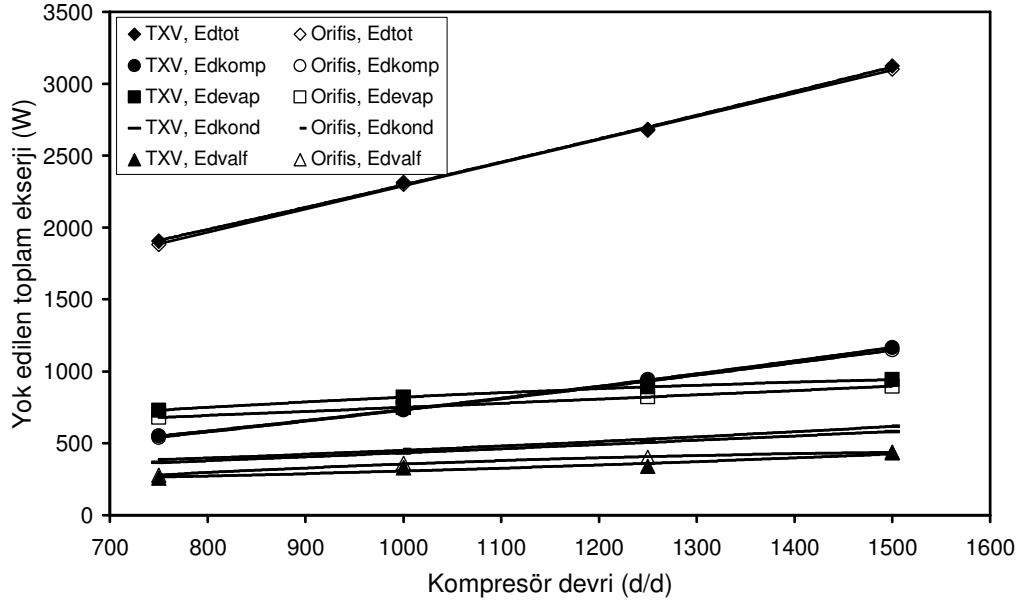
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.30'da görülmektedir. Çevrimde yok edilen toplam ekserji kompresör devrinin artması ile yükselmektedir. Kompresör devrinin artışı soğutucu akışkan debisi artması ile sistem elemanlarındaki yok edilen ekserji artmakta ve buna bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Kondenser hava giriş sıcaklığının, yok edilen toplam ekserjiye fazla bir etkisi görülmemektedir. Evaporatör giriş hava sıcaklığındaki artış sistem elemanlarındaki ekserji yıkımını ve dolayısıyla yok edilen toplam ekserjiyi arttırmaktadır.



Şekil 6.29: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)



Şekil 6.30: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

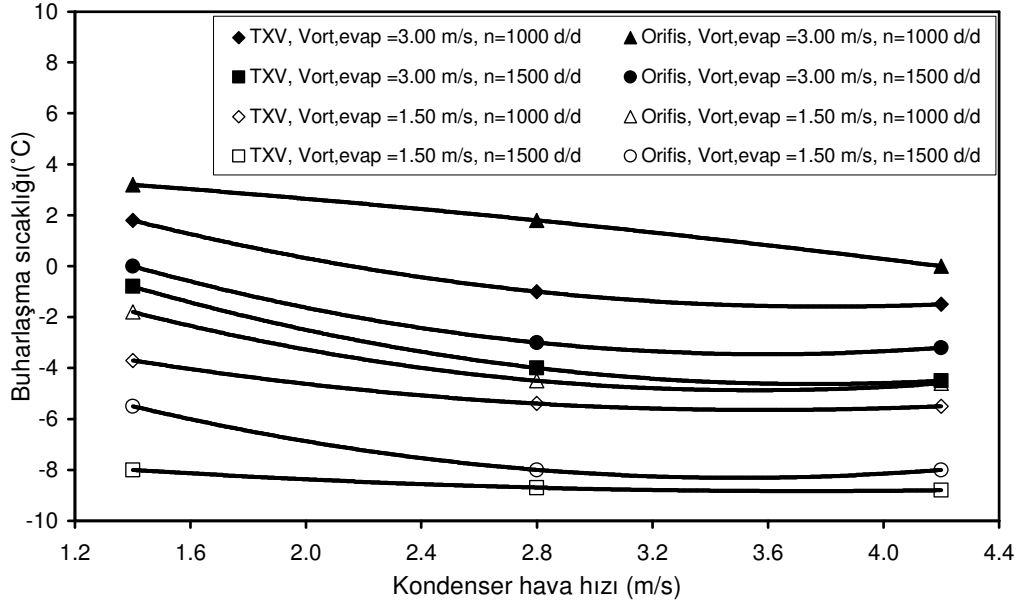


Şekil 6.31: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s, $T_{kond,hg}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$)

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda sistem elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.31’de görülmektedir. Bu şekildeki yok edilen ekserjiler, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması durumu için belirlenmiştir. Her iki sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşenlerinin kompresör ve evaporatörden kaynaklandığı görülmektedir. Bunu, sırasıyla kondenser ve genişleme valfi izlemektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Bu artış, daha çok kompresörde yok edilen ekserjide olmaktadır.

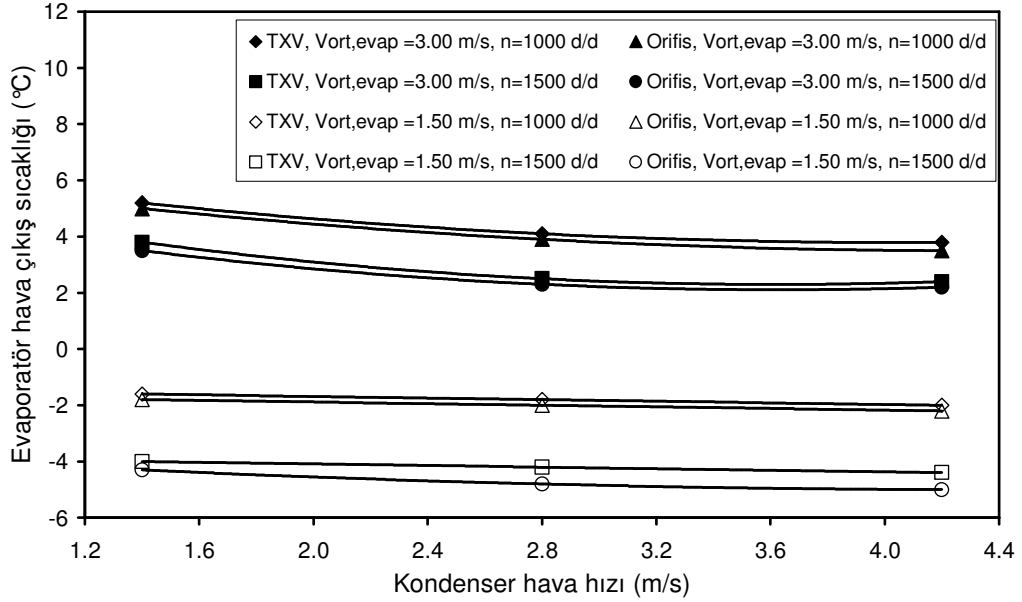
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının hızlarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.32–6.38’de gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondensere geçen hava akımlarının giriş sıcaklıkları, 35°C’de tutulmuştur. 1000 ve 1500 d/d’lık kompresör hızlarının her biri için evaporatörden geçen hava akımı hızı 3.0 ve 1.5 m/s değerlerine getirilerek, her devir ve evaporatör hava akım hızı için kondensere geçen hava akımı hızı 1.4, 2.8 ve 4.2 m/s değerlerine ayarlanmıştır. Belirtilen çalışma şartlarında sistemin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiştir.

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığını kondensere geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.32’de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalması sonucu buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Kondensere geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak evaporatör basıncı artmaktadır. Evaporatör basıncının artması sonucu buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir. TXV’li sistemde soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin azalma eğilimine karşılık valf kısılmaktadır. TXV’nin kısılmasına bağlı olarak evaporatör basıncı azalmaktadır. Bunu sonucunda TXV’li sistem orifis tüplü sisteme göre daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olmaktadır.



Şekil 6.32: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}C$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}C$)

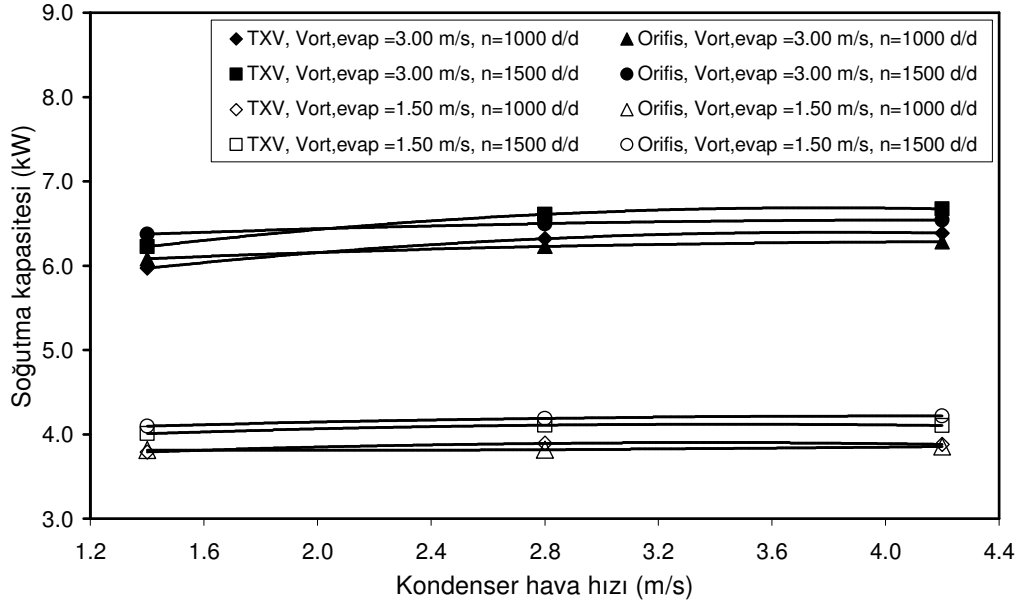
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda evaporatörden çıkan hava akımı sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.33'de verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta, buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Bunun sonucunda evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. Evaporatör hava akım hızı azalması ile buharlaşma sıcaklığının düşmesine bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı azalmaktadır. Kondenser hava akım hızının artması ile buharlaşma sıcaklığını azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının azalması ile genel olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. TXV'li sistemde soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin azalma eğilimine karşılık kısılmaktadır. TXV'nin kısılmasına bağlı olarak soğutucu akışkan debisinin azalması sonucu orifis tüplü sisteme göre TXV'li sistem daha yüksek evaporatör çıkış hava sıcaklığına sahip olmasına neden olmaktadır.



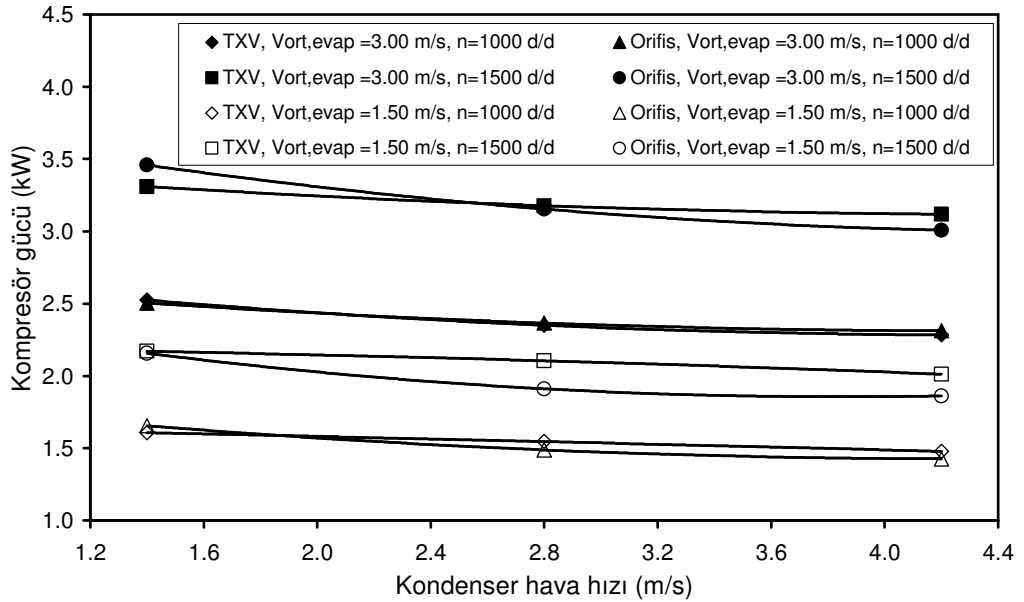
Şekil 6.33: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.34'de verilmiştir. Kompresör devri artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. Kondenser hava akımı hızı artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. Evaporatörden geçen hava hızı azalması ile evaporatörden geçen hava akımı sıcaklığı düşmesine rağmen havanın kütleli debisinin de azalması sonucu soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenser hava akımı hızının artması ile soğutucu akışkanın kızgınlığı azalma eğilimi göstermektedir. Soğutucu akışkan kızgınlığının azalması eğilimine karşı TXV'li sistemin valfi kısılmaktadır. Valfin kısılma ile buharlaşma sıcaklığının azalmasına bağlı olarak TXV'li sistemin soğutma kapasitesi eğrisi orifis tüplü sisteme göre daha çok artış eğilimi göstermektedir.



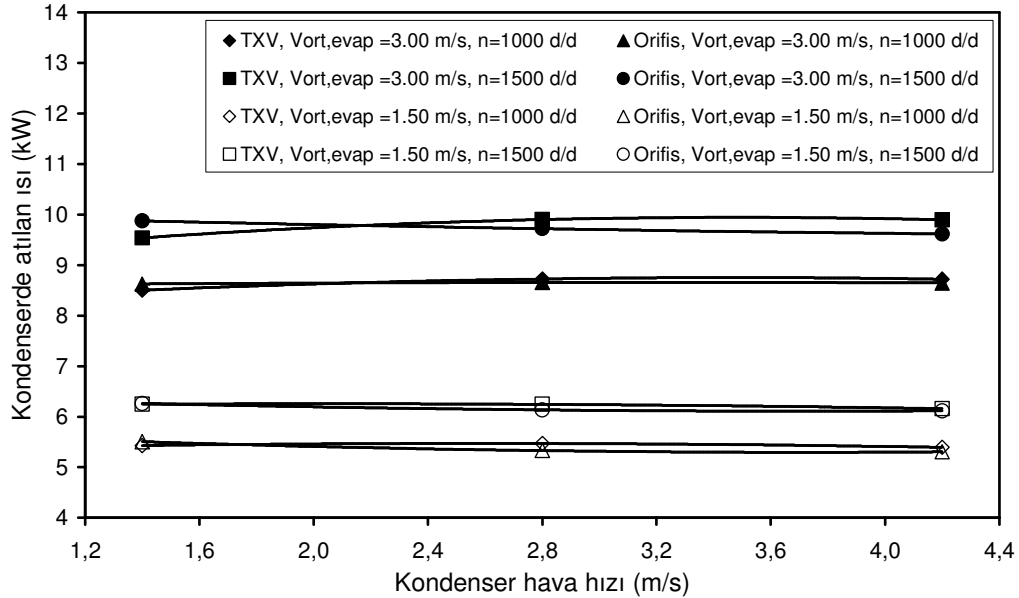
Şekil 6.34: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$)



Şekil 6.35: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genleşme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C}$)

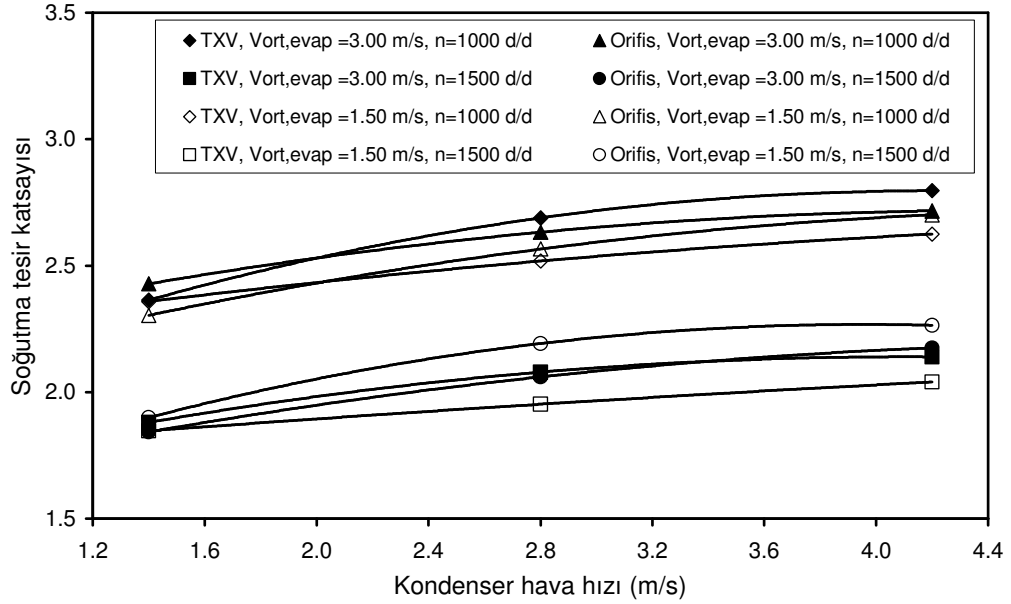
Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.35’de görülmektedir. Kondenserden geçen hava akımı hızı artması ile kondenser basıncı azalmaktadır. Kondenser basıncı azalması ile kompresör gücü azalmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Soğutucu akışkan debisinin artması kompresör gücü arttırmaktadır. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücü artmaktadır.

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.36’da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücünün artmasına bağlı olarak kondenserde atılan ısı yükselmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile soğutma kapasitesinin artması sonucu kondenserde atılan ısı artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının artması ile ısı transferi iyileşmekte ve kondenserde atılan ısı hafifçe artmaktadır.



Şekil 6.36: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme elemanı tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

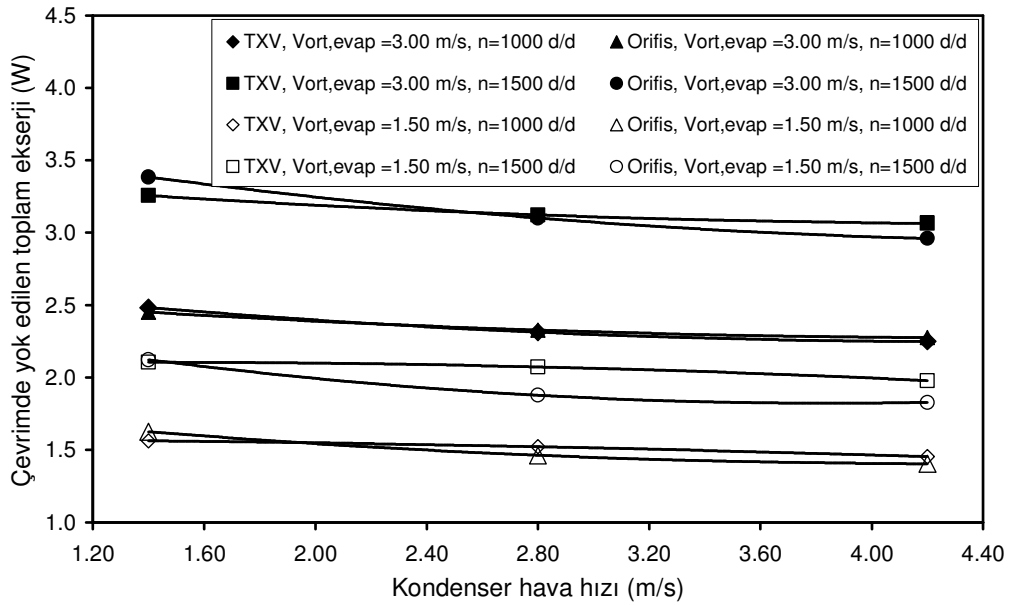


Şekil 6.37: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.37’de gösterilmiştir. Her iki sistem için de STK’nın, daha çok kompresör devrinin bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin azalması ile STK değeri artmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızı artması ile genel olarak STK değeri artmaktadır. Kondenslerden geçen hava akımı hızı artması ile soğutma kapasitesi artmakta ve kompresör gücünün de azalma göstermesine bağlı olarak STK değeri artmaktadır. Kompresör devrinin düşük ve evaporatör hava akımı hızının yüksek olduğu durumlarda, kondenslerden geçen hava akım hızı artması ile TXV’li sistemin soğutucu akışkan kızgınlığının artma eğilimine bağlı olarak soğutucu akışkan debisini arttırması sonucu STK değeri orifis tüplü sisteme göre daha yüksek olmaktadır. Yine kompresör devrinin düşük olduğu fakat evaporatör hava akımı hızının azaldığı durumlarda, kondenslerden geçen hava akımı hızı artması ile TXV’li sistemin soğutucu akışkan kızgınlığının azalması eğilimine bağlı olarak soğutucu akışkan debisini düşürmesi sonucu STK değeri orifis tüplü sisteme göre azalmaktadır.

Sabit kapasiteli kompresör ve farklı iki tip genişleme elemanı kullanılması durumunda çevrimdeki yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.38’de sunulmuştur. Evaporatörden geçen hava akımının hızı yükseldikçe soğutucu akışkan debisi artmakta, bunun sonucunda çevrimin her bir elemanında yok edilen ekserji artmakta ve sonuçta çevrimde yok edilen toplam ekserji yükselmektedir. Kondenser hava hızının azalması ile çevrimde yok edilen toplam ekserji artmakta; kompresör devrinin artması ile de yok edilen toplam ekserji artmaktadır.



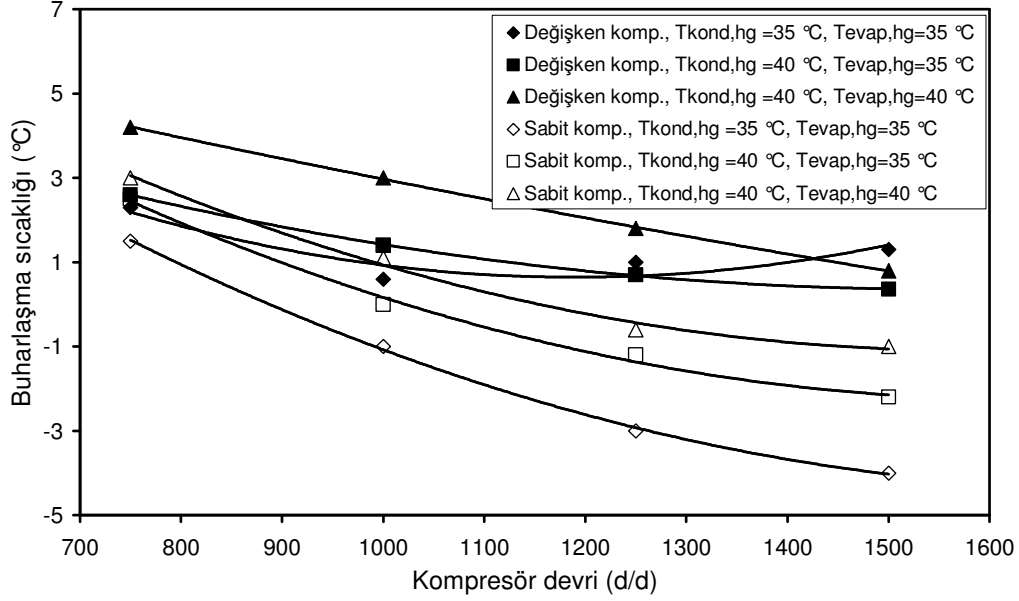
Şekil 6.38: Sabit kapasiteli kompresör kullanan otomobil klimasında genişleme eleman tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{kond,hg}= 35^{\circ}\text{C}, T_{evap,hg}= 35^{\circ}\text{C})$$

6.3 Termostatik Genişleme Elemanı Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Kompresör Kullanması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının kuru termometre sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.39–6.50’de gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği

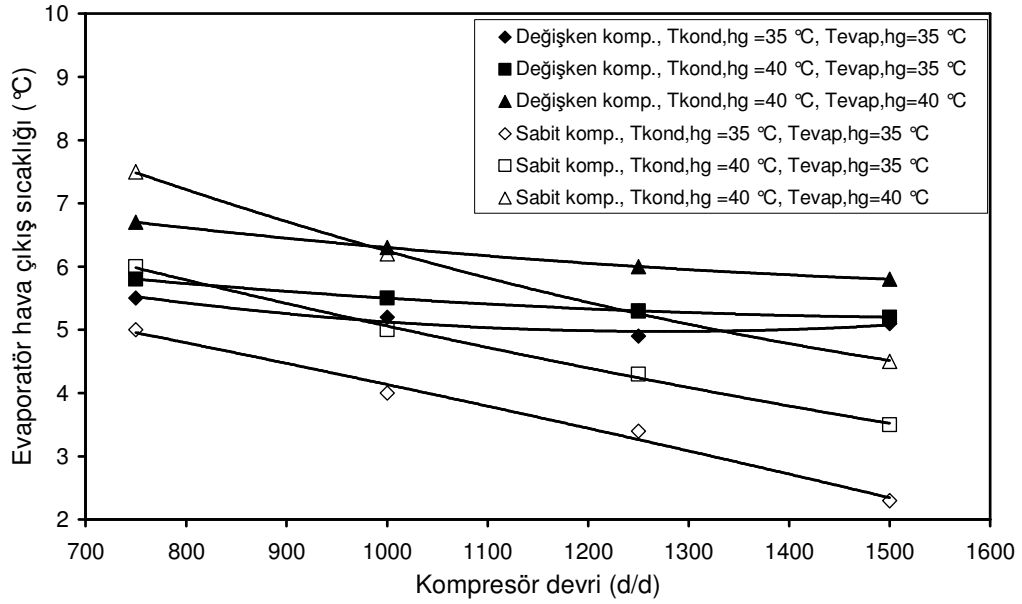
deneylerde, evaporatör ve kondenserden geçen hava akımlarının hızları, sırasıyla 3.0 ve 2.8 m/s olarak tutulmuştur.



Şekil 6.39: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.39'da gösterilmiştir. Her iki sistem için kompresör devrinin artması ve evaporatör ile kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının azalması sonucu, evaporatör basıncı azalma eğilimi göstermektedir. Evaporatör basıncı azalması ile soğutucu akışkanın kızgınlığı düşme eğilimi göstermektedir. Soğutucu akışkanın kızgınlığının düşme eğilimi göstermesine karşın TXV'li sistemin kısılması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde özellikle kondensere ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının 35°C olması durumunda, artan kompresör devri ile evaporatör basıncı 2 barın altına düşme eğilimi göstermektedir. Evaporatör basıncının düşme eğilimine karşın kapasite kontrol sistemi devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının daha da

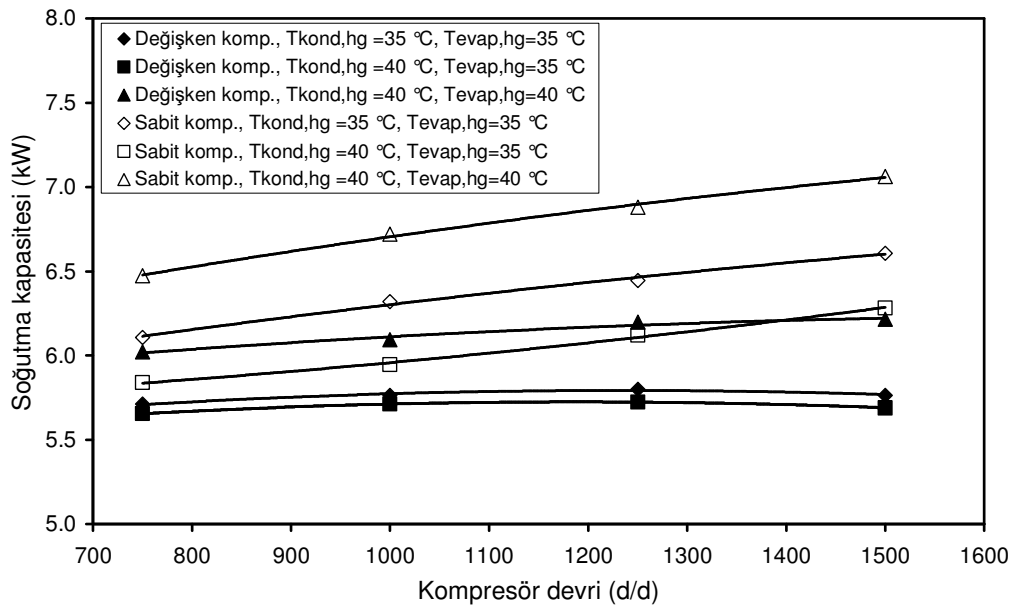
düşmesini engellemektedir. Böylece, buharlaşma sıcaklığının aşırı düşerek evaporatör yüzeylerinde buzlanmaya yol açması önlenmektedir. Bu durumda, değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde buharlaşma sıcaklığı yeniden artarken, sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde buharlaşma sıcaklığı azalmaya devam etmektedir. İlgili hava giriş sıcaklıklarına ait eğride, kapasite kontrol sisteminin etkisi açık olarak gözlenmektedir.



Şekil 6.40: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.40'da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalmakta; bunun sonucunda evaporatör hava çıkış sıcaklığı düşmektedir. Kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Buna bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı yükselmektedir. Değişken kapasite kompresör kullanan sistemde özellikle kondensere ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının düşmesi durumunda, artan kompresör devri ile kapasite kontrol sistemin devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının daha da düşmesini engellemektedir. Böylece, buharlaşma

sıcaklığının düşmesi önlenmekte ve bunun sonucunda evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığındaki değişimin, sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemdeki kadar büyük olmadığı görülmektedir. TXV'nin evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığını algılayarak akışkan debisini değiştirmesi nedeni ile buharlaşma sıcaklığı düşmekte ve dolayısıyla, yukarıda ifade edildiği gibi değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisi ile evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığı daha çok artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığı azalmaktadır.

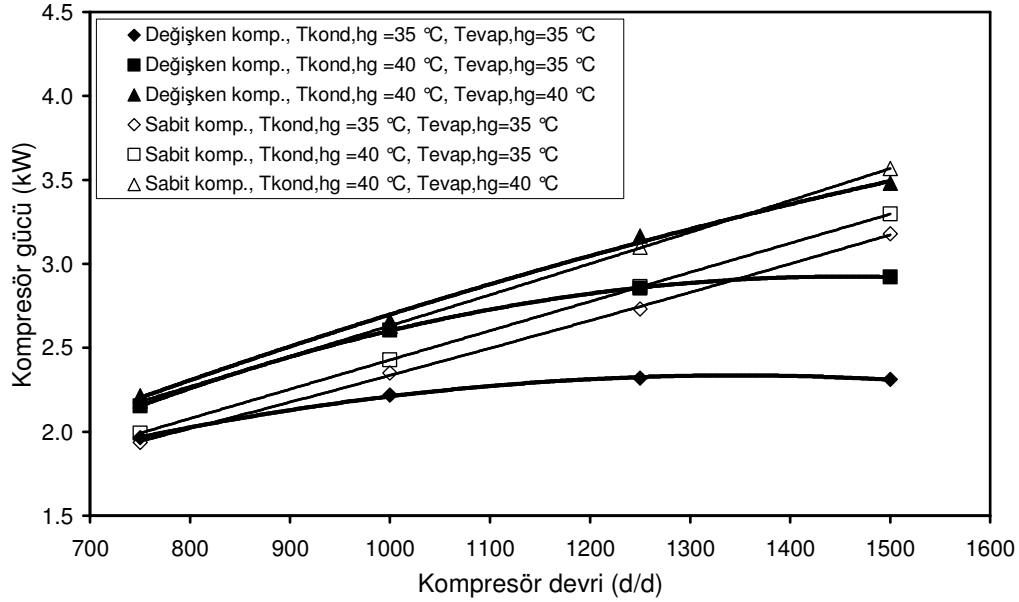


Şekil 6.41: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.41'da sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile genel olarak soğutma kapasitesi artmaktadır. Kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta; evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile de soğutma kapasitesi artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının 35°C olması durumun da kapasite kontrol sisteminin etkisi ile soğutma kapasitesinde hafif bir azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Sabit

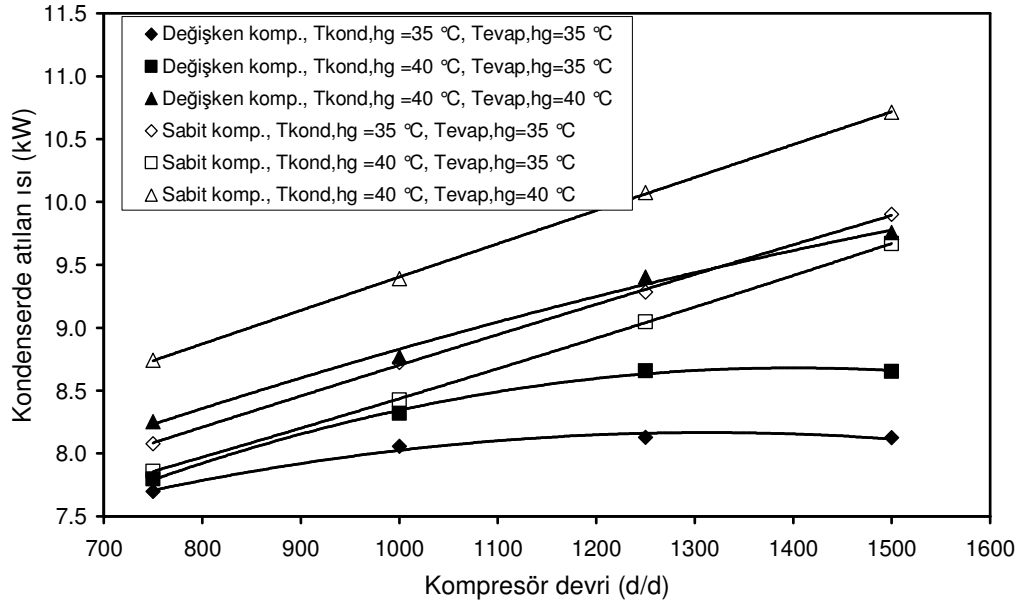
kapasiteli kompresör kullanan sistemin, değişken kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre daha düşük buharlaşma sıcaklığına ve evaporatör çıkış hava sıcaklığına sahip olmasından dolayı daha yüksek kapasitede soğutma yapabildiği görülmektedir.



Şekil 6.42: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

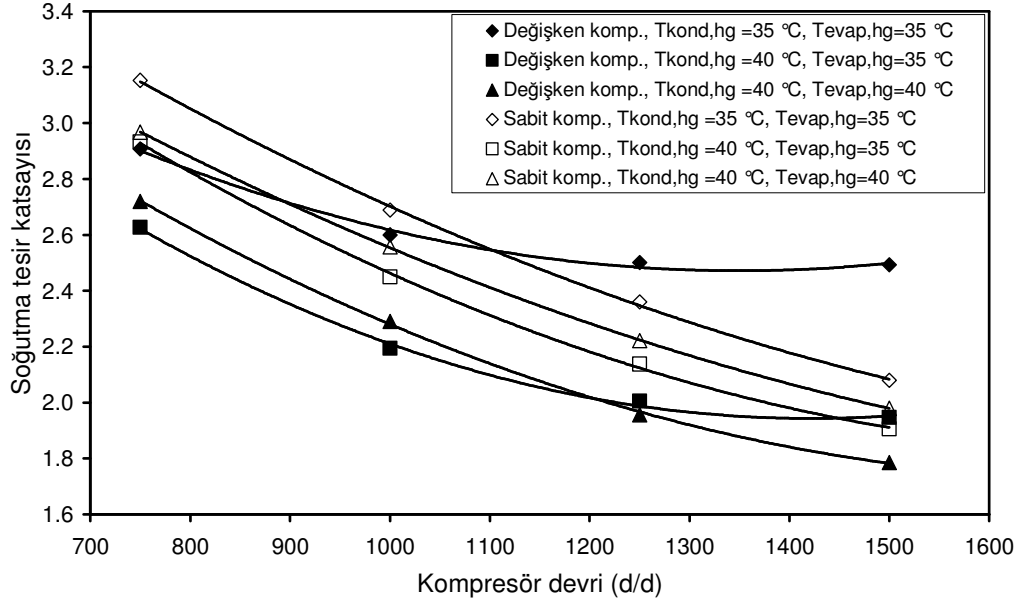
$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.42’de gösterilmektedir. Kompresör gücü, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artması ve evaporatör basıncının azalması sonucu artmaktadır. Kondenser ve evaporatör giriş hava sıcaklıklarının artışı ile kompresör gücü artış göstermektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı azaldığı durumlarda kompresör devri yükseldikçe kapasite kontrolün etkisi ile kompresör gücü azalma eğilimi göstermektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise kompresör devrinin artışı ile kompresör gücü liner bir şekilde artış göstermektedir. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile değişken kapasiteli kompresör kullanan sisteminin kompresör gücündeki artışın, sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemden daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir.



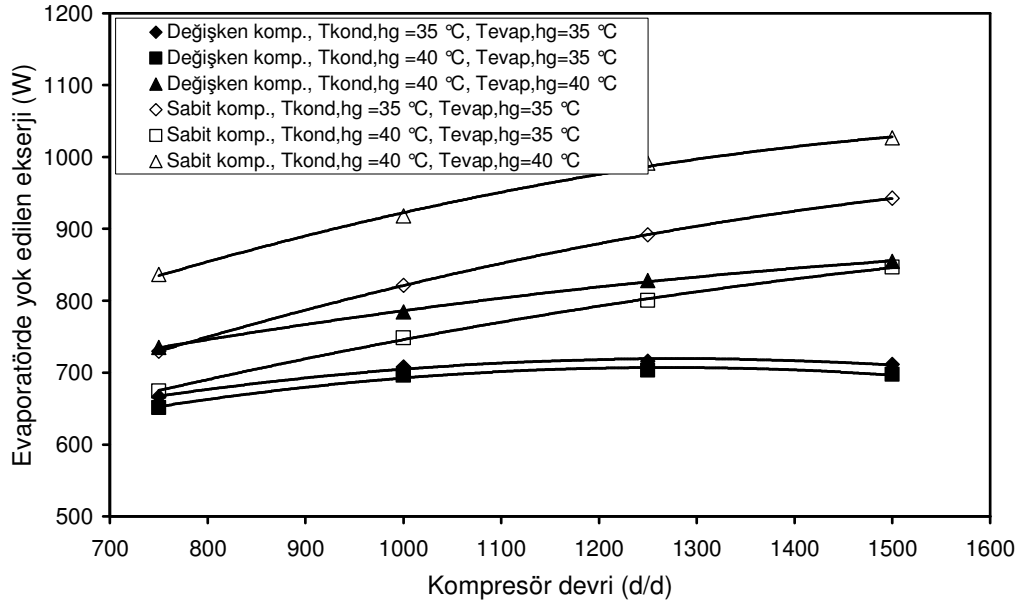
Şekil 6.43: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.43’de görülmektedir. Kompresör devrinin ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile kondenserden atılan ısı artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı sıcaklığı artması sonucu değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserden atılan ısı artmakta iken sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise azalmaktadır. Kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamı olduğundan, Şekil 6.41–6.42 incelendiğinde, kondenserden geçen hava akımı sıcaklığının artması ile sabit kapasiteli kompresörün soğutma kapasitesindeki azalmanın değişken kapasiteli kompresöre göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kompresör gücündeki artışın daha düşük olması nedeni ile, kondenserden atılan ısı birinde artarken diğerinde azalma eğilimi göstermektedir. Evaporatör giriş hava sıcaklığının artması ile artma eğilimi gösteren soğutucu akışkan kızgınlığını normal değerde tutmak amacıyla TXV’nin soğutucu akışkan debisini arttırması sonucu kondenserden atılan ısı her iki sistemde de artış göstermektedir.



Şekil 6.44: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

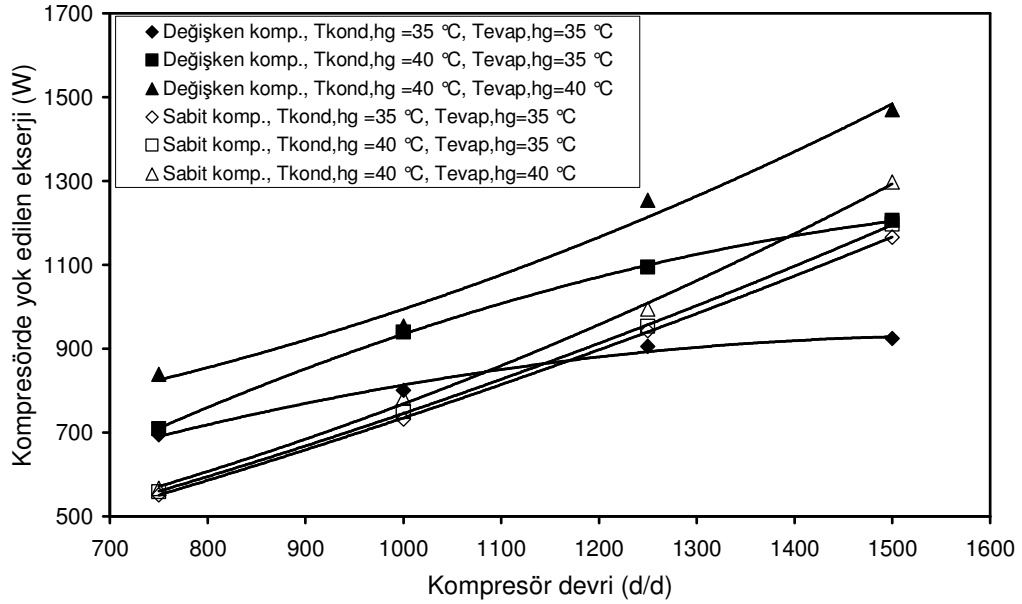
Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.44’de görülmektedir. Her iki sistem için STK’nın genel olarak kompresör devri ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile azaldığı, evaporatör giriş hava sıcaklığının artması sonucu arttığı görülmektedir. Kondenser giriş hava sıcaklığının artmasına bağlı olarak kompresör gücünün artması ve soğutma kapasitesinin azalması, STK’nın azalmasına yol açmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde STK’nın, artan kondenser hava giriş sıcaklığı ile azaldığı, azalan evaporatör hava giriş sıcaklığı ile kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucunda yaklaşık 1250 d/d kompresör hızından itibaren ise arttığı görülmektedir. TXV’nin düşük evaporatör giriş hava akımı sıcaklıklarında, soğutucu akışkan kızgınlığının azalma eğilimine karşı kısılmasına bağlı olarak evaporatör basıncının düşmesi sonucunda değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisini arttırması ile STK değerindeki artış eğilimini daha da yükselmektedir.



Şekil 6.45: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda Evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.45’de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatördeki soğutucu akışkan sıcaklığının azalması sonucu yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile de soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı artmasına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenser giriş havası sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatörde yok edilen ekserjinin, sabit kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre kondenserden geçen hava akımı sıcaklığından daha az etkilendiği görülmektedir. Şekil 6.39 incelendiğinde, değişken kapasiteli kompresörün $T_{kond,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ koşulu için buharlaşma sıcaklıklarının birbirine yakın olmaları, evaporatördeki yok edilen ekserjini hemen hemen aynı olmasının nedenini göstermektedir. Yine Şekil 6.39’a bakıldığında TXV’nin etkisi ile buharlaşma sıcaklığının sabit kapasiteli kompresör değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemden daha düşük olması, sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin evaporatöründe yok edilen ekserjinin daha büyük olmasına yol açmaktadır.

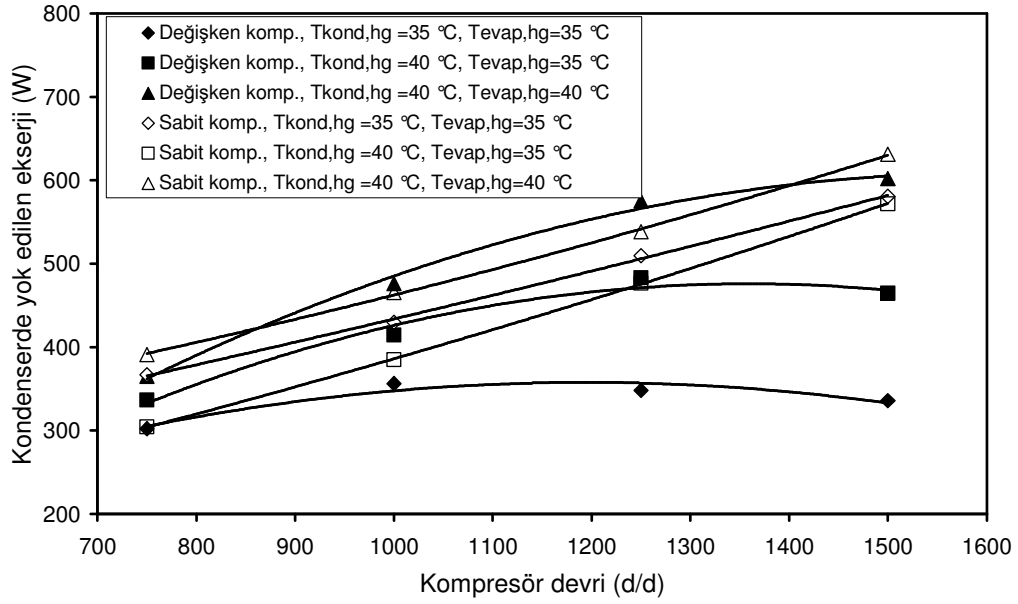


Şekil 6.46: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.46'da sunulmuştur. Kompresördeki yok edilen ekserji, kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde belirli şartlarda kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile kompresör strok boyu azalmakta ve bunun sonucunda soğutucu akışkan debisi ile mekanik sürtünmeler azaldığı için kompresördeki yok edilen ekserji düşmektedir. Genel olarak bakıldığında, değişken kapasiteli kompresörde yok edilen ekserjinin, sabit kapasiteli kompresöre göre özellikle düşük devirlerde daha yüksek olduğu görülmektedir.

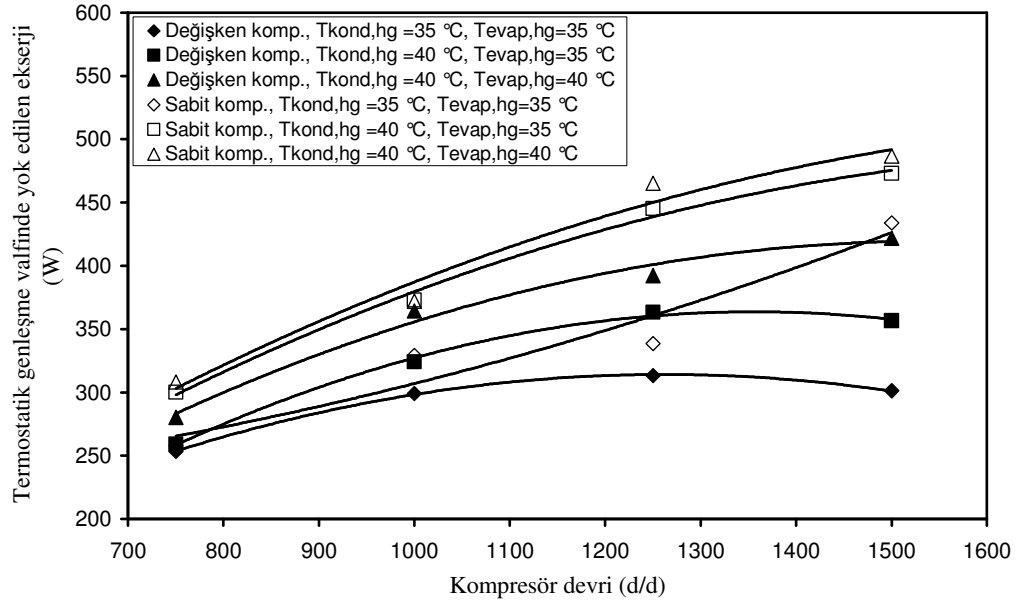
Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.47'de gösterilmiştir. Genel olarak kompresör devrinin ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenserdan geçen hava akımı sıcaklığı artması sonucu değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserde yok edilen ekserji artmakta iken sabit kapasiteli kompresör kullanan

sistemde ise azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde düşük evaporatör hava giriş sıcaklıklarında artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sistemin etkisi sonucu, soğutucu akışkan sıcaklığının azalmasına bağlı olarak kondenserdeki yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir.



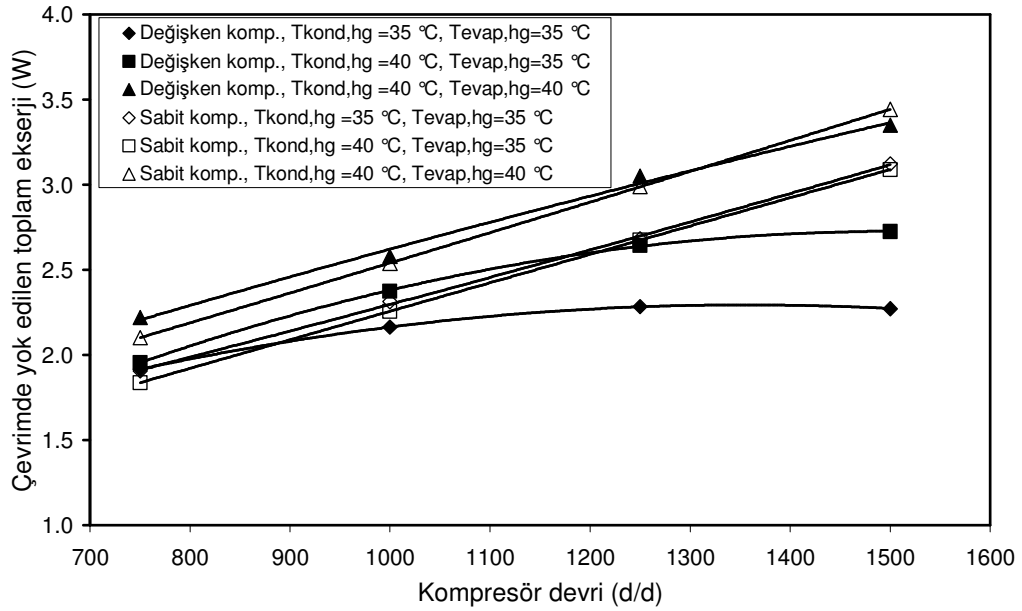
Şekil 6.47: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda termostatik genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.48'de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta; bu ise soğutucu akışkanın, TXV'nin dar kesitinden geçerken maruz kaldığı sürtünmeyi arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucunda, TXV'de yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı zamanda kompresör devriyle TXV'nin giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artması, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları yükseldikçe TXV'deki yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde kompresör devri artması ile kapasite kontrol devresinin etkisi sonucu soğutucu akışkan debisini azalmaktadır. Bunun sonucunda, yok edilen ekserji azalmaktadır.



Şekil 6.48: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giri sıcaklıklarına bağlı olarak termostatik genişleme valfinden yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

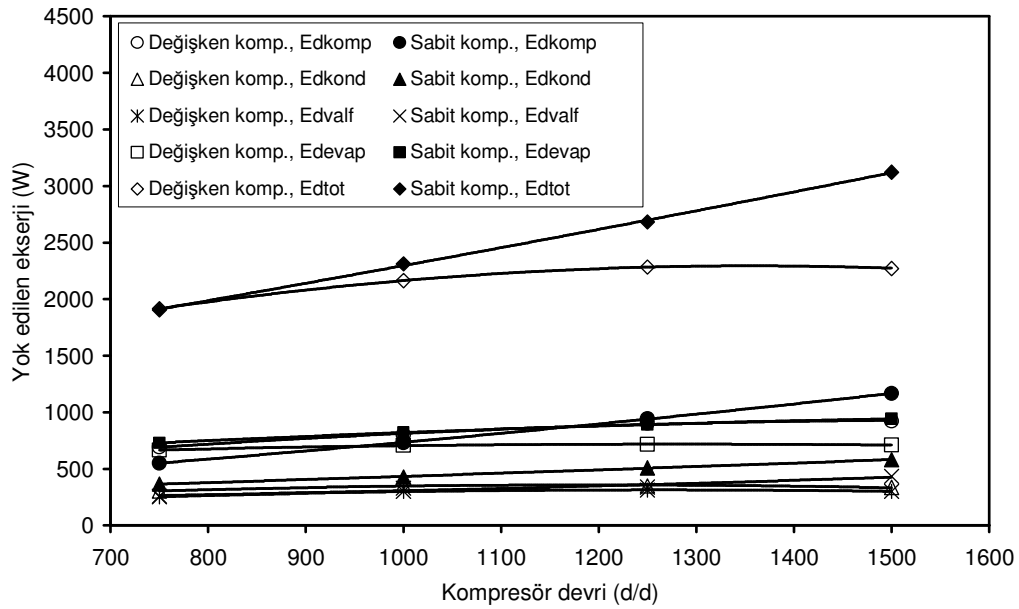
$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$



Şekil 6.49: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giri sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.49'da görülmektedir. Genel olarak çevrimde yok edilen ekserji kompresör devri ile evaporatör ve kondenserden geçen hava akımı sıcaklıklarının artması ile artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatör giriş hava sıcaklığının düşük olduğu durumlarda artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu, çevrimde yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir. Sabit kapasiteli kompresörde kondenser hava giriş sıcaklığının artışının çevrimde yok edilen ekserjiye önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.50: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
 $(V_{ort, evap} = 3.0 \text{ m/s}, V_{ort, kond} = 2.8 \text{ m/s}, T_{kond, hg} = 35^\circ\text{C}, T_{evap, hg} = 35^\circ\text{C})$

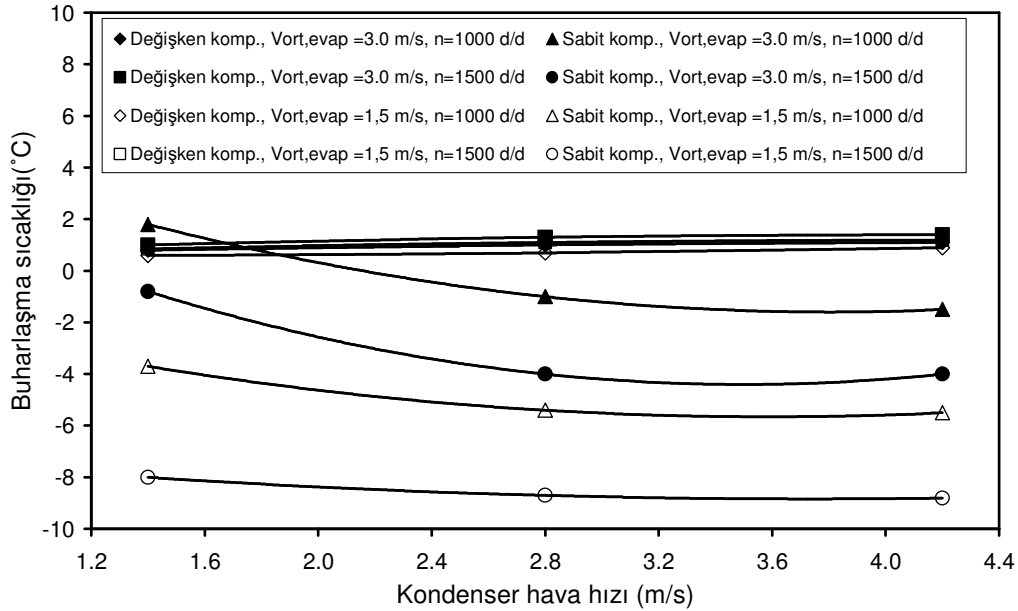
Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda sistemin çeşitli elemanlarında ve sistemin tamamında yok edilen ekserjilerin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.50'de görülmektedir. Her iki sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşeninin kompresörlerden kaynaklandığı görülmektedir. Bunu, sırasıyla evaporatör ile kondenser ve TXV izlemektedir. Genel olarak kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Bu artış daha çok

kompresörde yok edilen ekserjide olmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesi sonucu yok edilen ekserjiler önce artış göstermekte, belirli bir devirden sonra kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda sistem elemanlarındaki yok edilen ekserjiler düşmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artışı ile kondenserdeki ve kompresördeki yok edilen ekserjinin katkısı önemli ölçüde artmaktadır.

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının hızlarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.51–6.57’de gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondensere geçen hava akımlarının giriş sıcaklıkları, 35°C’de tutulmuştur. 1000 ve 1500 d/d’lık kompresör hızlarının her biri için evaporatörden geçen hava akımı hızı 3.0 ve 1.5 m/s değerlerine getirilerek, her devir ve evaporatör hava akım hızı için kondensere geçen hava akımı hızı 1.4, 2.8 ve 4.2 m/s değerlerine ayarlanmıştır. Belirtilen çalışma şartlarında sistemin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiştir.

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kondensere geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.51’de gösterilmiştir. Kondensere ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması nedeniyle, şekillerde belirtilen deney şartlarında değişken kapasiteli kompresör kullanan sistem için artan kompresör devri ile evaporatör basıncı 2 barın altına düşme eğilimi göstermektedir. Bu durumda kapasite kontrol sistemi devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının 2 barın altına düşmesini engellemektedir. Bu durumda değişken kapasiteli kompresörün buharlaşma sıcaklığı 0–2°C arasında değişmektedir. Değişken kapasiteli kompresörde, kondensere geçen hava akım hızının artması sonucu kondenser basıncı azalmaktadır. Kondenser basıncının azalmasına bağlı olarak evaporatör basıncı da azalma eğilimi göstermekte, ancak bu durumda kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığında hafif bir artış görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile buharlaşma sıcaklığı hafifçe artmaktadır. Kompresör

devri arttığında ise, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığının düşmeyip, aksine hafif olarak yükseldiği görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise evaporatör hava akımı hızının azalması ile kondenser hava hızının ve kompresör devrinin artması sonucu evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının azaldığını görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalması sonucu buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak evaporatör basıncı da artmaktadır. Evaporatör basıncının artması sonucu, buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir.

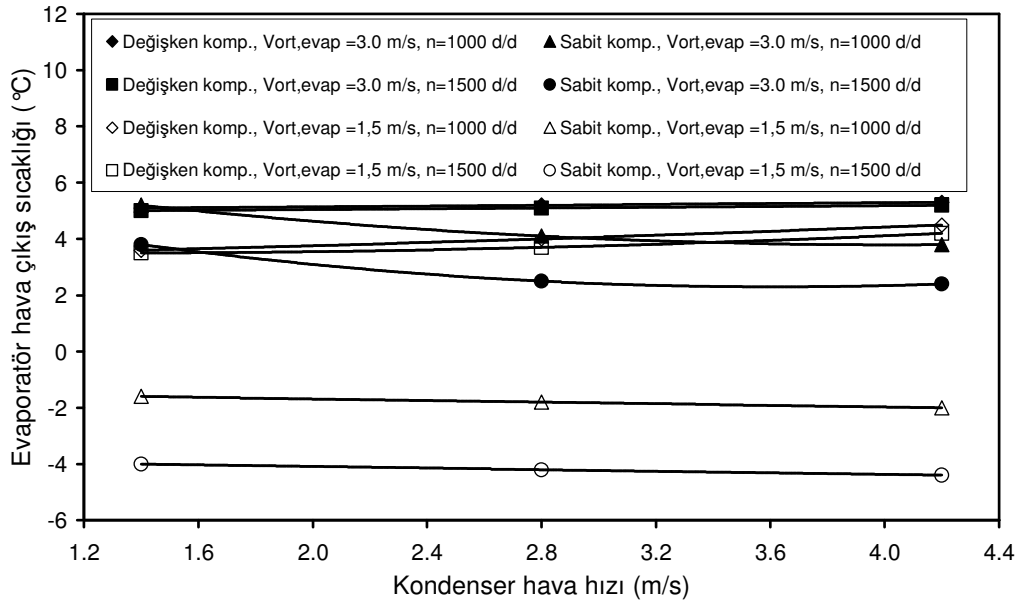


Şekil 6.51: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}}= 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}}= 35^{\circ}\text{C})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda evaporatörden çıkan hava akımı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımı hızı ile değişimi, Şekil 6.52'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta, buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Bunun sonucunda

evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. Evaporatör hava akım hızı azalması ile buharlaşma sıcaklığının düşmesine bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin buharlaşma sıcaklığındaki değişimin sabit kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre daha hafif olması, evaporatör çıkış hava sıcaklığındaki değişiminin de düşük değerlerde olmasına neden olmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise kondenser hava akım hızının artması ile buharlaşma sıcaklığını azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının azalması ile genel olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserden geçen hava akımı hızıyla birlikte evaporatör hava çıkış sıcaklığının biraz yükselmesi ise, kondenser hava hızıyla birlikte kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda evaporatör buharlaşma sıcaklığının yükselmesinden kaynaklanmaktadır.

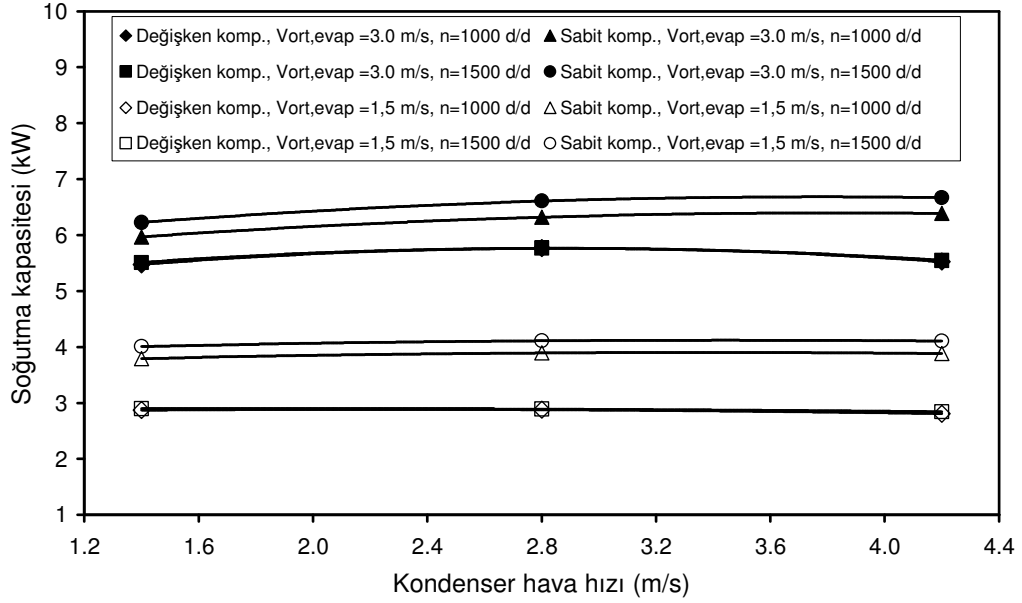


Şekil 6.52: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{kond,hg}= 35^{\circ}\text{C}, T_{evap,hg}= 35^{\circ}\text{C})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.53'de verilmiştir. Evaporatörden geçen havanın hızının azalması ile evaporatörden geçen hava akım sıcaklığı düşmesine rağmen hava kütleli debisinin de azalması

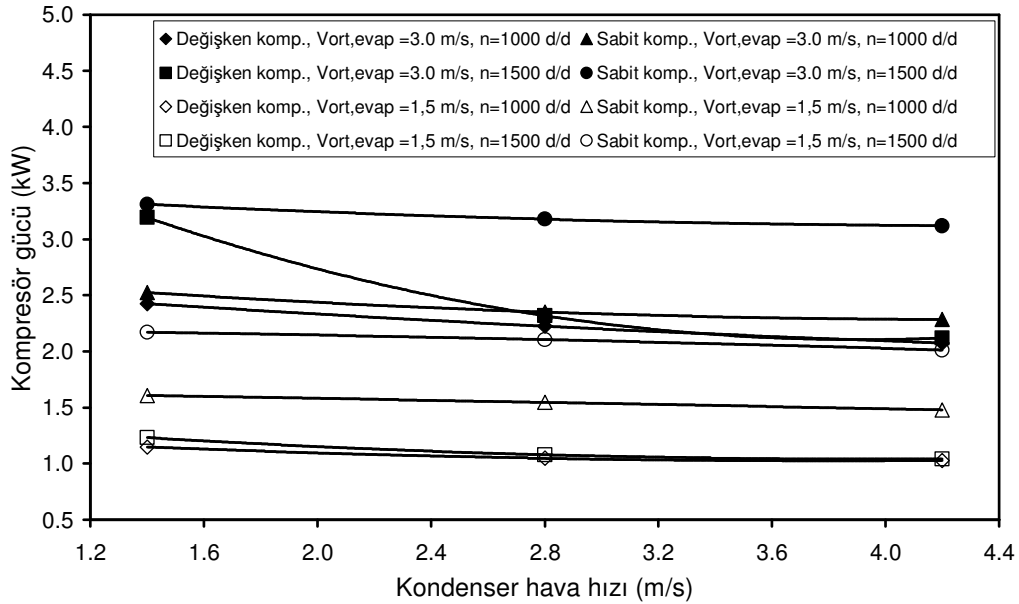
sonucu soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının artmasıyla birlikte, soğutma kapasitesinin evaporatörden ve kondenserden geçen hava akımı hızlarına bağlı olarak artma veya azalma yönünde hafifçe değiştiği görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu, kompresör devri ile soğutma kapasitesinde önemli bir değişim olmadığı gözlemlenmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise kompresör hızının artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. Yine değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisi ile soğutucu akışkan debisinin sabit kapasiteli kompresöre göre daha düşük olması, soğutma kapasitesinin az olmasına neden olmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin soğutma kapasitesine kompresör devrinin ve kondenserden geçen hava akımı hızının etkisi fazla olmamakla birlikte evaporatör hava akımı hızının değişiminin önemli bir etkisi olduğu görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artması soğutucu akışkan debisini artmasına bağlı olarak soğutma kapasitesi artmaktadır.



Şekil 6.53: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

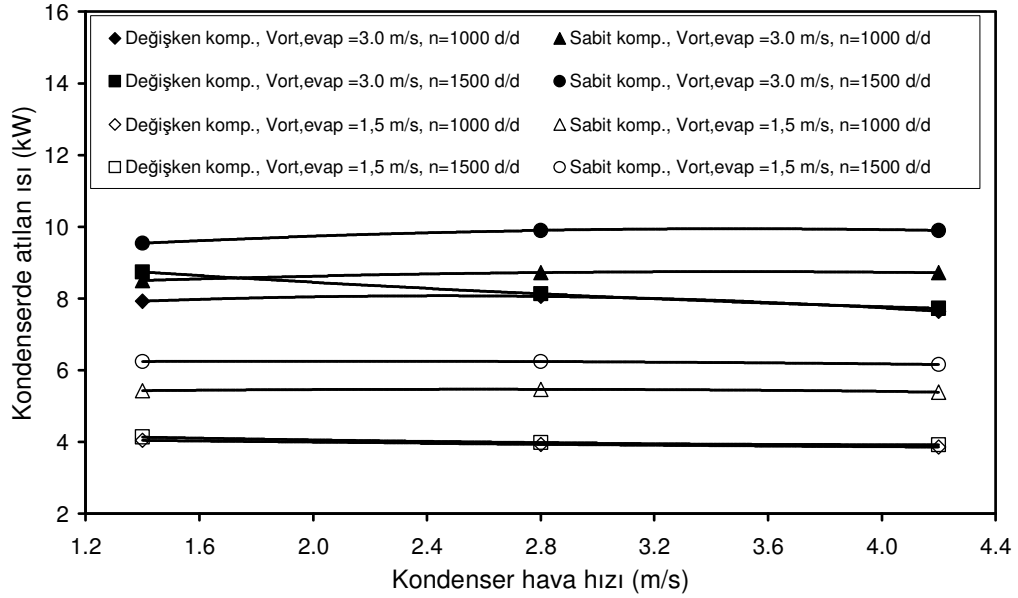
$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.54’de görülmektedir. Kompresör gücü, kompresör devrinin atması ile artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak kompresör gücü artmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak kompresör gücü azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kapasite kontrolünün etkisi ile kompresör gücü daha çok azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde kondenser hava akımı hızının düşük olduğu durumlarda, kompresör devriyle birlikte kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Ancak, kondenser hava hızı arttıkça kondenser basıncının düşmesi ve bu nedenle evaporatör basıncının da düşme eğilimi göstererek kapasite kontrol sisteminin etkili olması sonucunda, yüksek kondenser hava hızlarında kompresör gücünün devir ile önemli ölçüde değişmediği gözlemlenmektedir.



Şekil 6.54: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$



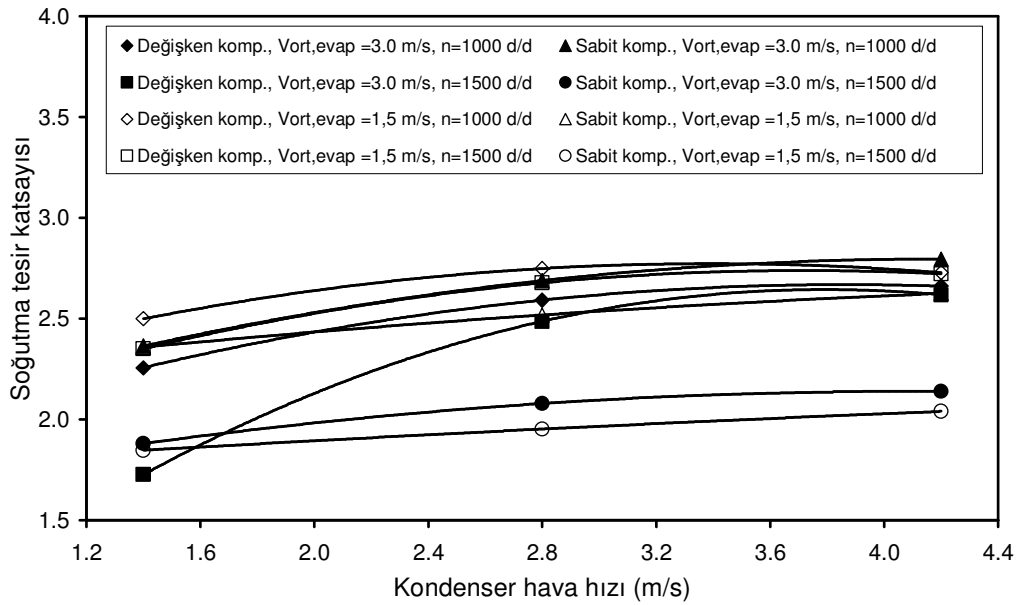
Şekil 6.55: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenserde atılan ısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.55’de görülmektedir. Kondenslerden geçen hava akımı hızı artması ile değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kapasite kontrolün etkisi sonucu kondenserde atılan ısıda azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise artma eğilimi görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün artması sonucunda kondenslerden atılan ısı da artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kondenslerden atılan ısı daha çok evaporatör hava akımı hızının bir fonksiyonu olarak görünmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise kompresör devri ve evaporatör hava akımı hızının artması ile kondenslerden atılan ısı artmaktadır.

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.56’da gösterilmiştir. STK’nın artan kompresör devriyle birlikte azaldığı görülmektedir. Kondenslerden geçen hava akımı hızının artması genel olarak STK

değerini artırmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde evaporatörden geçen hava akımı hızı artması ile genel olarak STK artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise kondenserden geçen hava akımı hızının artması ve evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile kapasite kontrol sisteminin etkisi artmaktadır. Bu durumda, kompresör gücü azalmakta ve soğutma kapasitesindeki değişim kompresör gücüne oranla daha az olduğundan STK yükselmektedir. Sabit kapasiteli kompresörün STK değerinin, daha çok kompresör devrinin bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.

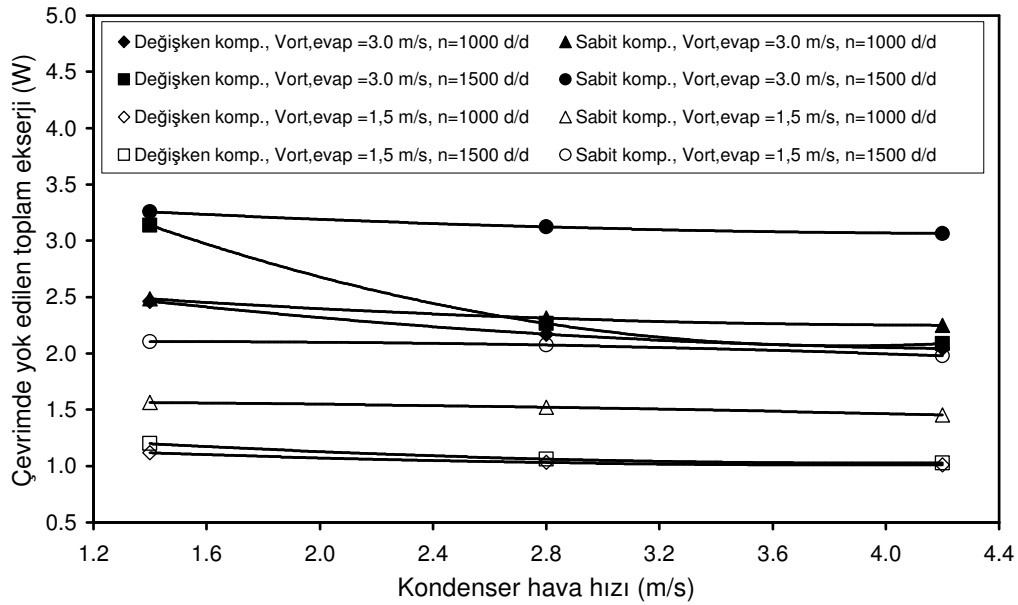


Şekil 6.56: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

$$(T_{kond,hg}= 35^{\circ}\text{C}, T_{evap,hg}= 35^{\circ}\text{C})$$

Termostatik genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda çevrimdeki yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.57’de sunulmuştur. Evaporatörden geçen hava akımının hızı düştükçe soğutucu akışkan debisi azalmakta, bunun sonucunda çevrimin her bir elemanında yok edilen ekserji azaldığından çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Kondenser hava hızının azalması ile çevrimde yok edilen toplam ekserji artmakta; kompresör devrinin artması ile de yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Değişken

kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatörden geçen hava hızının yüksek olduğu durumlarda, kondenserden geçen hava akımı hızının azalması veya kompresör devrinin artması sonucu yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Kondenser hava hızının artması ile kondenser basıncının azalması sonucu kapasite kontrol sisteminin etkisinin artması ile yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörlü sistemde yok edilen ekserjinin, özellikle evaporatör hava akımı hızının azaldığı durumlarda evaporatör hava akımı hızının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.



Şekil 6.57: Termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

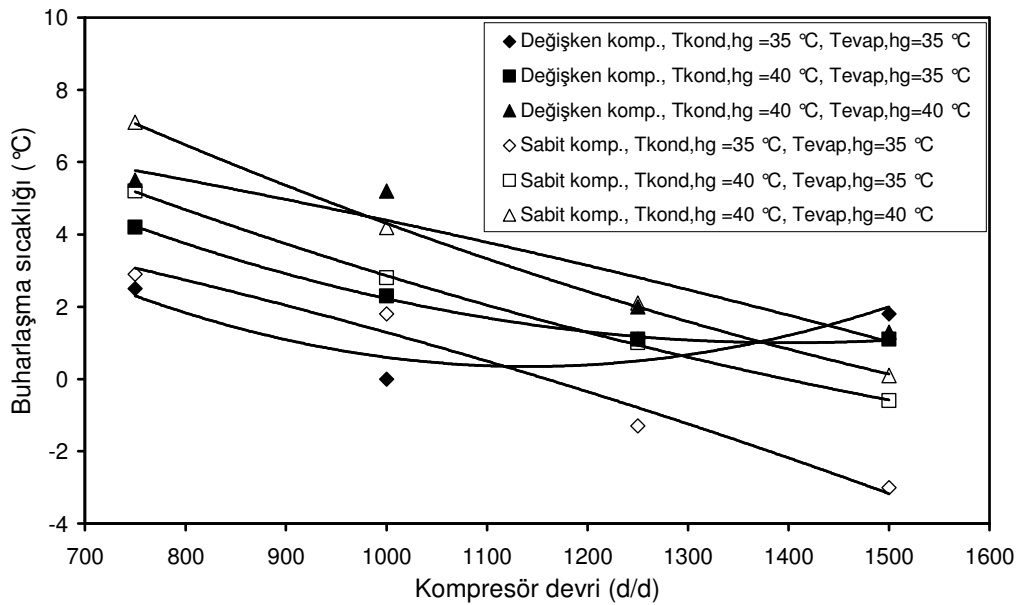
$$(T_{\text{kond,hg}}= 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}}= 35^{\circ}\text{C})$$

6.4 Orifis Tüplü Genleşme Elemanı Kullanan Deneysel Otomobil Klimasının Farklı iki tip Kompresör Kullanılması Durumundaki Karşılaştırmalı Performansı

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının kuru termometre sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.58–6.69'da gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği

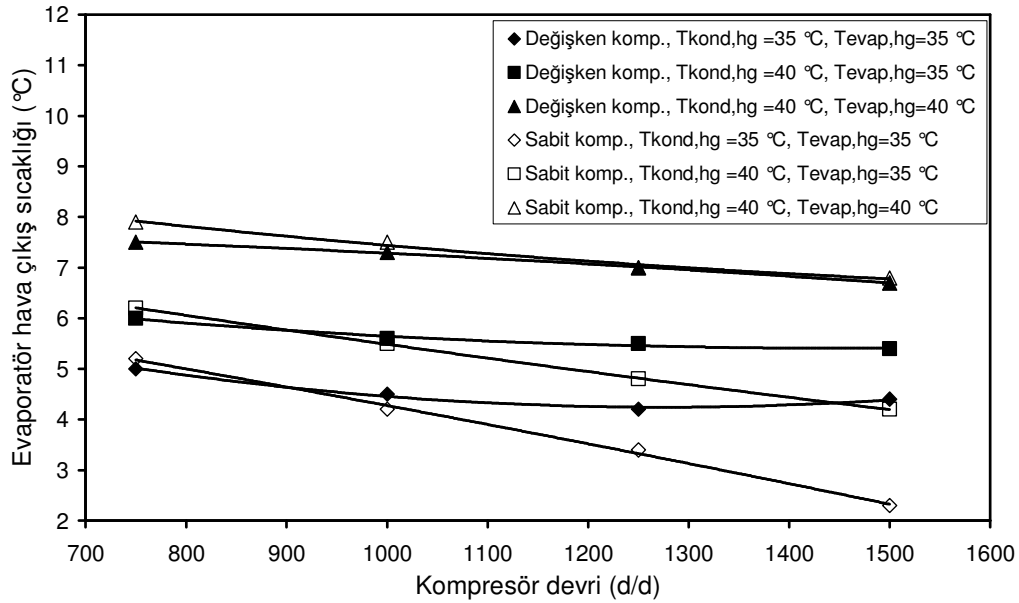
deneylerde, evaporatör ve kondenserden geçen hava akımlarının hızları, sırasıyla 3.0 ve 2.8 m/s olarak tutulmuştur.

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.58’de gösterilmiştir. Her iki sistem için kompresör devrinin artması ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının azalması sonucu, evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde özellikle kondensere ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının 35°C olması durumunda, artan kompresör devri ile evaporatör basıncı 2 barın altına düşme eğilimi göstermektedir. Bu durumda kapasite kontrol sistemi devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının daha da düşmesini engellemektedir. Böylece, buharlaşma sıcaklığının aşırı düşerek evaporatör yüzeylerinde buzlanmaya yol açması önlenmektedir. İlgili hava giriş sıcaklıklarına ait eğride, kapasite kontrol sisteminin etkisi açık olarak gözlenmektedir.



Şekil 6.58: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.59’da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalmakta; bunun sonucunda evaporatör hava çıkış sıcaklığı düşmektedir. Kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Buna bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı yükselmektedir. Değişken kapasite kompresör kullanan sistemde özellikle kondensere ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının düşmesi durumunda, artan kompresör devri ile kapasite kontrol sistemin devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının daha da düşmesini engellemektedir. Böylece, buharlaşma sıcaklığının düşmesi önlenmekte ve bunun sonucunda evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığındaki değişimin, sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemdeki kadar olmadığı görülmektedir.

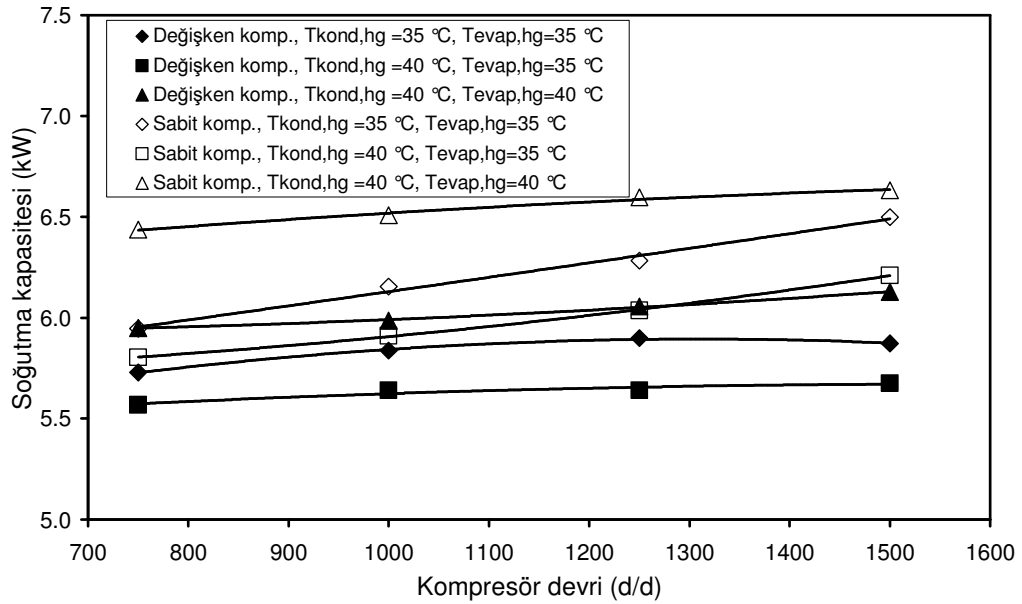


Şekil 6.59: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}= 3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}= 2.8 \text{ m/s})$$

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.60’da sunulmuştur.

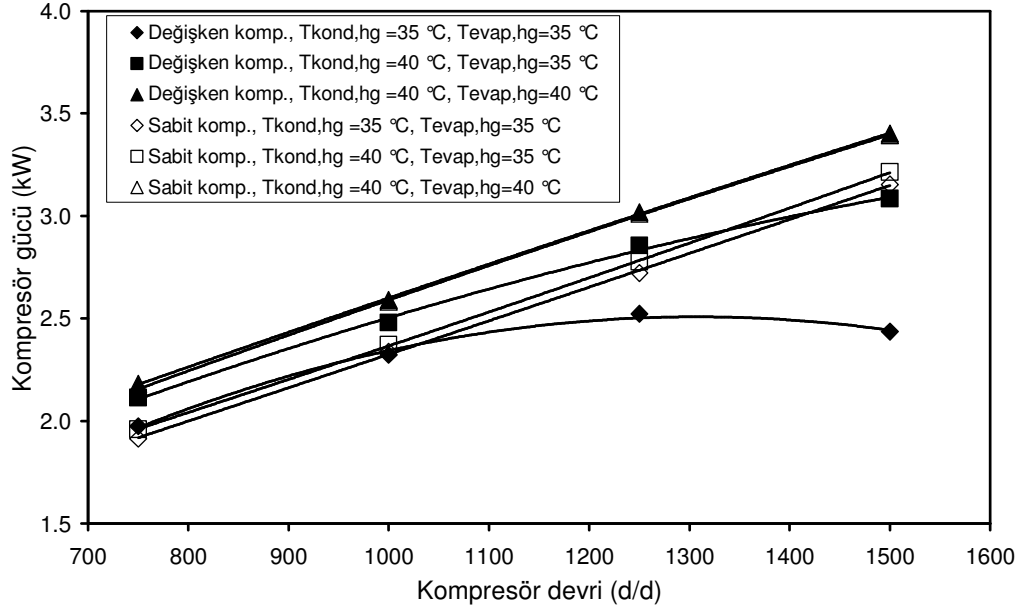
Kompresör devrinin artması ile genel olarak soğutma kapasitesi artmaktadır. Kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta; evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile de soğutma kapasitesi artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının 35°C olması durumunda, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile soğutma kapasitesinde hafif bir azalma eğilimi gözlemlenmektedir.



Şekil 6.60: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

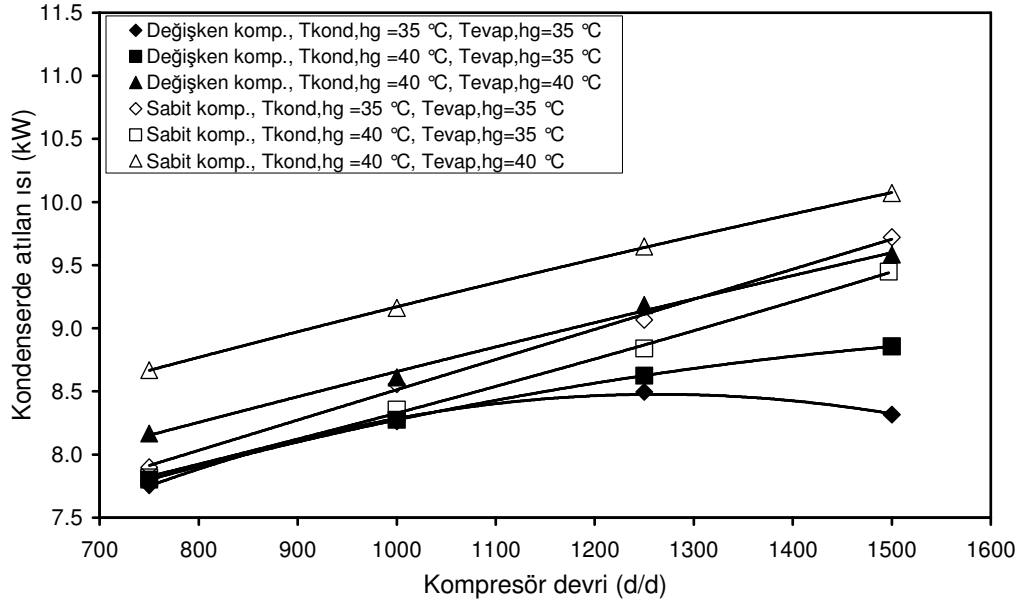
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.61’de gösterilmektedir. Kompresör gücü, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artması ve evaporatör basıncının azalması sonucu artmaktadır. Kondenser ve evaporatör giriş hava sıcaklıklarının artışı ile kompresör gücü artış göstermektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı azaldığı durumlarda kompresör devri yükseldikçe kapasite kontrolün etkisi ile kompresör gücü azalma eğilimi göstermektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise kompresör devrinin artışı ile kompresör gücü lineer bir şekilde artış göstermektedir. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile değişken kapasiteli kompresör kullanan

sisteminin kompresör gücündeki artışın, sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemden daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir.

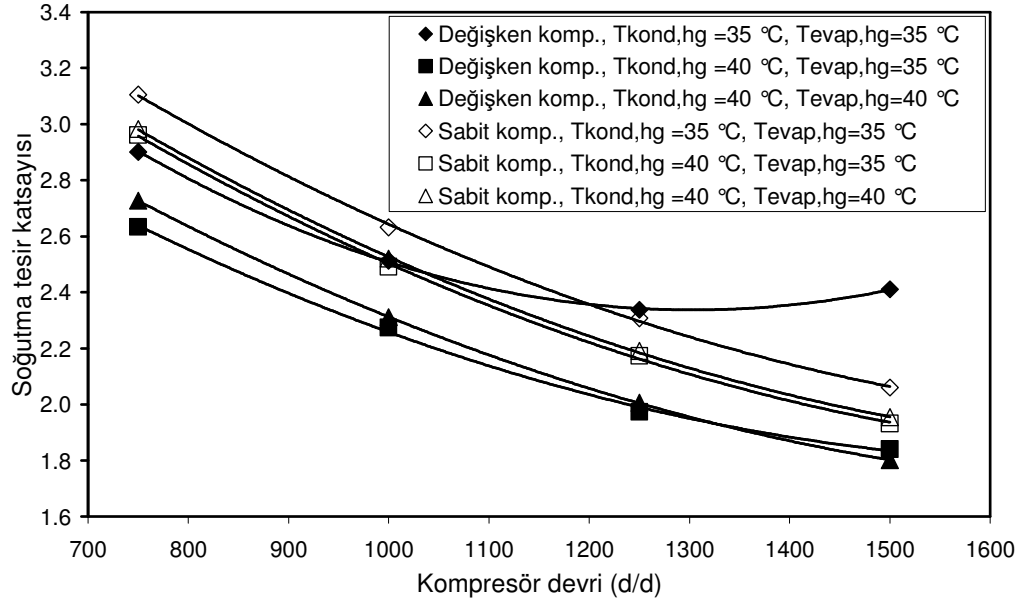


Şekil 6.61: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.62'de görülmektedir. Kompresör devrinin ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile kondenserden atılan ısı artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı sıcaklığı artması sonucu değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserden atılan ısı artarken sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise azalmaktadır. Kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamı olduğundan, Şekil 6.60–6.61 incelendiğinde, kondenserden geçen hava akımı sıcaklığının artması ile sabit kapasiteli kompresörün soğutma kapasitesindeki azalmanın değişken kapasiteli kompresöre göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kompresör gücündeki artışın ise daha düşük olması nedeniyle, kondenserden atılan ısı birinde artarken diğerinde azalma eğilimi göstermektedir.

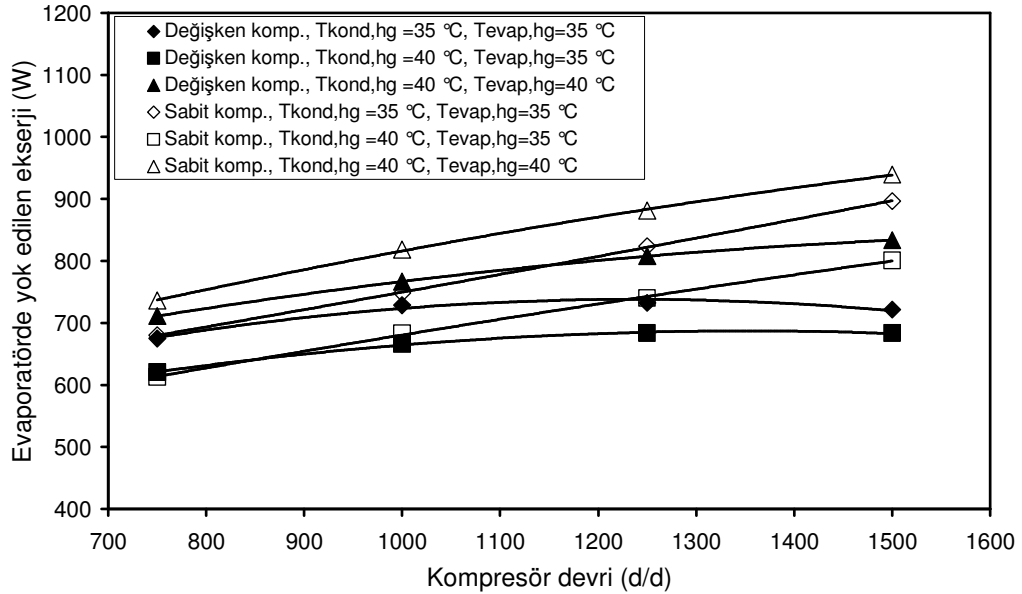


Şekil 6.62: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)



Şekil 6.63: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}= 3.0$ m/s, $V_{ort,kond}= 2.8$ m/s)

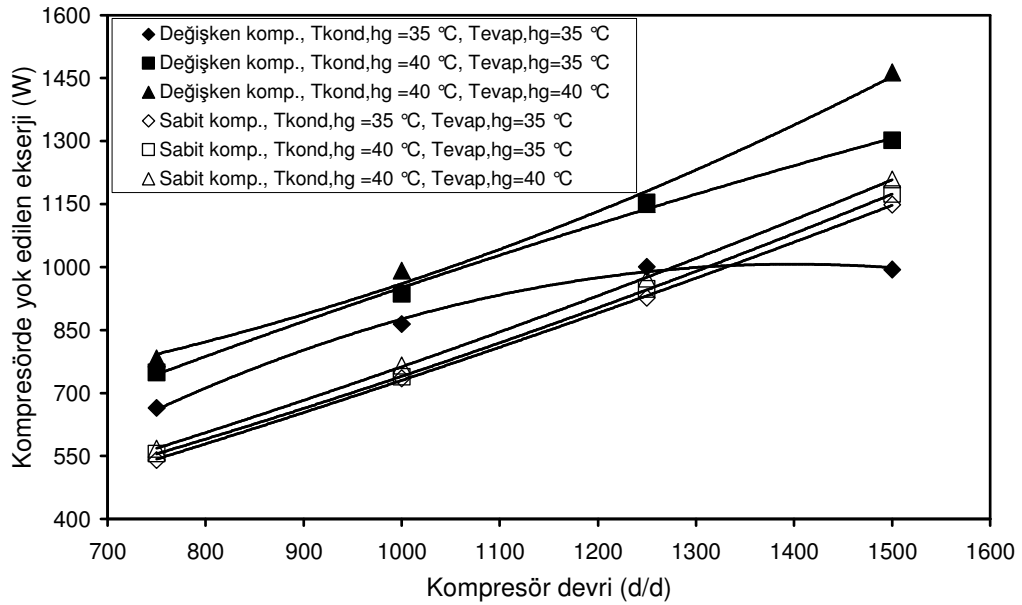
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.63’de görülmektedir. Her iki sistem için genel olarak STK’nın kompresör devri ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile azaldığı, evaporatör giriş hava sıcaklığının artması sonucu ise arttığı görülmektedir. Kondenser giriş hava sıcaklığının artmasına bağlı olarak kompresör gücünün artması ve soğutma kapasitesinin azalması, STK’nın azalmasına yol açmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde STK, artan kondenser hava giriş sıcaklığı ile azalmakta, azalan evaporatör hava giriş sıcaklığı ile kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucunda yaklaşık 1250 d/d kompresör hızından itibaren ise STK’nın arttığı görülmektedir.



Şekil 6.64: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.64’de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatördeki soğutucu akışkan sıcaklığının azalması sonucu yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile de soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı artmasına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenser giriş

havası sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kondenserden geçen hava akımı sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjideki azalmanın, sabit kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre az olduğu görülmektedir. Şekil 6.58 incelendiğinde, değişken kapasiteli kompresörün $T_{kond,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ koşulu için buharlaşma sıcaklıklarının birbirine yakın olmaları, evaporatörde yok edilen ekserjilerin hemen hemen aynı olmasının nedenini göstermektedir.



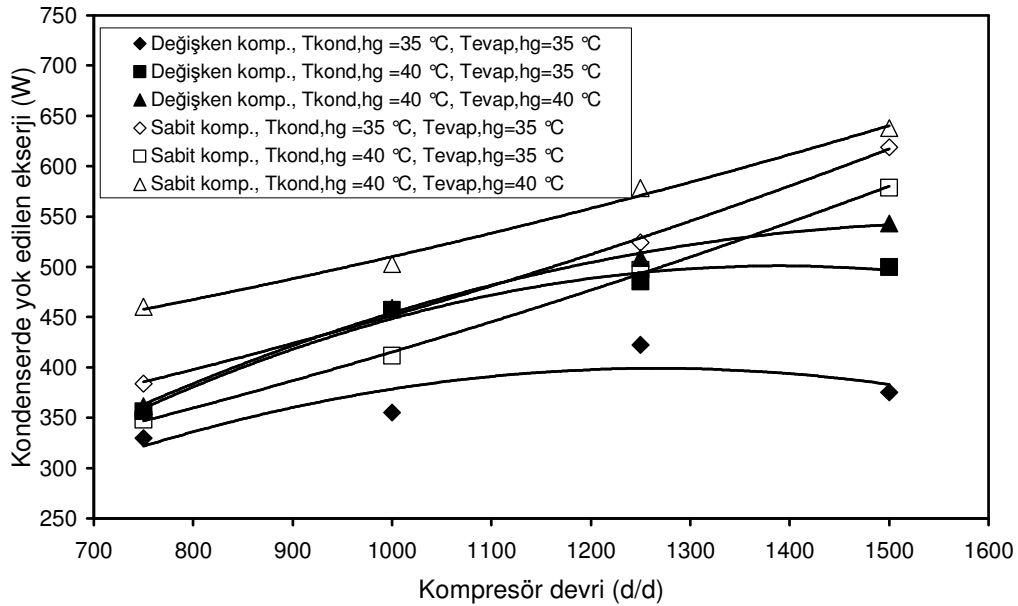
Şekil 6.65: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{ort,evap}=3.0 \text{ m/s}, V_{ort,kond}=2.8 \text{ m/s})$$

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.65'de sunulmuştur. Kompresördeki yok edilen ekserji kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artması ile artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde belirli şartlarda kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile kompresör strok boyu azalmakta ve bunun sonucunda soğutucu akışkan debisi ile mekanik sürtünmeleri azaldığı için kompresördeki yok edilen

ekserji düşmektedir. Genel olarak bakıldığında, değişken kapasiteli kompresörde yok edilen ekserjinin sabit kapasiteli kompresöre göre yüksek olduğu görülmektedir.

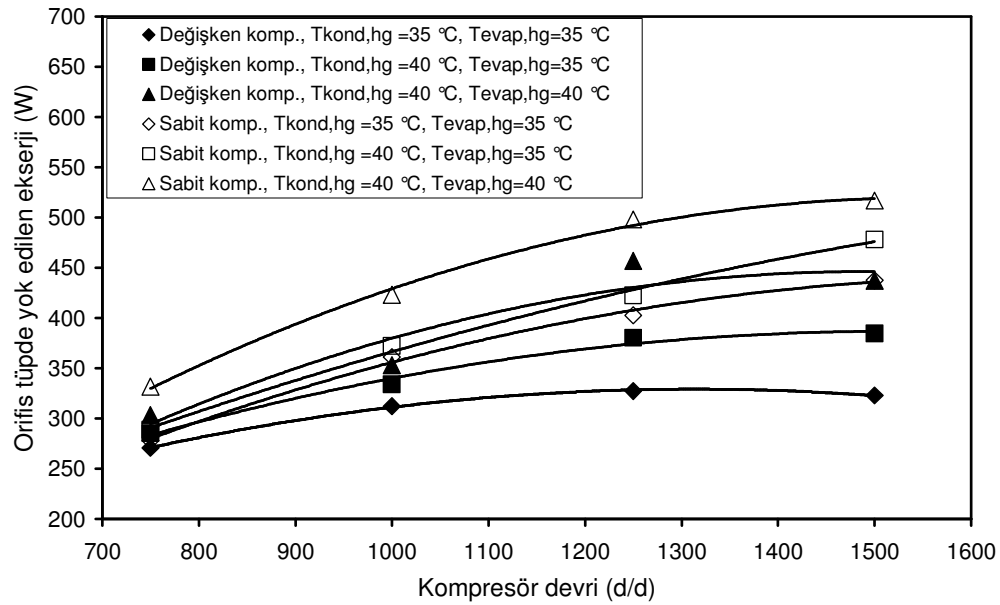
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.66'de gösterilmiştir. Genel olarak kompresör devrinin ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı sıcaklığı artması sonucu değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserde yok edilen ekserji artmakta iken sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde düşük evaporatör hava giriş sıcaklıklarında artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sistemin etkisi sonucu, soğutucu akışkan sıcaklığının azalmasına bağlı olarak kondenserdeki yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir.



Şekil 6.66: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.
($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda orifis tüpte yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.67'de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta; bu

ise soğutucu akışkanın, orifis tüpün dar kesitinden geçerken maruz kaldığı sürtünmeyi arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucunda, orifis tüpteki yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı zamanda kompresör devriyle orifis tüpün giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkın artması, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları yükseldikçe orifis tüpteki yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde, artan kompresör devriyle kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu soğutucu akışkan debisi azalmakta; bunun sonucunda yok edilen ekserji de azalmaktadır.

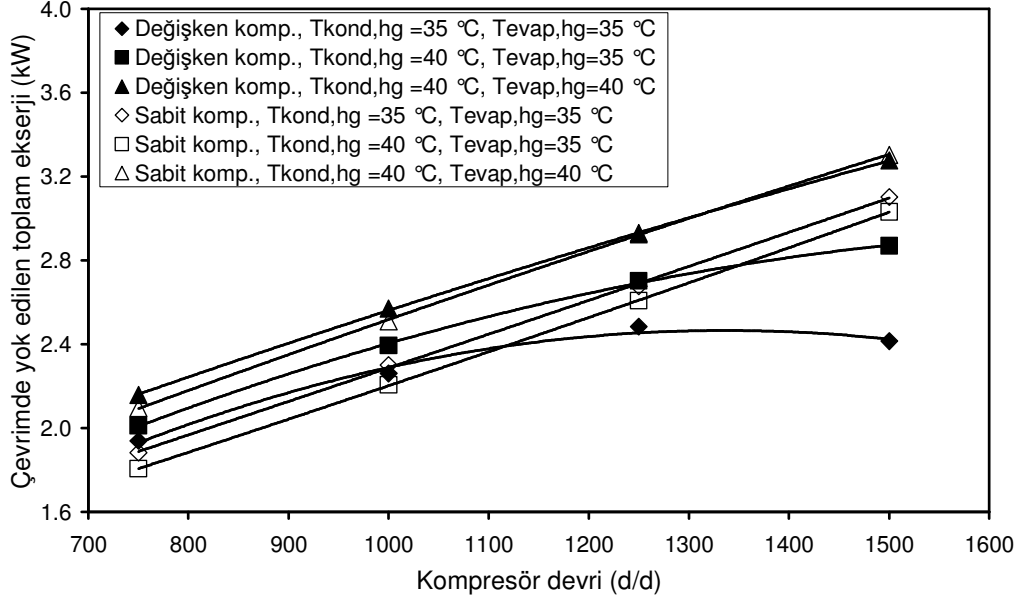


Şekil 6.67: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak orifis tüpünde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{\text{ort,evap}}= 3.0 \text{ m/s}, V_{\text{ort,kond}}= 2.8 \text{ m/s})$$

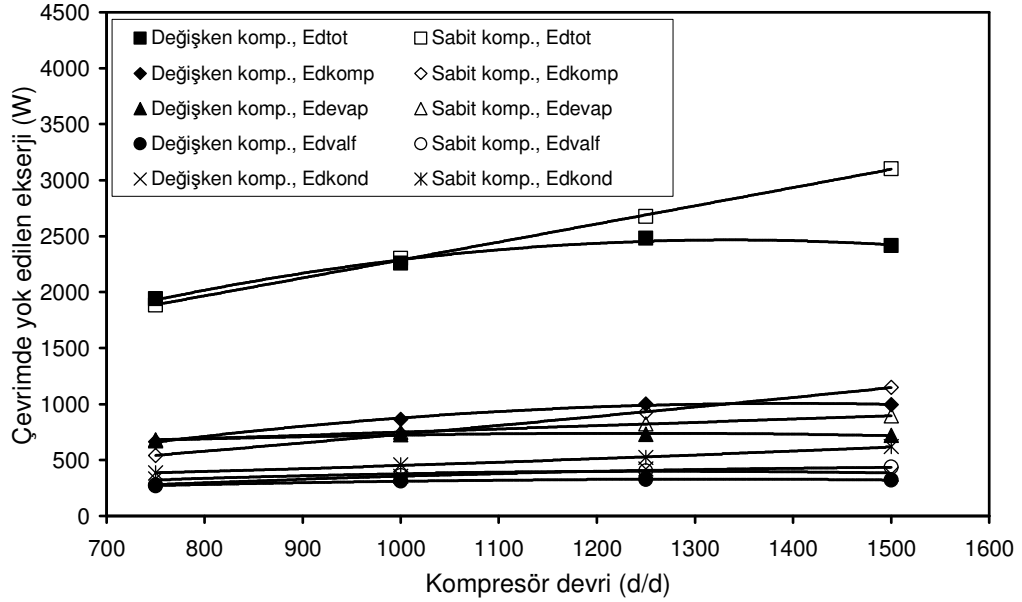
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.68'de görülmektedir. Genel olarak çevrimde yok edilen ekserji, kompresör devri ile evaporatör ve kondensere geçen hava akımı sıcaklıklarının artması ile artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, evaporatör giriş hava sıcaklığının düşük olduğu durumlarda artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu çevrimde yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir.

Sabit kapasiteli kompresörde kondenser hava giriş sıcaklığının artışının çevrimde yok edilen ekserjiye önemli bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.68: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,evap}=3.0$ m/s, $V_{ort,kond}=2.8$ m/s)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda sistemin çeşitli elemanlarında ve sistemin tamamında yok edilen ekserjilerin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.69'da görülmektedir. Her iki sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşeninin kompresörlerden kaynaklandığı görülmektedir. Bunu, sırasıyla evaporatör, kondenser ve orifis tüp izlemektedir. Genel olarak kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Bu artış daha çok kompresörde yok edilen ekserjide olmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesi sonucu yok edilen ekserjiler önce artış göstermekte, belirli bir devirden sonra kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda sistem elemanlarındaki yok edilen ekserjiler düşmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artışı ile kondenserdeki ve kompresördeki yok edilen ekserjinin katkısı önemli ölçüde artmaktadır.



Şekil 6.69: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi.

$$(V_{\text{ort, evap}} = 3.0 \text{ m/s}, V_{\text{ort, kond}} = 2.8 \text{ m/s}, T_{\text{kond, hg}} = 35^\circ\text{C}, T_{\text{evap, hg}} = 35^\circ\text{C})$$

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda deneysel otomobil klimasının çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının hızlarına bağlı olarak değişimi, Şekil 6.70–6.76’da gösterilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, evaporatör ve kondensere geçen hava akımlarının giriş sıcaklıkları, 35°C ’de tutulmuştur. 1000 ve 1500 d/d’lık kompresör hızlarının her biri için evaporatörden geçen hava akımı hızı 3.0 ve 1.5 m/s değerlerine getirilerek, her devir ve evaporatör hava akım hızı için kondensere geçen hava akımı hızı 1.4, 2.8 ve 4.2 m/s değerlerine ayarlanmıştır. Belirtilen çalışma şartlarında sistemin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiştir.

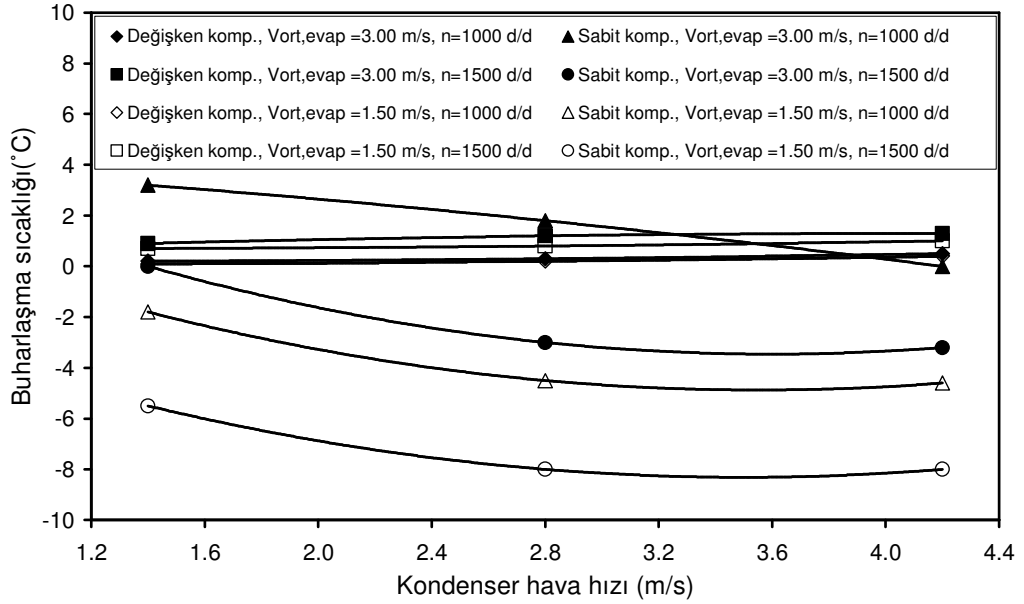
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda buharlaşma sıcaklığının kondensere geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.70’de gösterilmiştir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, artan kompresör devri ile evaporatör basıncı 2 barın altına düşme eğilimi göstermektedir. Bu durumda kapasite kontrol sistemi devreye girerek kompresör pistonlarının strokunu azaltmakta ve evaporatör basıncının 2 barın altına düşmesini

engellemektedir. Bunun sonucunda, değişken kapasiteli kompresörün buharlaşma sıcaklığı 0–2°C arasında değişmektedir. Değişken kapasiteli kompresörde kondenserden geçen hava akım hızının artması sonucu kondenser basıncı azalmaktadır. Kondenser basıncının azalmasına bağlı olarak evaporatör basıncı da azalma eğilimi göstermekte, ancak bu durumda kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığında hafif bir artış eğilimi görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile buharlaşma sıcaklığı hafifçe artmaktadır. Kompresör devri arttığında ise, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığının düşmeyip, aksine hafif olarak yükseldiği görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise evaporatör hava akımı hızının azalması ile kondenser hava hızının ve kompresör devrinin artması sonucu evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalması sonucu buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak evaporatör basıncı artmaktadır. Evaporatör basıncının artması sonucu buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir.

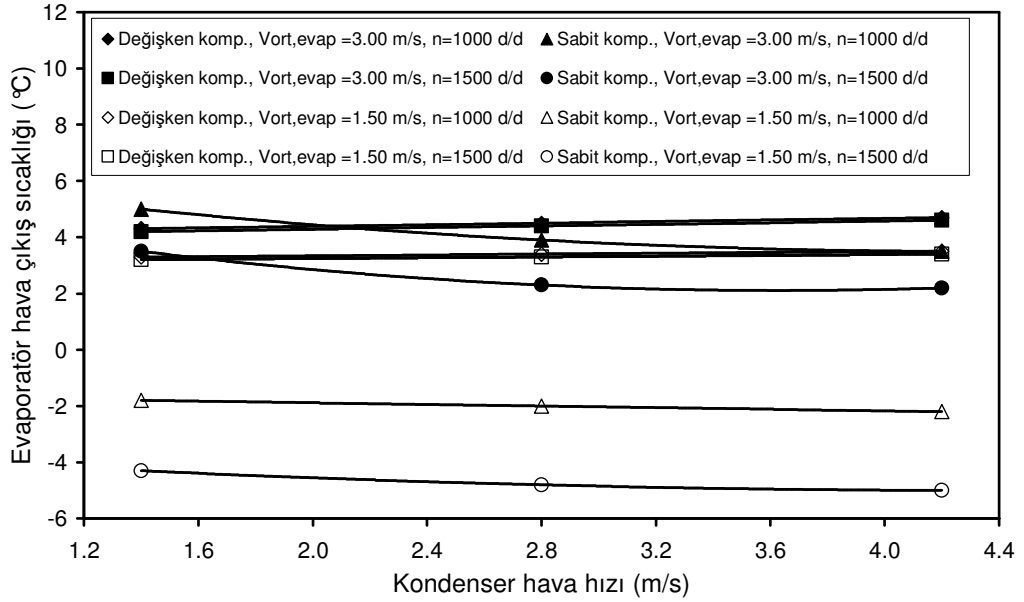
Orifis tüplü genleşme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda evaporatörden çıkan hava akımı sıcaklığının kondenserden geçen hava akımı hızı ile değişimi, Şekil 6.71’de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta, buharlaşma sıcaklığı ise azalmaktadır. Bunun sonucunda evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. Evaporatör hava akım hızı azalması ile buharlaşma sıcaklığının düşmesine bağlı olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin buharlaşma sıcaklığındaki değişimin sabit kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre daha hafif olması, evaporatör çıkış hava sıcaklığındaki değişiminin de düşük değerlerde olmasına neden olmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise kondenser hava akım hızının artması ile buharlaşma sıcaklığını azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının azalması ile genel olarak evaporatör çıkış hava sıcaklığı düşmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kondenserden geçen

hava akımı hızıyla birlikte evaporatör hava çıkış sıcaklığının biraz yükselmesi ise, kondenser hava hızıyla birlikte kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda evaporatör buharlaşma sıcaklığının yükselmesinden kaynaklanmaktadır.

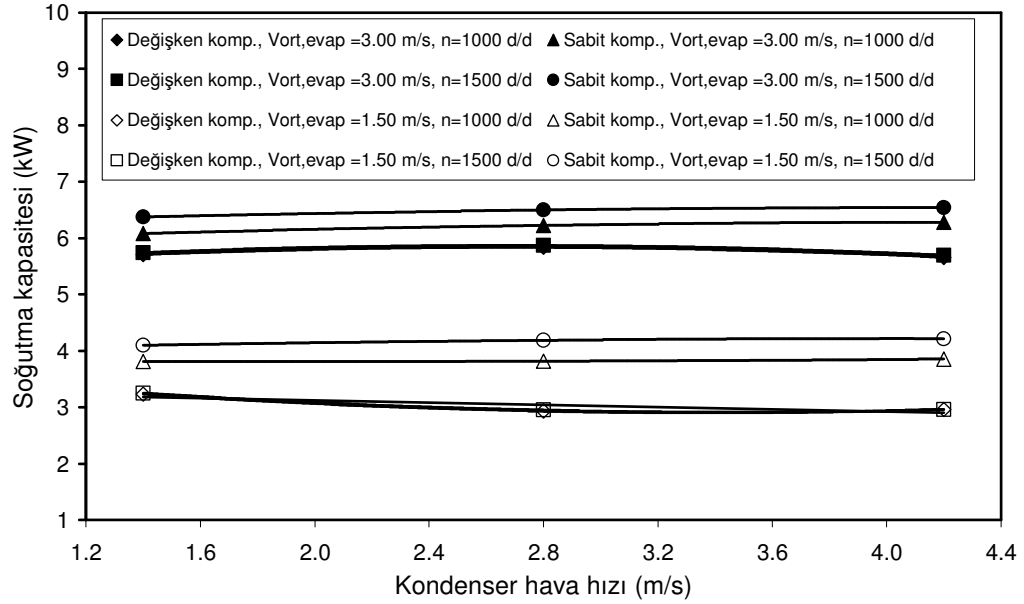
Orifis tüplü genleşme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.72'de verilmiştir. Evaporatörden geçen havanın hızının azalması ile evaporatörden geçen hava akım sıcaklığı düşmesine rağmen hava kütleli debisinin de azalması sonucu soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenserden geçen hava akımı hızının artmasıyla birlikte, soğutma kapasitesinin evaporatörden ve kondenserden geçen hava akımı hızlarına bağlı olarak artma veya azalma yönünde hafifçe değiştiği görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu, kompresör devri ile soğutma kapasitesinde önemli bir değişim olmadığı gözlemlenmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise kompresör hızı artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. Yine değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisi ile soğutucu akışkan debisinin sabit kapasiteli kompresöre göre daha düşük olması soğutma kapasitesinin az olmasına neden olmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin soğutma kapasitesine kompresör devrinin ve kondenserden geçen hava akımı hızının etkisi fazla olmamakla birlikte, evaporatör hava akımı hızının değişiminin önemli bir etkisi olduğu görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artması soğutucu akışkan debisinin artmasına bağlı olarak soğutma kapasite de artmaktadır.



şekil 6.70: Orifis tüplü genleşme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}C$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}C$)

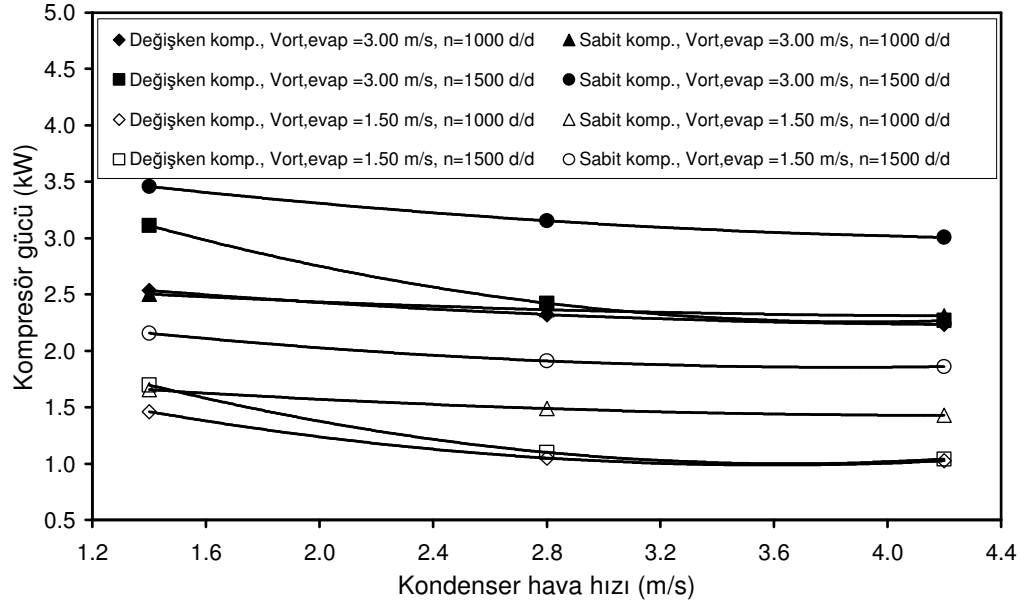


şekil 6.71: Orifis tüplü genleşme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak evaporatör hava çıkışı sıcaklığının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}C$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}C$)



Şekil 6.72: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}\text{C}$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}\text{C}$)

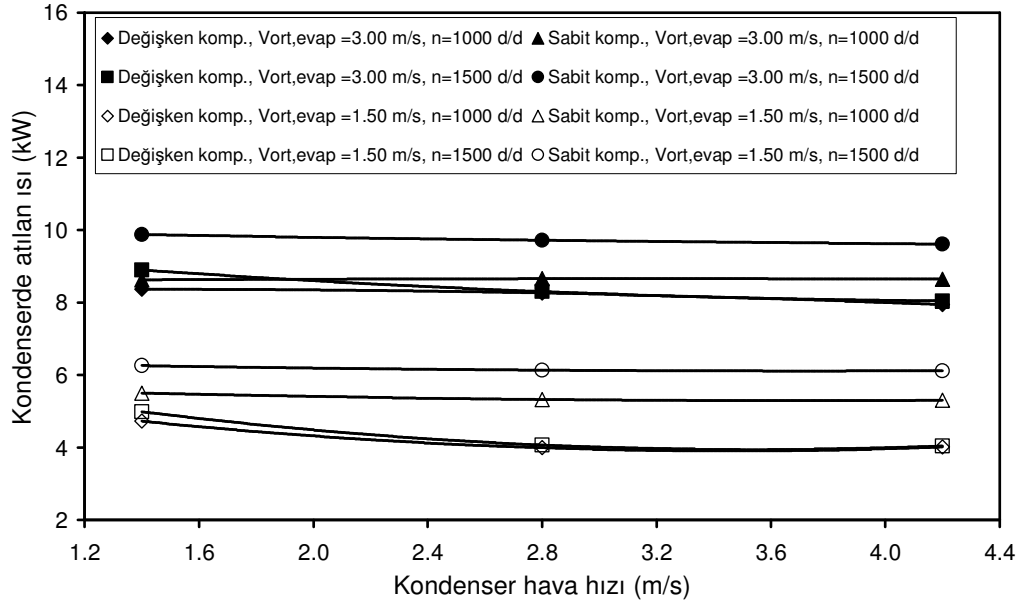
Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kompresör gücünün kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.73’de görülmektedir. Kompresör gücü, kompresör devrinin artması ile artmaktadır. Kondenslerden geçen hava akımı hızının azalması ile kondenser basıncı artmaktadır. Kondenser basıncının artmasına bağlı olarak kompresör gücü artmaktadır. Evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile evaporatör basıncı azalmaktadır. Evaporatör basıncının azalmasına bağlı olarak kompresör gücü azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile kompresör gücü daha çok azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde kondenser hava akımı hızının düşük olduğu durumlarda, kompresör devriyle birlikte kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Ancak, kondenser hava hızı arttıkça kondenser basıncının düşmesi ve bu nedenle evaporatör basıncının da düşme eğilimi göstererek kapasite kontrol sisteminin etkili olması sonucunda, yüksek kondenser hava hızlarında kompresör gücünün devir ile önemli ölçüde değişmediği gözlemlenmektedir.



Şekil 6.73: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kompresör gücünün kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi.

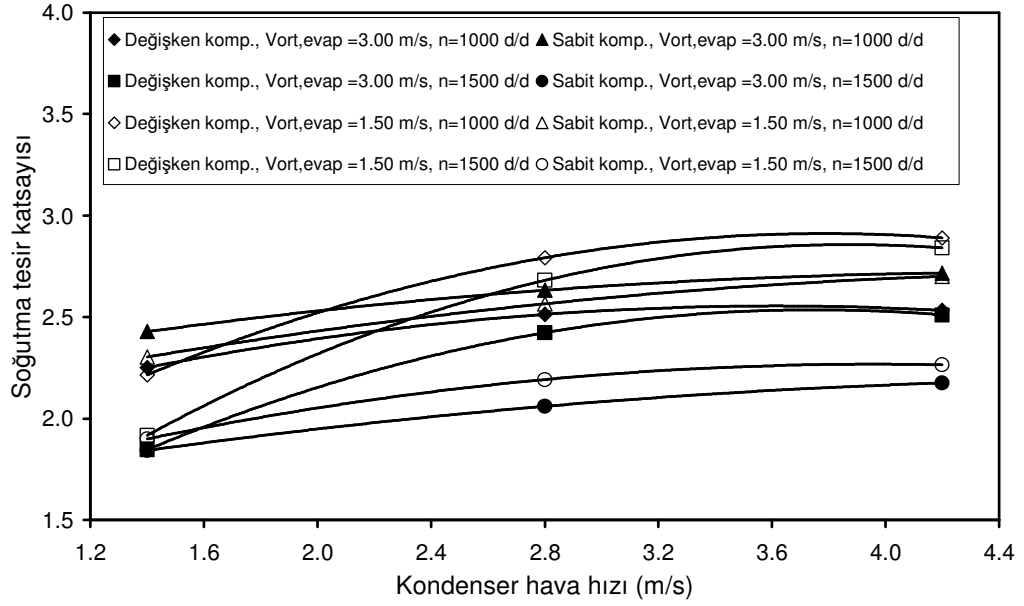
$$(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$$

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda kondenslerde atılan ısının kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.74’de görülmektedir. Kondenslerden geçen hava akımı hızının artması ile değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu kondenslerde atılan ısıda azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise artma eğilimi görülmektedir. Evaporatörden geçen hava akımı hızının artması ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün artması sonucunda kondenslerden atılan ısı da artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde, kondenslerden atılan ısının daha çok evaporatör hava akımı hızının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde ise kompresör devri ve evaporatör hava akımı hızı artması ile kondenslerden atılan ısı artmaktadır.

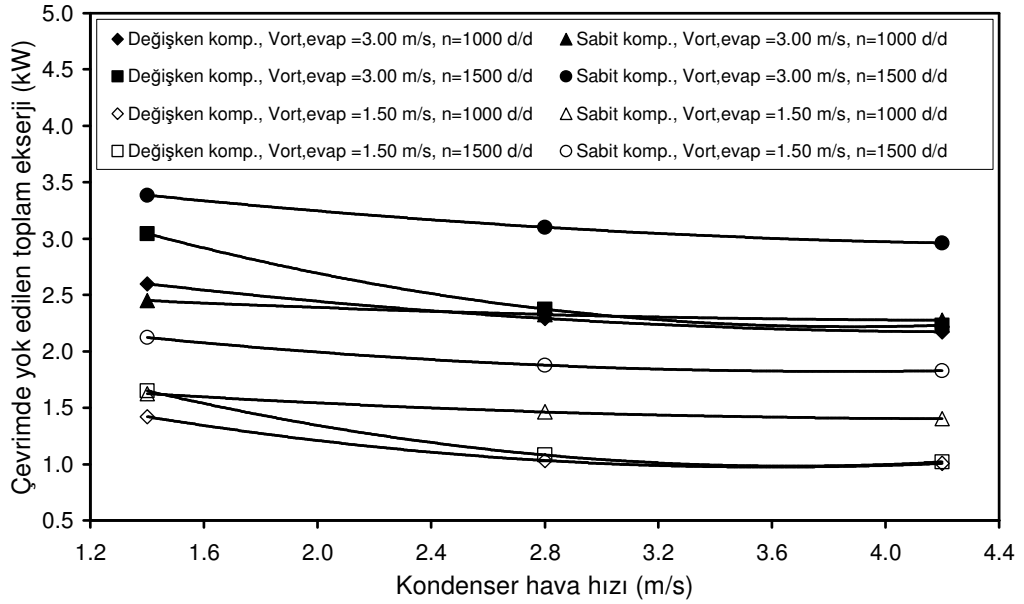


Şekil 6.74: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak kondenserde atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
 $(T_{\text{kond,hg}} = 35^{\circ}\text{C}, T_{\text{evap,hg}} = 35^{\circ}\text{C})$

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.75’de gösterilmiştir. STK’nın artan kompresör devriyle birlikte azaldığı görülmektedir. Kondenserden geçen hava akımı hızının artması genel olarak STK’yı artırmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde evaporatörden geçen hava akımı hızı artması ile genel olarak STK artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise kondenserden geçen hava akımı hızının artması ve evaporatörden geçen hava akımı hızının azalması ile kapasite kontrol sisteminin etkisi artmaktadır. Bu durumda, kompresör gücü azalmakta ve soğutma kapasitesindeki değişim kompresör gücüne oranla daha az olduğundan, STK yükselmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin STK değerinin daha çok kompresör devrinin bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.



Şekil 6.75: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devrine ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}C$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}C$)



Şekil 6.76: Orifis tüplü genişleme elemanı kullanan otomobil klimasında kompresör tipi ile kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi.
($T_{kond,hg} = 35^{\circ}C$, $T_{evap,hg} = 35^{\circ}C$)

Orifis tüplü genişleme elemanı ve farklı iki tip kompresör kullanılması durumunda çevrimdeki yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.76'de sunulmuştur. Evaporatörden geçen hava akımının hızı düştükçe soğutucu akışkan debisi azalmakta, bunun sonucunda çevrimin her bir elemanında yok edilen ekserji azaldığından çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Kondenser hava hızının azalması ile çevrimde yok edilen toplam ekserji artmakta; kompresör devrinin artması ile de yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde evaporatörden geçen hava akımının yüksek hızda olduğu durumlarda, kondenserden geçen hava akımı hızı azaldığında veya kompresör devri arttığında, sistemde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Kondenser hava hızının artması ile kondenser basıncının azalması sonucu kapasite kontrolü sisteminin etkisinin artması ile yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde yok edilen ekserjinin, özellikle evaporatör hava akımı hızının azaldığı durumlarda evaporatör hava akımı hızının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, sabit kapasiteli ve değişken kapasiteli olmak üzere iki farklı kompresör kullanabilen, ayrıca her kompresör tipi için termostatik genişleme valfi (TXV) ve orifis tüp olmak üzere iki farklı genişleme elemanı kullanabilen bir otomobil klima sisteminin deneysel performansı belirlenerek, kullanılan kompresör ve genişleme elemanı tiplerine göre karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Deneysel çalışmalar, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Laboratuvarında kurulan otomobil kliması test ünitesi üzerinde yapılmıştır. Kurulan otomobil kliması test sisteminin çevrimi elemanları, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, orifis tüp, TXV, lamine tip evaporatör, akümülatör, sıvı tankı- filtre-kurutucu, el vanaları ile her ikisi de beş silindirli yalpalı plakalı tipe sahip sabit ve değişken debili kompresörlerden oluşmaktadır.

Deneysel sistemde, isteğe bağlı olarak sabit kapasiteli veya değişken kapasiteli kompresörlerden herhangi biri ile TXV'li veya orifis tüplü genişleme elemanlarından herhangi biri devreye alınabilmekte, böylece aynı evaporatör ve kondenseri kullanan dört farklı sistem oluşturulmaktadır. Bu dört farklı sistem, kompresör devri, havanın kondensere ve evaporatöre giriş sıcaklıkları ile kondenser ve evaporatörden geçiş hızları değiştirilerek test edilmiştir. Deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, dört farklı sistemin çeşitli performans parametreleri elde edilmiştir.

Değişken kapasiteli kompresör kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip genişleme elemanı kullanması durumundaki karşılaştırmalı performans deneylerinde elde edilen sonuçlar şu şekildedir.

- Kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı, evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığı, enerji ve ekserji parametrelerinin kompresör devri ile değişiminde genel olarak değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisi görülmüştür.

- Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı azalması ve kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin azalma eğilimine karşı TXV'li sistemin kısılarak daha az akışkan geçişine izin verdiği gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı artması ile, soğutucu akışkan kızgınlık derecesinin artma eğilimi gösterdiği ve TXV'nin akışkan geçişini arttırdığı görülmüştür.
- Evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığının düşmesi ile TXV'li sistemin soğutucu akışkan kızgınlığını sabit tutmak amacıyla soğutucu akışkan debisini azaltması nedeniyle orifis tüplü sistemin evaporatör çıkışındaki hava akımı sıcaklığı, TXV'li sisteme göre daha düşük olmaktadır. Evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile de orifis tüplü sistemin evaporatör çıkışındaki hava akımı sıcaklığı TXV'li sisteme göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.
- TXV'li sistemde evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının azalması ve kompresör devrinin yükselmesine bağlı olarak STK'nın, orifis tüplü sisteme göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığı artması ile her iki sistemin de çok yakın STK değerleri verdiği gözlemlenmiştir.
- Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı düşük olduğu durumlarda orifis tüplü genişleme elemanı kullanılan sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin, TXV kullanılan sistemden daha yüksek olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı arttığı zaman ise TXV'li sistemin daha yüksek miktarda ekserjiyi yok ettiği görülmüştür.
- Kompresör devri ve evaporatörden geçen hava akımı hızına bağlı olarak soğutma kapasitesini, kompresör gücünü, kondenserden atılan ısıyı ve çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi evaporatör hava akım hızı daha çok etkilediği gözlemlenmiştir.

Sabit kapasiteli kompresör kullanan deneysel otomobil klimasının farklı iki tip genişleme elemanı kullanması durumundaki karşılaştırmalı performans deneylerinde elde edilen sonuçlar şu şekildedir:

- Buharlaştırma sıcaklığı, evaporatör çıkış hava sıcaklığı, enerji ve ekserji parametreleri kompresör devrinin artması ile lineer bir artma veya azalma eğilimi göstermektedir.
- Orifis tüplü sistemin sabit kısılmaya sahip olmasından dolayı evaporatör giriş hava sıcaklığının ve kompresör devrinin artması ile akışkan debisinin artışının TXV'li sistem kadar olmaması nedeni ile soğutma kapasitesinin daha düşük olduğu görülmüştür.
- Her iki sistem için toplam yok edilen ekserjiye kompresör ve evaporatörde yok edilen ekserjilerin en büyük katkıyı sağlamakta olduğu görülmüştür. Kompresör devrinin artması ile toplam yok edilen ekserjiyi daha çok kompresördeki yok edilen ekserjinin arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Evaporatör hava çıkış akımı sıcaklığını daha çok evaporatör hava akımı hızının etkilemekte olduğu, ikinci olarak da kompresör devrinin etkilediği görülmüştür.
- Soğutma kapasitesi ve kondenserden atılan ısıyı daha çok evaporatör hava akımı hızının etkilediği; kompresör gücünü ve STK'yı ise kompresör devrinin etkilediği gözlemlenmiştir.

Termostatik genişleme elemanı kullanan bir otomobil klima sisteminde farklı iki tip kompresör kullanılması durumundaki performans karşılaştırması deneylerinde elde edilen sonuçlar şu şekildedir:

- Bu grup bütün karşılaştırma grafiklerinde en öne çıkan etken, değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisidir.

- Evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı azalması ve kompresör devrinin artması sonucu iki kompresör arasındaki buharlaşma sıcaklığı ve evaporatör hava akımı çıkış sıcaklığı farkının yükselmekte olduğu gözlemlenmiştir.
- Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistem genel olarak iyi STK değerleri verirken evaporatör hava akımı sıcaklığının düşük olduğu ve kompresör devrinin arttığı durumlarda değişken kapasiteli kompresörün STK değeri artış göstererek sabit kapasiteli kompresöre göre daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.
- Sabit kapasiteli kompresörün buharlaşma sıcaklığının değişken kapasiteli kompresöre göre daha düşük olmasından dolayı, evaporatörde yok edilen ekserjinin değişken kapasiteli kompresöre göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatörde yok edilen ekserjinin soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkının artması ile artışı görülmüştür.
- Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kapasite kontrol sisteminin etkisi ile buharlaşma sıcaklığı ve evaporatör hava çıkış sıcaklığının, kompresör devri ile evaporatör ve kondenser hava akım hızlarındaki değişimlerden, sabit kapasiteli kompresöre göre daha az etkilenmekte oldukları görülmüştür.

Orifis tüplü genleşme elemanı kullanan bir otomobil klima sisteminde farklı iki tip kompresör kullanılması durumundaki performans karşılaştırması sonuçları, termostatik genleşme elemanlı sisteme oldukça benzeyen sonuçlar vermektedir. Ancak, TXV'li sistemin soğutucu akışkan kızgınlık derecesini sabit tutmaya çalışmasından dolayı, iki farklı kompresörü kullanan sistemlerin performans parametreleri arasındaki farkların daha belirgin hale geldiği görülmüştür.

- Orifis tüplü sistem sabit bir kısılma boğazına sahip olması nedeni ile farklı kompresörler arasındaki davranış ve performans farklılıkları daha iyi görülebilmektedir.

- Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde, evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının ve hızının azalması ile kompresör devrinin artması sonucu kapasite kontrol sisteminin etkisi gözlemlenmiştir.
- Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artması performans parametrelerinde genel olarak lineer artma veya azalma eğilimleri görülmüştür.
- Kompresör devrinin artması ile evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları yükseldikçe orifis tüpteki yok edilen ekserji artmakta olduğu görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresörde, artan kompresör devriyle kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu soğutucu akışkan debisinin azalmakta; bunun sonucunda yok edilen ekserjinin de azalmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Evaporatörden geçen hava akımının hızı düştükçe çevrimde yok edilen toplam ekserjinin azalmakta olduğu görülmüştür. Kondenser hava hızının azalması ile çevrimde yok edilen toplam ekserjinin artmakta; kompresör devrinin artması ile de yok edilen toplam ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

Althouse A.D., Turiuqist C.H., Bracciano, A.F., “Modern Refrigeration and Air Conditioning” *The Goodheart-Willcox Company, INC.*, 949-975, (1988).

Brown, J. S., Yana, S. F. M., Domanski, P. A., “Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a”, *International Journal of Refrigeration*, 25, 19-32, (2001).

Coolpack programs, <http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/index.html>, (Ziyaret tarihi: 10 Ocak 2007).

Çengel, Y., and Boles, M., A., “Thermodynamics on Engineering Approach“, International edition, *Mc Graw-Hill Companies*, 493-503, (1989).

Dwinggins, B.H., “Automotive Air Conditioning” 8th Edition, *Thomson Learning, INC.*, 129-180, (2002)

Esen, D. Ö., Hoşöz, M., “R12 ve R134a soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi” *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.*, 21, 4, 703-709, (2006)

Ford Otosan Klima Sistemleri. Klima Sistemleri Eğitim Kitabı, 34 B CG 7510 / S, (1998).

Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator programs, <http://www.fridgetech.com>, (Ziyaret tarihi: 10 Ocak 2007).

Halimic, E., Ross, D., Agnew B., Anderson, A., Potts, I., “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants”, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1441-1451, (2003).

Hoşöz, M., “Exergy Analysis of Automobile Air Conditioning System Using R134a”, *Proceedings of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium*, kos, Greece, (2005).

Hosoz M, Direk M., “Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system”, *Energy Conversion and Management*, 47, 545-559, (2006)

Hosoz, M. ve Ertunc, H.M., “Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system”, *Energy Conversion and Management*, 46, 1574-1587, (2006).

- Jabordo, J.M.S., Mamani, W.G., Ianella, M.R., “Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor”, *International Journal of Refrigeration*, 25, 1157-1172 (2002)
- Joudi, K. A., Mohammed, A. S. K., Mohammed, K. A., “Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants”, *Energy Conversion and Management*, 44, 2959-2976, (2003).
- Jung, D., Park, B., Lee, H., “Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12”, *International Journal of Refrigeration*, 22, 558-568, (1999).
- Kaynakli, O. Horuz, I., “An experimental analysis of automotive air conditioning system”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 30, 273-284, (2003).
- Kiatsiriroat, T., Euakit, T., “Performance analyses of an automobile air-conditioning system with R22/R124/R152A refrigerant”, *Applied Thermal Engineering*, 17, 1085-1097, (1997).
- Lee, G.H., Yoo, J.H., “Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system” *International Journal of Refrigeration*, 23, 243-254, (2000).
- Li, X., Chen, J., Chen, Z., Liu, W., Hu, W., Liu, X., “A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, 24, 1073-1085, (2004)
- Lundberg. E., “An Enhanced R-134a Climate System”, *Automotive Alternative Refrigerant System Symposium*, SAE., USA., (2002).
- Ratts, E.B., Brown, J.S., “An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system”, *Applied Thermal Engineering*, 20, 1039-1058, (1999)
- Ratts, E.B., Brown, J.S., “An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system”, *Int. J. Therm. Sci.*, 39, 592-604 (2000)
- Mager, R. “Experience of a R744 Fleet Test” *Automotive Alternative Refrigerant System Symposium*, SAE., USA., (2002).
- Ronald E. Domitrovic, Vince C. Mei, F.C. Chen., “Simulation of an Automotive Heat Pump”, *ASHRAE Transactions*, (1993)
- Wolkswagen Klima Servis Eğitimi kitabı, (2001).

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Antalya’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antalya’da tamamladı. 1999 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nden 2003 yılında Otomotiv Öğretmeni olarak mezun oldu. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans programına kabul edildi. Halen Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.