

29188

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA ANABİLİM DALI

**ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE
SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SOĞUTMA
ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

Mak. Müh. Tunç DİKMEN

DANIŞMAN: Yrd. Doc. Dr. Dürüye BİLGE

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İSTANBUL-1993

İÇİNDEKİLER

ÖZET	III
ABSTRACT	IV
I. GİRİŞ	1
II. A. KLASİK SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	2
1. 1. Grup Soğutucu Akışkanlar.....	3
(CO ₂ , FREON 11, FREON 12, FREON 22, FREON 114)	
2. 2. Grup Soğutucu Akışkanlar.....	4
(CH ₃ Cl, SO ₂ , NH ₃)	
3. 3. Grup Soğutucu Akışkanlar.....	5
B. KLASİK AKIŞKANLARIN FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ	
DEZAVANTAJLARI VE KULLANIM YERLERİ.....	6
1. CO ₂	6
2. FREON 11.....	6
3. FREON 12.....	6
4. FREON 22.....	6
5. FREON 114.....	7
6. Metil Klorur	7
7. SO ₂	7
8. Amonyak (NH ₃)	7
9. Soğutucu Madde Kriteri.....	8
III. KLOROFLOROKARBONLAR (CFC)	10
A. KlorofloroKarbon Soğutucular Niçin Geliştirildiler?	10
B. CFC Tüketimi.....	11
IV. ÇEVRE KRİZİNİ ÇÖZMEK İÇİN SORUMLU BİR SİSTEM YAKLAŞIMI	
12	
1. Ozon Tabakası.....	12
2. Ozonun Parçalanması.....	13
3. Ozon Tabakasındaki Aşınma	14

4. Ozon Proplemine Yönelik CFC Kullanıcılarının Birleşmeleri	14
5. İşbirliği ve Kontrol	15
6. ARI'nın Durumu	17
7. Enstitünün Gayretlerinin Gelişmesi	17
8. Enstitünün Politikası.....	18
9. ASHRAE'nin Durumu	19
V. A. ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	21
1. Ozonla Dost Soğutucu Akışkanlar.....	21
2. CFC 11 İçin Potansiyel Alternatifler	23
3. CFC 12 İçin Potansiyel Alternatifler	23
4. R.500 İçin Potansiyel Alternatifler.....	24
B. EN GÜVENLİ ALTERNATİF HFC 134-a	24
1. Üstün Verimlilik	25
2. Temin Edilebilirlik	25
3. Etkili Maliyet	25
4. Bugün İçin Bir Soğutucuda İstenenler.....	26
5. HFC-134a İçin Boru Büyüklüğü Saptama ve Basınç Düşme	26
Hesapları	26
C. Soğutkan Seçimi Olarak Amonyak (NH₃).....	29
VI. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SOĞUTMA ETKİLERİNİN	
İNCELENMESİ.....	34
1. Bilgisayar Programı	
2. Tablo ve Eğriler	
VII. FREON 13 İÇİN KOMPRASÖR KONDENSER VE EVAPOROTÖR	
MALİYET HESAPLARI	59
1. Hesaplamalar ve İşlemler	
2. Tablolar ve Eğriler	
VIII. KAYNAKLAR.....	97
IX. ÖZGEÇMİŞ	99

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, klasik soğutucu akışkanlar yerine bunların alternatifleri olan soğutucu akışkanların uygunluğunu incelemektir. Klasik soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip etmesi, çeşitli firma ve kuruluşların bu konu üzerinde yoğunlaşmalarına neden olmuştur.

Ozon tabakasının ödevi, güneşten gelen ultraviyole ışınlarını süzgeçten geçirmektir. İşte bu tabakanın tahribatı, ilerki dönemlerde dünya insanların yaşamı açısından endişe vericidir. Rawland ve Molina tarafından ortaya 1974 yılında atılan tez çeşitli konferans ve protokollerde incelenmiş ve CFC kullanımının 2000 yılına kadar sona erdirilmesi kararına varılmıştır.

Tezde klasik soğutucu akışkanların avantaj ve dezavantajları ile ilgili bilgiler verilmiş, ozon yapısı ve önemi incelenmiştir. Daha sonra alternatifler hakkında bilgi verilmiştir. Alternatiflerinde, örneğin CFC-134-a, verimlilik açısından en iyi klasik akışkana göre iyi bir değerde olduğunu göstermek açısından, belli bir yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarında, alternatif ve klasik akışkanların soğutma etkisi (SE) değerleri bilgisayar programında karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma aynı zamanda sabit evaporasyon sıcaklığına karşılık değişken kondensasyon sıcaklıklarında ve sabit kondensasyon sıcaklıklarına karşılık değişik evaporasyon sıcaklıklarında yapılmıştır.

Bir soğutma sisteminde büyük ekipmanlar olan kompresör, kondenser ve evaporatörler göz önüne alınarak, bir soğutucu akışkan seçilip sabit evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında ayrı ayrı olmak üzere Δt_m (Logoritmik sıcaklık farkını) değiştirmek suretiyle sabit k ısı transfer ve Q soğutma yüküne karşılık A (m^2 soğutma yüzeyi) hesaplanmış ve her bir A değeri için kondenser ve kompresör ve evaporatör kapasitesi bulunmuş ve maliyet hesabı yapılarak belli evaporatör ve kondenser sıcaklıklarında değişken Δt_m ile maliyet arasında grafikler çıkarılmıştır.

ABSTRACT

The aim of this study is to examine the suitability of using the alternative refrigerant fluids instead of the conventional refrigerant fluids. The destructive effect of the conventional refrigerant fluids on the ozone layer has made many firms and establishments(?) concentrate on this subject.

The function of the ozone layer is to filter the ultraviolet sun rays. The destruction of this layer may have very negative effects on human life in the future. The thesis proposed by Rowland and Molina in 1974 has been taken into consideration in many conferences and protocols and it has been decided to stop using CFC's by 2000

In this thesis, the advantages and disadvantages of conventional refrigerant fluids have been stated, the structure and the importance of ozone has been examined. After this, information on the alternatives has been given. In the alternatives (e.g. HAFC-134 a) the refrigerative effect (SE) values of the alternative and conventional fluids in certain condensing and evaporating temperatures have been compared by using a computer program, in order to show that the efficiency of the alternative fluids is better than that of the best conventional fluid. This comparison has been made by using constant evaporation temperature with varying condensation temperature, and constant condensation temperature with varying evaporation temperature.

The compressor, condenser and evaporator, which are large equipments in a refrigerant system have been considered by choosing a refrigerant fluid. A (M^2 refrigerant surface) has been calculated against constant heat transfer k and refrigerant load Q by changing Δt_m (Logarithmic temperature difference). In constant evaporation and condensation temperatures, and for every A value, the condenser, compressor and evaporator capacities have been calculated and cost analysis has been done to obtain the graphs of Δt_m versus cost in certain evaporation and condensation temperatures.

I. GİRİŞ

Bilim ve teknolojinin esas amacı, insanlığa yararlı olmak, her dalda verimlilik ve ekonomiklik sağlamaktır. Teknolojinin her geçen gün yenilediği dünyamızda bunlara ayak uydurmak insanlığın yararına olacaktır.

İnsanoğlu teknolojinin nimetlerinden yararlanırken, hepimizin üzerinde yaşadığı çevre ve doğayı da bilim uğruna hiçe saymamalıdır. Zira günümüzde çevre konusunda bir takım önlemleri almamızı gerektiren sorunlar doğmuştur. Örneğin CFC'lerin (kloroflorokarbonlar) ozon tabakasını tahrip ettiği belirlenmiştir. Bu tahribatın ortadan kalkması için ve ilerki nesiller için iyi bir yeryüzü bırakmak açısından önlemler almak gerekliliği doğmuştur. Bu yüzden Avrupa'nın çeşitli kentlerinde yapılan konferans ve protokollerde bu konu görüşülmüş ve CFC'ler yerine alternatifleri araştırılmıştır. Amaç, verimliliğin düşmemesi yanısıra ozon tabakası ile dost soğutucu akışkanlar üretmektir. Yapılan konferanslarda ve protokollerde firmaların araştırdıkları yeni alternatifler de incelenmiş ve kimileri hakkında klasik akışkanlarla alternatiflerini değiştirme kararları alınmıştır.

II. A.KLASİK SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Buharlaşıma esnasında ısı emen maddelere soğutucu maddeler denir. Başka bir deyişle içerdeki ısıyı dışarıya ya da başka bir soğutucu akışkana taşıyan maddelerdir.

Bu soğutucu maddeler C_2 , S_2 , O_2 , H_2 , Cl_2 , F_2 , N_2 gazlarının uygun olarak karışımlarından veya atomlarının birleşimlerinden meydana gelmişlerdir.

Bu akışkanlar için genel gruplandırma şöyledir:

1. Grup: Saf Soğutucu Maddeler

Freon 11	Karrane 7
Metil Klorür	Freon 22
Freon 11	Kulene I3I
Freon 21	Co2
Freon II4	Freon I3
Freon 12	Freon 14

2. Grup: Zehirleyici ve Biraz Alevlenebilen Soğutucu Maddeler

Diklor Etilen	$C_2 H_2 Cl_2$
Kükürt Dioksit	SO_2
Metil Format	$C_2 H_4 O_2$
Metil Klorür	$CH_3 Cl$
Etil Klorür	$CH_3 CH_2 Cl$
Amonyak	NH_3
Bütan	$C_4 H_{10}$
Propan	$C_3 H_8$
İso Bütan	$(CH_3)_2 CH$
Etilen	$C_2 H_4$
Etan	$C_2 H_6$
Metan	CH_4

1. 1. Grup Soğutucu Akışkanlar

(CO₂, FREON11, FREON 12, FREON22, FREON 114)

CO₂ : 1878 yılında Linde tarafından bulunmuştur. Havadan ağır, renksiz, kokusuzdur. Yanıcı olmayıp C'nun yanmısından elde edilir. Emniyet arzeden karakteristiklerinden dolayı, tiyatro, gemi ve hastanelerde kullanılmaktadır. Kullanılmasını kısıtlayan özellikleri yoğunlaşma basıncının yüksek ve kritik basıncının düşük olmasıdır. Gizli ısının düşük olmasından dolayı, birim soğutma için istenen kompresör tahrik gücü diğer soğutucu akışkanlara göre %50 daha fazladır. Hava ile fazla karışımları boğucu tesir göstermesine rağmen %4 ün altında olan karışımlarda hayat için tehlikeli değildir.

FREON 11: Özel bir gaz olup yüksek bir soğutma gücüne sahiptir. Bu gaz için belli yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasında bilgisayarda soğutma etkileri ilerde hesaplanmıştır.

FREON 12: 1930 senesinde Midgley ve Henne tarafından bulunmuştur. Soğutma sanayinde sıkça kullanılmaktadır. Az miktarda iken tamamen kokusuzdur. Çok miktarda iken kokusu da fazladır. Atmosfer basıncında -29°C da kaynamaktadır. 5-6 Kg/atm basınç altında +20°C sıvılaşmaktadır. Zehirsizdir, yanıcı, patlayıcı, aşındırıcı etkisi olmadığından çok kullanılır. Demire, çeliğe, bakıra, prince, aliminyum, kurşun ve kalaya etki etmez. Yağ ile tamamen karışır. Bu yağın kompresöre geri dönmesi gereklidir. Bu nedenle R-12 ile çalışan sistemlere kompresör ile kondenser arasına bir yağ ayırıcı konur. Böylece gaz ile birlikte dolaşan yağ miktarı inmiş olur. Çiçeklere meyvalara ve sebzelere etki etmediğinden bu gibi maddelerin muhafazası için yapılan tesislerde, Freon-12 gazı güvenle kullanılır.

FREON 22: Emilen gazın kızgın olması durumu istenilen tesislerde, R-22 gazı tercih edilir. Ayrıca bu gazın yağ ile karışması, R-12 ye kıyasla daha küçük kompresör gerektirir.

FREON 114. Bu gazı 1935 senesinde Frigidaire bulmuş ve 1954 senesine kadar kendi hermetik rotatif kompresörlerinde kullanmıştır. Atmosfer basıncından $+3,3^{\circ}\text{C}$ da kaynar.

2. Grup Soğutucu Akışkanlar

(CH_3Cl , SO_2 , NH_3)

Metil Klorür(CH_3Cl): Termodinamiksel karakteristikleri tatmin edici olup amonyağa nazaran daha düşük buharlaşma basıncı gerektirmektedir. Küçük soğutma ünitelerinde kullanılması bir avantajdır. Kimyasal acıdan Freon soğutucu akışkanlara göre daha az kararlıdır. Tahriş edici ve zehirleyici değildir. Hafif bir eter kokusu verir. Gıda maddeleri, çiçek, kükürte karşı zararlı bir tesir göstermez. Metil Klorür soğutma kompresörlerinde kullanılan soğutma maddeleri için solvent özelliği gösterdiğinden lastik ihtiva eden contalar kullanılmalıdır. Sentetik lastik metil klorürünün etkisi dışındadır. Yanma ve infilak limiti havaya göre hacimce %15 civarındadır.

Kükürt Dioksit (SO_2): Kükürt dioksitin atmosfer basıncı altında kaynama noktasının $-10,1^{\circ}\text{C}$ gibi düşük bir değerde olması olumlu bir konum arzeder. Bu nedenle sıfır ya da altındaki sıcaklıklarda, soğutma elde etmek için kompresörün atmosfer basıncının altında emme yapma zorunluluğu ortadan kalkar. Uzak mesafelerden rüzgar tarafından taşınan kükürt dioksit zerreciklerinin çiçek, bitki ve fundalıkları kuruttuğu bilinmektedir. Kükürtdioksit saf hali ile aşındırıcı bir tesir göstermez. Fakat nem ihtiva ettiğinde H_2SO_4 şeklini alır. Bu durumda demir ve çeliğe karşı şiddetli bir aşındırıcılık tesir eder. Bu nedenle nem miktarına dikkat edilmelidir. Yağ ile kolay karışmadığından diğer akışkanlara göre kompresörlerde hafif yağ kullanılabilir.

Amonyak (NH_3): Uygulama alanı en eski bir soğutucu akışkandır. Kritik sıcaklık herhangi bir sorun yaratmayacak kadar tatminkardır. Donma sıcaklığı da, gıda maddeleri bakımından soğuk depolama tekniğinde istenilen en düşük değerde soğutma yapabilmesine imkan verecek şekildedir. Düşük özgül hacimli olduğundan, düşük hızlarda bile küçük kompresör kullanımasına imkan verir.

Kg başına en yüksek gizli ısıya sahiptir. Kimyasal açıdan tatmin edici bir kararlılık gösterir. Demir ve çeliğe karşı herhangi bir aşındırıcı tesir göstermez. Kullanılan conta malzemesine zararlı etkisi olmamakla birlikte su ve hava ihtiva ettiği taktirde bakır ve alaşımlarına karşı aşındırıcı bir tesir göstermektedir. Madeni yağ ve soğutucu akışkanda hiç çözünmezler. Silindir ve benzeri yerlerin yağlanması hayvani ve nebati yağlar kullanılmaz. Çünkü bu yağlar amonyakla karıştıklarında sabun oluştururlar. Zehirli ve keskin kokuludur. Kolay yanmaz, ancak belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı madde halini alır. Amonyak, su hariç diğer soğutucu akışkanların en ucuzudur. Hava ile %0.005 oranında karışma durumunda bile kokusunun hissedilmesi özelliğinden kaçak aranması çok kolay olur.

3. Grup Soğutucu Akışkanlar

Alevlenen soğutucular sınıfına dahil olup, soğutma tekniğinde bazı haller için yapılmış soğutma devrelerinde kullanılmışlardır.

B. KLASİK AKIŞKANLARIN FİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

DEZAVANTAJLARI VE KULLANIM YERLERİ

1. **CO₂**: Kritik sıcaklığı 31,1°C, kritik basıncı 75,379 atm, 20°C da sabit basınç altında buharın özgül ısısı 0.1988, +35°C da yoğunlaşma basıncı 58,46 atm, üçlü noktası -56,6°C dir. Hava ile fazla karışımları boğucu tesir gösterir. %4 ün altında olan karışımlarda hayat için tehlikeli değildir. Bu gaz madenlere ve yağlara etki etmez. Kritik sıcaklığı da düşüktür. Kondenserinden iyi sonuç almak için, kondenser içinde dolaştırılan soğutma suyunun sıcaklığının, çok soğuk olması gerekir. Bu nedenle karbondioksit devrelerinin, kondenseri hava soğutmalı olmaz. Üretimi çok kolay ve ucuzdur. Atmosfer basıncından -73°C da kaynar. Bu nedenle kompresör karterine konacak olan yağın iyi seçilmesi gerekir. Kondenserden, çok soğuk suyun dolaşması gerekir. Bu nedenle çok sıcak memleketler için elverişli değildir.

2. **FREON 11**: Donma noktası -111°C dir. Atmosfer basıncında kaynama noktası 23,77°C dir. Kritik sıcaklığı 198°C olup kritik basıncı 44,6 ata dir. Özgül ısı oranı 1,13 tür. 35 °C'ta yoğunlaşma basıncı 1,517 ata dir. Bu gaz lastiği harap ettiğinden kompresörlerde kullanılmaz. Daha ziyade santrifüj kompresörlerde kullanılır.

3. **FREON 12**: Donma noktası -158°C dir. Atmosfer basıncında kaynama noktası -29,8°C dir. Kritik sıcaklığı 111,5°C dir. Kritik basıncı 40 ata dir. 35°C da yoğunlaşma basıncı 8,637 ata dir. Freon 12 devrelerinde, devrenin alçak ve yüksek basınç kısımları atmosfer basıncının üstünde çalıştığından, gaz kaçaqları insanlara zararlı olmamakla birlikte, devamlı solunum sonucu ciddi sorunlar oluşturabilir. Bu nedenle kaçak halinde, makine bölümünün iyice havalandırılması gerekir.

4. **FREON 22**: Donma noktası -160°C'tır. Atmosfer basıncında kaynama noktası -40,8°'tir. Kritik sıcaklığı 96°C, yoğunlaşma basıncı 3,03 ata dir. 35 °C da yoğunlaşma basıncı 13,95 ata dir. Düşük sıcaklıkta kaynadığından, çok düşük

sıcaklık istenen yerlerde, buz yapımında ve çok fazla soğuk hava gerektiren klima tesislerinde kullanılır.

5. FREON 114: Donma noktası -94°C tır. Atmosfer basıncında kaynama noktası $3,55^{\circ}\text{C}$ tır. Kritik sıcaklığı $145,7^{\circ}\text{C}$ tır, kritik basıncı 33,3 ata, 35°C da yoğuşma basıncı 3,005 ata dir. Soğutucu kontrolü kılcal boru ile yapılır ve hermetik rotatif kompresörlerle çalışır. Sistemin emiş basıncı 0,98 ata, çıkış basıncı ise 1,12 ata'dır.

6. Metil Klorür: Donma noktası $-96,7^{\circ}\text{C}$, atmosfer basıncında kaynama noktası $39,3^{\circ}\text{C}$ 'tir. Kritik sıcaklığı $235,4^{\circ}\text{C}$, kritik basıncı 60,9 ata dir. $+30^{\circ}\text{C}$ 'da yoğuşma basıncı 0,703 ata dir. -15°C 'da emme basıncı 0,0867 ata dir.

Atmosfer basıncı altında kaynama sıcaklığının $39,3^{\circ}\text{C}$ gibi yüksek bir değerde olması dolayısıyla bu soğutucu akışkan basınçlı gaz tüpleri yerine kapalı tenekelerde muhafaza edilebilir. Sadace aliminyuma etki ettiğinden evaporatörü aliminyum olan soğutucularda kullanılmaz. Gazın başlıca mahsurları, kaçakların çok güç bulunması, bazen zehirli bazen patlayıcı olmasıdır.

7. Kükürt Dioksit (SO_2): Donma noktası $-72,7^{\circ}\text{C}$ tır. Atmosfer basıncında kaynama noktası $10,1^{\circ}\text{C}$ 'tir. Kritik sıcaklığı $157,5^{\circ}\text{C}$, kritik basıncı 80,4 ata dir - 15°C da emme basıncı 0,823 atadır. $+35^{\circ}\text{C}$ da yoğuşma basıncı 5,518 ata dir. Alçak sıcaklıklar için elverişli bir akışkan değildir. Çıkış basıncı yüksek olmadığı için, hava soğutmalı kondenser kullanılır. Kompresöre çok iyi yağ konması gerekir. Aksi halde reçineleşme söz konusudur. Zehirli ve çok pis kokulu bir gaz olduğu için, bugünkü soğutma sistemlerinde kullanılmamaktadır.

8. Amonyak (NH_3): Donma noktası $-77,6^{\circ}\text{C}$ tır. Atmosfer basıncında kaynama noktası -33°C tır. Kritik sıcaklığı $132,4^{\circ}\text{C}$, kritik basıncı 115,2 ata dir - 15°C da emme basıncı 2,41 ata dir $+35^{\circ}\text{C}$ da yoğuşma basıncı 13,765 ata dir Madeni yağlama yağlarına etki etmez. Bakır ve bakır alaşımlarına etki ettiğinden amonyaklı tesislerde demir ya da çelik borular kullanılır. Kolay yanmaz, ancak belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı

madde halini alır. Bu nedenle amonyak hiçbir zaman iklimlendirici sistemlerinde kullanılmamalıdır.

9. Soğutucu Madde Kriteri: Erkek farelerle yapılan testlerin açıklanmış sonuçlarını takiben, zehirleyicilik konusu, HFC-123'ün "İzin verilen kullanım sınırı" HEL dahilindeki soğutucu sistemlerinde kullanılmasının tehlikesiz olduğu şeklindedir. EPA gözetiminde yapılan en son testler bu tip soğutucularda çalışan teknisyenlerin HFC-123 için kurulan AEL'in en fazla 10 ppm'ine maruz kaldıklarını doğrulamaktadır. Fakat bu yılki zehirleyicilik testleri sonuçlanıncaya kadar jüri kararsızlığını sürdürecektir.

Aynı durum HFC-134 a için de geçerlidir, bu alternatifin testleri HFC-123'e göre 1 yıl geride olduğu için henüz konu hakkında yeterli bilgi yoktur. HFC-22 yıllarca kullanıldığı için zehirleyicilik testine konu olmamaktadır.

Çevre alanında sanayi, alternatif soğutucu malzemelerinin önde gelenlerinin ozon aşınma potansiyeli (ODP) ve yeryüzü ısıtma potansiyeliyle (GWP) karşılaştırılacak rakamlar saptanmıştır. Hiç bir alternatif mükemmel olmadığı gibi hepsinin relatif avantajları da vardır. Örneğin HFC-134 a ozon aşınma potansiyeli (ODP) alanında en iyi skora sahipken, HFC-123 yeryüzünün ısıtma potansiyeli (GWP) alanında en yüksek sıradadır.

Du Pont'un son bildirisinde, HFC-123 ve HFC-22 geçişken soğutucular sınıfına konmuşlardır ki bu statü onların takiben 30-40 yıl kullanılmasını sonra da gelecekteki alternatiflerin avantajlarına göre kullanılmalılarının kaldırılmasını öngörmektedir. Bazıları HFC -134 a'ya uzun vadeli bir çözüm olarak bakmaktadırlar. Ama gelecekte malzemenin zehirleyicilik testleri ya da GWP 'sinin bu bakışı değiştirip değiştirmeyeceği belli değildir.

Grup olarak önde gelen alternatif soğutucu malzemeleri HFC 'ninkiler kadar iyi olmasa da ona %1-2 skorluk yakın bir verimlilik tablosunu sunabilirler. Burada anahtar görevi, soğutucu üniteerinin bu küçük farklarını kompresör dizaynları ve ısı iletim teknolojisi telafi etmektedir.

Üç önde gelen alternatif arasında çok net bir ayırım vardır. Soğutucu üreticileri yüzyıl sona ermeden HFC bileşenlerinin (123-22) maliyetlerinin birbirinden en fazla %10'luk bir farka ulaşacağını düşünmektedirler.

Ancak aynı süreç içerisinde HFC-134 a'nın diğer HFC alternatiflerinden iki ya da üç kat daha pahalı olması beklenmektedir. Bu da bu süreç içerisinde enflasyon göz önüne alınmazsa Lb başına 3 ila 4 arasında bir farka yol açacaktır. Bu da birkaç bin paund'luk soğutucu malzemesi ile işlem gören soğutucu sistem sahibi için oldukça güçlü bir prim ve herhangi bir yeni malzeme kararı aşamısında önemli ve düşünülmesi gereken bir konudur.



III. KLOROFLOROKARBONLAR (CFC)

CFC'ler içinde klor (Cl) ve flor (F) bulunan etan ve metan gibi hidrokarbonlardan türemiş bileşiklerdir. Dünyamızda CFC'lerin doğrudan doğruya veya detaylı olarak kullanılmadığı alanlar bulmak oldukça zordur. Klimalarda, enerji çevirimlerinde, soğutmada, köpük yapımında, elektronik sanayinde çözücü ve temizleyici olarak, spreylerde ve daha birçok alanda klorlu florlu karbonlar sıklıkla kullanılmaktadır.

Görüldüğü gibi CFC türü gazlar insan hayatını kolaylaştırmaktadır. Ancak şu nokta unutulmamalıdır ki birçok alanda hayati öneme sahip olan bu soğutkanlar birçok dezavantaja da sahiptirler. En büyük dezavantajları ozor tabakasını incelterek insan sağlığına zarar vermeleridir.

A. KLOROFLOROKARBON SOĞUTKANLAR NIÇİN GELİŞTİRİLDİLER?

1930'larda soğutma üç kullanım sektörüne bölünmekte idi. Endüstriyel ve ağır ticari, hafif ve ev tipi ile hava soğutma şartlandırma. Bu yıllarda yaygın olarak kullanılan soğutkanlar amonyak, karbon dioksit, etil klorür, isobütan, metilen klorid ve sülfürdioksit idi. Ancak kullanılan tüm soğutkanlar, değişik özellikler gösterirler ve bazen ciddi dezavantajlara sahiptirler. O yıllarda kullanılanlardan örneğin CO₂ kullanım için emin bir soğutkandı. Ancak yüksek basınçlarda çalıştığından ağır konstrüksüyonlara ihtiyaç duyuluyordu. Isobütan toksit değildi ancak hızlı alevlenmekteydi. Amonyak ve sülfürdioksit, büyük ve küçük sistemler için en iyi soğutkan olarak kendilerini kanıtlamışlardı. Fakat bunlar da toksit ve keskin kokuluydular ve insan sağlığına zarar veriyorlardı. Endüstriyel ağır ticari sektörü amonyaktan memnundurlar, toksik olmasına rağmen, iyi termodinamik özellikleri ve az alevlenirliğinden dolayı avantajlıydı. Bunlar, soğuk depolama vs gibi alanlarda kullanılmaktaydı. Bu soğutma ürünleri, işini bilen personel tarafından işletilmekte olduğundan, kaçaklardan dolayı yaralanmalar ve ölümler yaygın değildi. Amonyak, sülfür dioksik ve metilen klorid konfor ve endüstriyel klimalar için o yıllarda ilk düşünülen akışkanlar idi.

Yeni bir soğutkan için ilk gereksinim hafif ticari ve ev tipi soğutma sektöründen gelmiştir. Bu sektörde çok kullanılan sülfürdioksit fazla zehirliydi. Herhangi bir kaçak durumunda insanlara zarar verdiğinden, artan halk tepkileri ve bölgesel aktiviteler, soğutkanların sınırlanması veya bırakılması konusunda etikili olmaya başladı.(By R.J. Denny, ASHRAE Journal November, 1987 N:24)

1930'larda hafif ticari ve ev tipi soğutma sektörünün en büyük şirketi General Motors'un bir bölümü olan Frigidaire Corporation'du. Frigidaire, ürünlerinde sülfür dioksit kullanmakta idi. Ancak takip eden gelişmeler neticesinde General Motors araştırma laboratuvarlarında yeni bir soğutkan geliştirilmesi konusunda görüş bildirdi. Bu araştırmalar sonucunda CFC soğutkan ailesi ortaya çıktı. Thomas Midgley Jr. başkanlığındaki Albert Henne ve Robert Mc Nary'den oluşan araştırma grubu 3 gün içerisinde ilk aileyi geliştirdiler. Bu aileye " Freon" adı verildi. Kısa süre içinde bu aileden ticari kullanımda en uygun soğutkan olarak R-12 kendini kanıtladı. Çalışmalar 1928 yılında başlamış R-11 ve R-12 nin ticari üretimi 1931'de General Motors ve Du Pont firmalarının ortak olduğu Kinetik Chemicals Company tarafından gerçekleştirilmiştir.

R-12'nin ilk kullanımı; hafif ticari sektörde dondurma kabinlerinde kullanıldı. Bunu takiben Frigidaire, oda soğutmalarında Carrier 1933'de klima santrifüj kompresörlerinde tatbik edilmiştir. Frigidaire yeni soğutkanları 1933'de ev tipi buzdolaplarında kullanmıştır. 1950'li yıllardan sonra ise CFC 'lerin kullanımı iyiden iyiye yaygınlık kazanmıştır. CFC'ler literatürdeki ifadelerinde belli sayılarla olup yaygın olarak adlarıyla bilinirler. CFC numaraları molekül içindeki karbon(C), Hidrojen (H) ve Flor (F) atomlarının sayısını göstermektedir. Harften sonraki ilk rakam, moleküldeki karbon atomu sayısından 1 eksikliğini, ikinci rakam hidrojen atomu sayısından bir fazlasını, üçüncü rakam da flor sayısını gösterir.

B. CFC TÜKETİMİ: 1950 'li yıllardan sonra CFC'lerin tüketiminde katlanarak devam eden bir artış görülmektedir. En başta klima ve soğutma sektörleri olmak üzere endüstride görülen hızlı büyüme, bu tür soğutmanların kullanımı aynı oranda artmıştır. Dünya soğutucu akışkan tüketiminde baş sırayı ABD, Japona

ve gelişmiş Avrupa ülkeleri almaktadır. Bu sıralamada ülkemiz toplam miktarının %0.5'ini kullanmaktadır.

IV. ÇEVRE KRİZİNİ ÇÖZMEK İÇİN SORUMLU BİR SİSTEM YAKLAŞIMI

Strosferik ozon tabakasındaki aşınmayı gösteren son bulgular insanoğlunun farkında olmadan verdiği zararları göstermektedir. Bizi koruyan ozon tabakasına verilen bu zarar tamir edilmelidir. Fakat bunu yaparken de çevrenin birbirine iç içe bağlı elemanlardan kurulu kırılgan bir yapıya sahip olduğunu unutmamalıyız. Atacağımız tüm adımlar olası sonuçların dikkatlice analizinden sonra uygulanmalıdır.

Bu sonuçların ışığında, ticari air condition araçlarına bağlı bir çözüm, problemin tüm ayrıntılarını kapsayan sorumlu bir sistem yaklaşımı olacaktır. Dikkate alınacak hususlar: Ozon tabankasındaki aşınma, küresel ılımanlaşma, enerji verimliliği, araç güvenilirliği ve kişisel güvenlidir.

1.Ozon Tabakası

Dünyamız birbiriyle reaksiyon içinde bulunan çok çeşitli gaz kütleleri ile çevrilidir. Bunlardan O_2 gazı dünya üzerinde yaşamı sağlayan gazdır. Üç şekilde bulunan oksijen elementinin en yaygın şekli nefes aldığımız O_2 'dir. (Moleküler oksijen). Diğer O_3 'tür ki kararsızdır. O_2 'den şekillenir ve O_2 'ye bozunur. Atomik oksijen ise O ile gösterilir ve diğer ikisinin esasını teşkil eder.

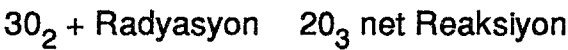
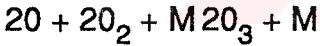
Ozon tek başına, koklaması zor, mavimsi bir gaz şeklindedir. Dünya ozonunun %90'ı yeryüzü üzerinde destrosfer olarak bilinen bölgede doğal olarak oluşmuş bir tabaka şeklinde bulunur. Yeryüzü yakınındaki ozon ciddi bir hava kirliliğidir. Araba egzozlarından ve benzin buharından oluşan bu ozon insanın sağlığına ve tarımsal ürünlere zarar verir. Atmosferin üst katlarındaki ozon tabakası varlığıyla dünyayı güneşten gelen ultraviyole ışınlarının zarar verici etkilerinden korumaktadır.

Genel olarak troposfer, strotosfer, mezosfer ve termosfer olarak dört kısma ayrılan atmosfer, dünyamızın etrafını saran, birkaç yüz kilometre yüksekliğe ulaşan bir gaz kütesidir. %78 azot, %21 oksijen ve %1 diğer gazlardan oluşmuştur.

Buna ilave olarak doğal orijinli ya da insan aktiviteleri sonucu türeyen bir takım gazlar vardır ki, bunlar gezegenin iklimini büyük oranda etkileyen az miktardaki oluşumlardır. Bunlar su buharı, CO₂, hidrokarbonlar, nitrojen, klorlu bileşikler ve ozondur.

Ozon atmosferde değişken miktarlarda ve konsantrosyanlarda yükseklikle değişen bir konumda bulunur. En büyük konsantrasyon enleme bağlı olarak 12 ve 40 km yükseklikleri arasında bulunmaktadır. Bu bölüme "OZON TABAKASI" ya da "Ozonosfer" denir. Atmosfer içerisinde ozonun ilk görevi enerji yüklü ultraviyole radyasyonunu filtre etmektir.

Ozon, havanın oksijeninin ultraviyole radyasyonu ile reaksiyona girmesi sonucu şekillenir.



O₂ dışarıdan aldığı enerji yardımıyla (Morötesi ışınlar) parçalanarak iki oksijen atomuna ayrılır. Oksijen atomlarından biri, bir oksijen molekülü ile birleşerek ozonu oluşturur. Ozon stabil olmayıp yine ultraviyole ışınlarını soğurarak ayrışır.

2. Ozonun Parçalanması:

Ozon ultraviyole radyasyonunun devamlı etkimesi altında oluşmamaktadır. Ozon üretimi zaman içinde bir denge durumuna erişene kadar yavaş yavaş gerçekleşir. Çünkü doğal mekanizma ozonu parçalamak ve yeniden oksijen üretmek için müdahale etmektedir.

3.Ozon Tabakasındaki Aşınma:

HCFC-22'nin ozon tabakasına zararı alt düzeylerde dir. HCFC-22 bu soruna köprü çözüm olarak tanımlanmaktadır. ABD Çevre Koruma Kurumu, Amerikan ısıtma cemiyeti soğutma ve air condition mühendisleri ve air conditon ve soğutma enstitüsü gibi organizasyonlar ve Allied-Signal gibi sanayi liderleri bu durumu desteklemektedirler. HCFC-22'nin topluma sağladığı değerler bakımından gelecekte de araçlarda kullanılmaya devam etmesi beklenmektedir. Daha da önemlisi CFC soğutucularının aksine hem güncel hem de önerilen düzenlemeler HCFC-22'nin yayılmasını önemli oranda düşürecektir. Bu düzenlemeler uygulamaya girdiğinde bu soğutucunun kasıtlı salıvermesini ve buna bağlı olarak talebini önemli oranda azaltacaktır. Bu da çevremizin gelişimine katkıda bulunacak ve halen varolan tesisatlara HCFC-22 servisini kolaylaştıracaktır.

4.Ozon Problemine Yönelik CFC Kullanıcılarının Birleşmeleri

Tamamen holojenlenmiş kloroflorokarbonlar oldukça dengelidir ve 75-100 yıllık yaşam süreleri içinde stratosferin üst tabakalarına göç edip ultraviyole ışınları ile parçalanırlar. Serbest klor, üst stratosferde ozonla birleşip ozon tabakasının incelmesine sebep olur. Hergün ozon gazının milyonlarca kilosu parçalanmakta ve aynı zamanda oluşmaktadır. Tabaka dünyaya ulaşan zararlı utraviyole ışınlarını filtre etmektedir. Eğer bu filtre zarar görürse bilim adamlarına göre hava koşullarında dramatik değişiklikler görülecek, dolayısı ile çeşitli şekillerde sağlık sorunlarına yol açarak deri kanserine yol açan hastalıklar oldukça sıklaşacaktır.

Şu anda insan sağlığında bu değişikliklerin açıkça etkileri görülmemektedir. Üstelik stratosferin bilimsel modellerine göre CFC miktarı 1986 yılındaki seviyesinde ve biraz daha fazla tutulabilirse stratosferdeki ozon tabakasında önemli bir değişiklik olmayacaktır.

Kloroflorokarbonlar oldukça faydalı kimyasal maddelerdir ve günümüz yaşam standartlarının pozitif yönde artırılması için bir çok alanda

kullanılmaktadır. Bu maddeler toksik olmayan, yanmayan ve kimyasal olarak durağan, dengeli ve enerjik olarak verimlidirler. Ayrıca oldukça ucuzdurlar. Sanayi kuruluşları ve maddelerin üstüste reaksiyona girip daha büyük sorunlar yaratmamaları konusunda çalışmalar yapmaktadır. Alternatif kimyasal maddelere geçiş ve şu an kullanımda olan kimyasal maddelerin yasaklanması ekonomide büyük boşluklara yol açacak ve toplumun kısa vadede zararına yol açacaktır.

Ozon problemi çözüm bekleyen ve tepki gösterilmeyen ve bu nedenle de CFC kullanacılarının birleşmesine yol açan bir konudur.

5. İşbirliği ve Kontrol:

Birlik, CFC üretiminin dünya çapında kontrolünü sağlamak üzere Birleşik devletlerde hazırlanan bir protokole destek vermektedir. Birleşik devletler yaklaşık olarak dünya üzerinde üretilen ve tüketilen CFC'lerin %30'unu kullanmaktadır. Bunun anlamı Amerikanın CFC proplemini tek başına çözemeyeceğidir ve tüm dünyada ortak bir harekete girilmedikçe Amerika ve benzeri güçlü ülkelerin tek başına olan çabaları bir anlam ifade etmeyecektir. Bu görüş 1978 yılında Amerika'da yapılan aerosol kullanıcıları CFC konulu toplantıda ele alınıp diğer ülkelerle birlikte ortak bir yasaklamaya geçilmiştir. Bu hareketin sonucunda CFC'nin tüketimi dünya üzerinde azalmış ve diğer ülkelerle işbirliği çalışmaları başlatılmıştır.

Aslında sadece birkaç üretici bu anlaşmaya uymuş ve diğerleri bildiklerini okumaya devam etmiştir. Birlik, buna göre dünya çapında bir anlaşmayı şart koymuş olup bu konuda faaliyetlerini yürütmektedir.

1987 Eylül'ünde Montreal'de imzalanan protokole göre Birleşmiş Milletler Çevre Programı tamamen halojenleşmiş CFC'lerin indirimi öngörmüştür. Bu çerçevede gerçekleşecek olan % 50'lik indirim konuyla ilgili olarak zarar gören ülkelerin 1986'daki CFC seviyesine çekilmesi sağlanacaktır. Birlik buna paralel olarak daha zararsız gazların geliştirilmesi için teknik araştırmalar yapmaktadır.

Zararsız CFC gazlarının geliştirilmesi konusunda ozon incelmesinden zarar gören ülkelerin desteği doğal olarak çok büyüktür. Birlik, CFC üretim miktarının 1986 seviyesinde dondurulması için bu iki basamaklı indirimi gerçekleştirebilmek üzere sürekli bilimsel ve ekonomik yayınlar çıkartmaktadır

Uluslararası birleşme hikayenin sadece bir yanı olup, Birleşik Devletlerde hükümetin karar ve tepkileri de oldukça büyük bir önem taşımaktadır. Bazı sıkı çevreciler, CFC üretiminde %91'e varan indirimler konusunda hükümetten talepte bulunmaktadırlar. Hukukçular ise resmi olmasa da yaptıkları açıklamalarla bu önerilerin gerçekleşmesine ihtimal vermemektedirler.

Sonuç olarak tamamen halojenleşmiş CFC'lerin sınırlandırılması kaçınılmazdır. Bu konuda sanayinin gerekeni yapması zorunludur. Öncelikle, bu maddelerin yerine geçebilecek olanlar araştırılıp geliştirilmelidir. Şüphesiz geliştirilecek olan yeni üretim tekniklerinin CFC imalatını yapan her fabrikada yapılacak türden olmalıdır. Eski tecrübelerle dayanarak ısı alışverişinde kullanan soğutucuların yeniden kazanılması bu soruna başka bir çözüm olabilir.

Kimya sanayicileri ise fiyat konusunun alternatif soğutkanların geliştirilmesinde en önemli kriter olduğunu belirtmektedirler.

BİRLİK HAKKINDA: CFC politikalarıyla sorumlu Birlik, kloroflorokarbon kullanıcı ve üreticilerinin koalisyonudur. 500'den fazla şirket birliğin üyesi olup bunların bir çoğu küçük çaplıdır. Birlik 1980 yılında kurulmuş olup amacı ozon delinmesi ile ilgili çalışmalar yapmak ve çözümler getirmektir. CFC'nin sanayi, ticaret alanında ve evlerde yaygın olarak kullanılması, bu kimyasal maddelerin önemini arttırmaktadır. Birliğin tahminlerine göre Amerika'da yıllık CFC üretim miktarı 750 milyon civarındadır. Yaklaşık olarak 5000 direkt alıcı vardır ve bu madde ile yaklaşık 27 milyar dolarlık imalat gerçekleştirmektedir. CFC alanında çalışan eleman sayısı tahminen 375.000 kişidir.

6. Arının Durumu

Hava şartlandırma ve Soğutma Enstitüsü(ARI) Amerika genelinde bu konuda çalışan firmaların %95'inden fazlasının meydana getirdiği bir birliktir. Birliğin çalışmaları 1986 kasımında CFC konusundaki düzenlemeler ile resmiyet kazanmıştır.

ARI'nın CFC düzenlemeleri konusunda üzerinde durduğu noktalar şunlardır:

1)Toplu hareket sorunun en önemli çözüm yoludur.

2) Yeni CFC'lerin devreye girmesi için gerekli zaman imalatçılara tanınmalıdır.

3)Halen kullanımda olan soğutma sistemlerinin çalışabilmesi için gerekli günümüz CFC'lerinin yeter miktarda üretilmesi gereklidir.

4)Her türlü hareket tamamen ekonomik etkenlerin ışığı altında gerçekleştirilmelidir.

5)CFC-22 kontrol edilmemeli fakat kısa ve orta vadede çözüm olarak ele alınmalıdır.

7. Enstitünün Gayretlerinin Gelişmesi

Enstitü, EPA ile (Environmental Protection Agency -Birleşik devletlerin çevrenin korunması üzerinde çalışan Beyaz Saray ve Kongre'deki Ajansı) işbirliğine girişmiştir. Konuyla ilgili detaylı bilgiye sahip sanayi kuruluşları ile bilgi alışverişinde bulunmuş ve böylece konuya hem teknik hem de politik açıdan yaklaşmıştır. Ayrıca düzenlediği toplantılar ASHRAE üyelerinin (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) katılımıyla daha da etkin bir hal almıştır.

1987 Eylül'ünde Montreal'de tamamlanan Birleşmiş Milletler Çevre Protokolü (UNEP) CFC konusunda global sınırlamalar getirmiştir. 1989'da

imzalanan protokole göre ise CFC 11,12, 113, 114, ve 115 kullanımı dünya çapında sınırlandırılmıştır. Amaç, %20'lik indirimi 1984 yılında gerçekleştirebilmek ve 1999 yılında ikinci adım olan %30'luk indirim ile de %50 indirimde ulaşmaktır.

CFC 11,12,113,114 ve 115 toplam kullanımın %40'ını oluşturmaktadır. En büyük pay ise CFC-12'nindir. Bunun büyük bir kısmı CFC-22'ye çevrilebilir olmasına rağmen gerekli ekipmanların yeniden tasarlanması, teknik ve ekonomik engellerin varlığı sorun oluşturmaktadır.

CFC İmalatında indirimin hava şartlandırma sektöründe gerçekleşmesine rağmen, uluslararası bir birliğin sektör üzerinde bir baskı oluşturacağı ve sorunu çözebileceği herkesin ortak düşüncesidir.

8.Enstitünün Politikası:

Hava şartlandırma ve soğutma Enstitüsünün (ARI) kloroflorokarbonlarla ilgili politikası 17 Kasım 1986 tarihinde yönetim kurulu kararı ile şöylece belirtilmiştir.

Hava Şartlandırma ve Soğutma Enstitüsü CFC'lerin atmosfere yayılmasının stratosferik ozon tabakasında incelmeye yol açıp açmadığı ve yeryüzü sıcaklığının artık artmadığı (Yeşil sera etkisi) sorularına cevap arayan bir kurumdur. ARI'nın aşağıdaki noktalar üzerinde çalışmaları vardır.

Kloroflorokarbonlar, diğer soğutkanlar arasındaki yeri ile dünya toplumlarının ekonomik yapısı açısından büyük önem taşımaktadırlar. Ayrıca bazı soğutkanların yerini tutabilecek, ticari olarak uygun alternatifler mevcut değildir.

Bilimsel veriler doğrultusunda CFC kullanımının azaltılması ozon tabakası incelmesini durduracaktır.

Günümüzdeki CFC miktarının hava şartlarının değişmesi ile bağlantısı konusunda bazı bilimsel belirsizlikler vardır. Bugün geçerli olan modellerin gelecek yıllarda geçerli olup olmayacağı belli değildir.

CFC'lerin ozon tabakasını incelttiği konusunda sadece tamamen halojenlenmiş kloroflorokarbonlar olan CFC-11, CFC-12, ve CFC-113'ün etkilerinin fazla olduğu belirlenmiştir.

Birleşik devletlerde yürürlükte olan CFC aerosol yasaklamalarının etkisinin fazla olmayacağı ve sera etkisinin değişeceği söylenebilir. Nedeni ise Birleşik devletlerde tamamen halojenlenmiş karbonların üretim miktarı tüm dünyadaki 2/3'ü olmasıdır.

Ayrıca Birleşik devletlerdeki tek taraflı yasaklamalar ülke ekonomisine uluslararası rekabet ortamı içerisinde zarar verilmiş olacaktır. Dolayısı ile yukarıdaki gerçekleri gözönüne alarak ARİ; CFC-11, CFC-12 ve CFC-13 üretiminin dünya çapında kontrol edilmesi ve bu maddeleri kullananların bilinçlendirilmesi konusunda faaliyetlerde bulunmaktadır. Bu sınırlamanın getirilebilmesi için de aşağıdaki uygulamalar hayata geçirilmelidir.

Dünyanın sanayileşmiş toplumları dengeli olarak artan CFC-11, CFC-12 ve CFC-113 yayılımını kontrol edecek sınırlamalar getirmelidir. Buna aynı zamanda kalkınmamış ülkeler de katılmalıdır. Özelliklerinden dolayı CFC-22 kullanımını yaygınlaştırılmalıdır.

Birleşik Devletler ülke genelindeki tek yönlü yasaklamaları dünya geneline yaymaya çalışmalıdır.

CFC-11, CFC-12 ve CFC-114'ün yerini tutabilecek alternatif soğutkanlar üzerine yapılan araştırmalar geliştirilmelidir.

9. ASHRAE nin Durumu:

Kamuoyu gündeminde olan, ozon tabakasının incelmesi gibi bir konu, hükümet tarafından çözüm beklemektedir. Ayrıca HVAC&R gibi bir çok teknik konu politik olarak sorgulanmadıkça kamuoyunca gündemde bulunmaz. Teknik konular kamuoyu gündemine girince çözüme ulaşmak da zorlaşır. Ozon incelmesi de birkaç yıl önce kamuoyu gündemine girmiş bir konudur.

Uluslararası basın yakın tarihlerde konuyu ele alırken objektif olmaya çalışmasına rağmen bazı şeyleri yanlış aktarmıştır. Örneğin, Antartika üzerindeki ozon deliğinin sebebi diğer ozon tabakası incelmesi vakaları ile aynı olarak gösterilmiştir. Başka bir nokta da deliğin gittikçe büyüdüğü hakkındaki haberlerdir ve bu doğru değildir. 1986 ölçümlerine göre incelme miktarı 1985 ölçümlerinden daha azdır.

ASHRAE Birliği, Hükümet çevre komitesine konuyla ilgili teknik ve detaylı bilgiler aktarmıştır. Bu sayede uluslararası kararlar alınması için gayret gösteren birliklerle işbirliği yaparak sesini duyurmuştur. Faaliyetlerini ASHRAE Journal dergisinde duyuran birlik ayrıca her kış düzenli olarak yıllık toplantısını yapmaktadır.

Birlik 15 yıldan beri ozon incelmesi ile ilgili teoriler üzerinde çalışmakta olup bu teorilerin doğrulanamaması nedeniyle bir yandan da atmosferik modellemeler konusunda ve ozon ölçüm teknikleri ile ilgili çalışmalar yürütmektedir.

1987 Ocağında ASHRAE yönetim kurulu CFC yayılımı ile ilgili olarak aşağıdaki kararları tavsiye etmiştir.

1. İmalat, tesisat, servis ve söküm esnalarında CFC yayılımını minimuma indirmek için uygulanabilir kurallar konmalıdır.

2. Soğutkan değişimi ile ilgili dizayn, pratik, standartlar, sızıntı ve tetkik etme konularını geliştirecek çalışmalar yapılmalıdır.

3. Uluslararası Birlikler ile sempozyum, seminer ve forumlar düzenleyerek CFC yayılımını önleyecek teknoloji transferleri yapılmalıdır.

CFC konusu ASHRAE ve HVAC&R endüstrisi için önemli bir toplum politikası konusudur. Sorumlu ve mantıklı çözümler bulunmalıdır. ASHRAE bu çözümlerin getirilebilmesi için önemli bir rol oynamaktadır (By J.E. Cox, ASHRAE Journal November 1987, N: 38)

V.A- ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Bugün bir değil tam iki tane ticari uygunluğu kabul edilir alternatif geliştirilmiştir ki bunlar HCF-134a ve HCFC 123'dür. Ağır basınç sistemleri içinde HCFC-22 güvenilirliği ile sanayide bugünkü yerini almıştır.

Hangisini seçersek seçelim -ticari ya da ağır basınç sistemleri- bugünkü CFC alternatifleri ozonla dost ve dünyayı yaşanır hale getiren alternatiflerdir.

Günümüze kadar, yeni alternatiflerdeki düzensizlik yüzünden bu alternatiflerin gelecek uygunluğu konusunda tam bir kararsızlık hüküm sürmüştür. Ama şu anki veriler ışığında üç alternatifin de kullanıldığı araçların ömrünü azaltmadığı anlaşılmıştır.

Bunun anlamı, yeni soğutucular, atmosferi korumakla kalmayıp, bu soğutucular kullanılarak yapılan yeni araçları da korumaktadırlar. Bu da CFC'nin 2000 yıllarında beklenen kullanım dışı olma tarihini 31 Aralık 1995 yılına çekmiştir ki bu da çok iyi bir haberdır.

1. Ozonla Dost Soğutucu Akışkanlar

Alternatif soğutucu gazlar şu an için uygun ama, hepsinin de tartışılması gereken bariz dezavantajları vardır.

Amerika Birleşik Devletleri'nde, büyük binaları soğutmak için çoğunlukla santrifüj sel soğutucular kullanılmaktadır. Yılda yaklaşık 300 milyon dolar satış yapan 4 büyük üreticinin pazardaki payı %80 civarındadır. 1989 yılında 80.000 adete yakın santrifüj sel soğutucularının tümünün %30, %40 oranında yerini almıştır.

17 milyon pound (7,7 milyon kg) CFC-II ve 2,1 milyon pound (0,95 milyon kg) CFC-I2 yeni ve daha önceki soğutucu sanayinde kullanılmıştır. Şu an kullanılan servislerin de yaklaşık %80-85'i CFC'ler kullanılarak üretilmiştir.(Arthur D. Little Inc. 1989)

CFC-II ve CFC-I2'nin yerini alabilecek alternatif arayışı sürmektedir. Bir soğutucu, R-134a, CFC-11'in yerini alması mümkün görülürken diğer taraftan da R-134a ya da R-152a CFC-I2'nin yerini alabilecektir.

Bugün, HVAC endüstrisinin gelecekteki uyumluluğu ve kabul ediliirliğı konusunda ciddi kaygılar vardır. 1986 yılında orijinal Montreal Protocol'u gelecekteki tam halojenlenmiş CFC üretimini, ozon tüketimi yüzünden dondurmuştur. Gelecekteki dondurma 1993 ortasından 1998 ortasına kadar iki aşamalı olarak %80 ve %50 oranındaki 1986 üretimi kadar zorunludur. (UNEP) Londra Montreal Protocol'undeki ek provizyonları tartışmak için toplanmıştır. Londra toplantısında HVAC endüstrisini ilgilendiren en önemli gelişme çok sayıdaki düzeltmeden ikisinin (Montreal Protokolunda açıklanan) kabul edilmesidir. Bu sayede bütün CFC'ler 2000 yılına kadar devre dışı kalacak ve yeni alternatifler 2040 yılında belki de 2020 yılında tamamıyla eskilerin yerini alabilecektir ki bunlar HCFC-22 ihtiva eden HCFC'lerdir.

Yanıcı olmayan bileşenlere ait başlangıç listesi geneldir. Her ne kadar yanıcı olmayan bileşenlerin sayısı ile sınırlı olmasına bağlı ise de ikinci liste daha az yanıcılık kriterinin açığa çıktığı durumlar için oluşturulmuştur. Listelerin öncelik sırası verimlilik ve kapasite performans bilgisine göre düzenlenmiştir. Bu işlem, santrifüj sel soğutucuların gelecekteki ozon güvenliği ve enerji verimliliği konularını tanımlayarak bitirilmiştir.

Bu karşılaştırmada, yeni alternatiflerin potansiyel avantajlarını verimliliklerini izole ederek daha bilgili karara bağlamak temel ilke olarak seçilmiştir. Bu karşılaştırma belki de bazı durumlarda alternatif soğutucular için cezaları abartmıştır, tıpkı geliştirilmiş compresörlerdeki tasarım değişiklikleri ve daha büyük sıcaklık dönüştürücülerinin yeni soğutucularla uygunsuzluğu gibi. Bu tasarım değişiklikleri genel sistem verimini geliştirebilir.

Bir diğer amaç da bu prosedürde yapılan birçok önemli incelemelerdir. Kritik nokta, ses yoğunluk ve ses hızı gibi, yeni alternatif seçiminde kullanılabilecek özellikler bunlardan bir kaçıdır.

2.CFC 11 İçin Potansiyel Alternatifler

Tablo 1 aşağıda incelenmiş soğutucuların kaynama noktalarını içermektedir. CFC-11 için kaynama noktası 74,5°F (23,6°C) olduğundan, normal kaynama noktaları 74,50°F'in $\pm 30^\circ\text{F}$ olan soğutucular, CFC-11'in yerini alabilecek adaylar olarak incelenmeleri mümkündür. Tablo 1 CFC-11'in yerini alabilecek 8 potansiyel soğutucuyu içermektedir ki bunlar R-21, R-160, R-123, R-123a, CFC-12/DME, R-152, R-141b ve R-30'dur.

Dört soğutucu (R-21, R-160, CFC-12/DME ve R-30) sınır kriterlerini aşamadıklarından incelenmemiştir. R-21, R-160 ve R-30 orta derecede toksik olduğundan, CFC-12/DME de tamamı halojenize CFC-12 içerdiğinden inceleme dışı bırakılmıştır.

Tablo 1 göstermektedir ki R-123 ve 123a CFC-11 yerini alabilecek en güçlü adaylardır. Her biri de yanıcı olmayıp toksit oranları düşüktür. Verimlilik ve kapasite CFC-11 yerine R-123 kullanıldığında, %2'den %8'e çıkabilecektir.

3. CFC-12 İçin Potansiyel Alternatifler

Tablo 1'de CFC-12 için normal kaynama noktasının -21,6°F (-29,8°C) olduğu görülmektedir. Normal kaynama noktaları -54°F'den -10°F'ye (-48°C'den -12,2°C) kadar olan soğutucular potansiyel alternatif olarak incelenebilir. Tablo 4 CFC-12'nin yerini alabilecek 13 soğutucuyu göstermektedir ki bunlar, R-125, R-143a, R-502, R-202, R-22, CFC-115, R-161, R-500, R-505, R-134a, R-134, R-506 ve R-124'dür. Bunlardan 6 tanesi kriter sınırına takılmışlardır. R-502, CFC-115, R-500, R-505 ve R-506 ya tamamı halojenize CFC'ler içerdiğinden ya da tamamı halojenize olduğundan sınırda takılmışlardır.

Tablo 1, beş tane CFC-12'nin santrifüj sel soğutucularda yerini alabilmesi olağan soğutucuları içermektedir. Bunlar R-125, R-22, R-134a, R-134 ve R-124'dür. R-124 %5 daha verimli ve kapasitesi daha iyi olduğundan CFC-12'den daha iyidir. R-134 gibi kapasite ve verimlilik modundaki gelişmiş soğutucular CFC-12'ni yerini alarak, yanıcı olmayan soğutucuların tercih edildiğini

göstermektedir. Eğer kapasite ve verimlilik küçük düşmeler göz ardı edilirse, R-22 ve R-134a'nın da tercih edilmesi mümkün olabilecektir. Eğer yanıcılığı az soğutucular kullanılabilirse R-143a ve R-152a tercih edilebilir.

4. R-500 İçin Potansiyel Alternatifler

Tablo 1 R-500 için normal kaynama noktasının $-28,3^{\circ}\text{F}$ ($-33,5^{\circ}\text{C}$) olarak göstermektedir. Bu da CFC-12'nin normal kaynama noktasına yakın bir değerdir. Buna göre CFC-12 için uygun görülen alternatiflerin R-500 için de uygun olduğu varsayılabilir. Her ne kadar bu gruba R-134 ve R124 de dahil edilmişler ise de normal kaynama noktaları R-500'den daha yüksektir. R-500'ün CFC-12'den daha düşük kaynama noktasına sahip olması yüzünden R-32 uygun bir alternatif olarak görülebilir. Tablo 5'e göre R-32 az yanıcı ve toksik oranı düşüktür. Eğer yanıcılık göz ardı edilmez ise R-22 ve R-134a, verimlilik ve kapasite düşüklükleri kabul edilerek tercih edilebilir.

B- EN GÜVENLİ ALTERNATİF HFC 134

HFC 134 a'nın ozonu tahrip edici faktörü sıfırdır. Açıkça ozonun güvenliği açısından başka hiçbir soğutucu akışkan daha emniyetli değildir.

Bir soğutucunun çalışma süresi bitmeden yasaklanabilecek olan bir HCFC alternatifinin peşinden gitmek saçma olacaktır. Özellikle Du Pont'un HCFC-22'nin üretimini gelecek yüzyılda durduracağı bildirisi düşünülürse hala bunları savunmak zaman kaybindan başka birşey değildir.

HCFC-134a, zehirleyicilik açısından, üreticiler tarafından belirlenen soğutucu malzemelerine verilebilen en yüksek "İzin Verilebilir Tatbik Limiti" ne sahiptir. Bu soğutucu akışkan en güvenli soğutucu akışkan malzemesi olarak kategorize edilmiştir.

1. Üstün Verimlilik

Teorik verimlilik yeterlidir, ama gerçek dünyada tesis sahipleri ve mühendisler kendi yatırımları açısından santrifüj soğutucu verimliliğini kw/ton olarak bilmek isterler.

Birçok soğutucu malzemenin teorik verimliliğini gösteren şemalar yayınlanmıştır. Bu rakamlar bizleri yanlışlara yönelebilir. Bunun teorik verimlilik buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıların durumuna bağlı olarak bulunur. Ama bu şekilde bulunan verimlilik detaylardan sadece birisidir. Pratikte ise alternatif soğutucu akışkanlar verimliliği arasında teorikte bulunandan çok daha az bir fark vardır.

Sistem verimliliği, ısı iletim özellikleri, ısı değişim özellikleri ve kompresör optimizasyonu gibi birçok faktöre bağlıdır. Bu alanlarda en iyi olan HFC-134a yeni uygulamalar için üstün bir soğutucu verimliliği sağlar. Önemli olan nokta, mühendislerin ve konuyla ilgilenen diğer kimselerin yeni ya da eski soğutucu projelerinin gerçek verimliliğini karşılaştırmaları gerekliliği ve gelişigüzel verilere karşı yanılmamalarıdır.

2. Temin Edilebilirlik

HFC -134a'nın yararları ve talebin fazlalığı HFC-134a'nın planlanandan çok önce temin edilebilir hale gelmesine yol açmıştır.

Soğutucuların en büyük kullanıcısı olan otomobil endüstrisi de HFC-134a'yı onayladığı için diğer belli başlı kimyasal madde üreticileri HCF-134a'nın geniş çaplı üretimi için planları vardır.

3. Etkili Maliyet

HFC-134a daha fazla kullanılabilir hale geldikçe, masraflar düşecektir. Bugünkü piyasa fiyatında bile pozitif basınç soğutucularında kullanıldığında HFC-134-a HVAC sanayini maliyet olarak en etkin alternatif soğutucusudur.

Pozitif basınç McQuay santrifüj makinaları için, pahalı temizleme ya da vakum önleme sistemleri gerekmez. Sonuç olarak negatif basınç soğutucularının eksikliklerini gidermek için gereken bu aracın katma maliyetiyle karşılaştırıldığında, HFC-134a'nın pozitif soğutuculardaki maliyeti buna değmektedir. Başka bir açıdan bakıldığında gelecekte bir tarihte değiştirilmek üzere bir soğutucu bulmanın anlamı yoktur. Çünkü yeni bir soğutucuya dönüştürmenin masrafı çok yüksek olabilir. HFC-134a ile gelecekteki dönüşüm maliyetleri fazla bir sorun oluşturmayacaktır.

4. Bugün İçin Bir Soğutucudan İstenenler

Güvenlik, verimlilik bulunabilirlik ve maliyet gibi, tesis sahipleri tarafından aranan bütün önemli kriterlerde HFC-134a'nın mükemmel bir seçim olduğu kanıtlanmıştır. HFC-134a'yı kullanan santrifüj soğutucuların performans ve ekonomik avantajları en az çevresel yararları kadar etkileyici olduğundan, HFC-134a sadece geleceğin soğutucusu olarak düşünülmez. Açıkça HFC-134a bugün soğutucular içinde en iyi seçimdir.

5. HFC-134a İçin Boru Büyüklüğü Saptama ve Basınç Düşme Hesapları

Soğutucu 134a, Montreal protokölüne bağlı olarak, üretilen ve şu anda kullanılan birçok R-12 uygulamasının ağırlığını taşımaya en önemli aday olması açısından büyük önem taşır. R-134a'nın "0" ozon delici potansiyeli ve düşük sera ısıtma potansiyeli, çevre kriterine tam olarak uyar. Soğutma sistemi çevresindeki kimyasal kararlılık, mükemmel olarak gözlenirken, yanmazlık ve makul bir zehirlilik kusursuz bir güvenlik karakteri çizer. Termodinamik ve termofiziksel özellikler, sisteme olan talebe yönelik olarak benzer verimlilik düzeyleri oluşturmak için, R-12'ye yakındır.

Boru büyüklüğü belirleme kriteri:

Soğutma için boru büyüklüğü alternatifleri tipik olarak, gelişen amaçlar arasında bir uzlaşma sergiler. Emilme sırasındaki basınç düşmelerini en aza indirmek ve buharı dışa bırakım borularını belirtmek önemlidir. Çünkü bu doğrudan sistem soğutma kapasitesindeki kayıplarla ilgilidir. Bu şekildeki basınç kayıpları ile kompresörde daha yüksek termodinamik çıkışlara ihtiyaç duyulur. Sıvı hatlardaki basınç kayıpları, buhar baloncuklarının soğutulmasında, ve sistemin düz işlemisinde zararlı sonuçlanabilir. Bu nedenle boru dizaynları, sürtünmeden dolayı akış kayıplarını karşılayabilecek yeterlilikte olmalıdır.

Diğer taraftan da , büyüklükler, yağ damlaları için yeterli akış hızını sağlayabilecek küçüklükte olmalıdır. Bu yağ tuzaklarının getirdiği riski azaltır. Boru büyüklüğündeki diğer sınırlamalar soğutma niceliklerini minimize etmek ve sabit maliyeti azaltmaktır.

Sanayi tecrübe, bu rekabet eden amaçları dengelemek için bazı ipuçları ortaya koymuştur. "ASHRAE Handbook of Fundamentals" kitabının 33 konusu bu konuları içerir. Buradaki amaç, bu ipuçlarını incelemek değil, R-134a hakkında bu ipuçlarına dayanarak veriler sağlamaktır. Burada sunulan veriler, türbülent akıştaki basınç kaybı için yaygın olarak kabul edilen Darcy Weisbach eşitliği ile bulunmuştur.

$$H = f \cdot L/D \cdot V^2/2g$$

H: Basınç kaybı/birim akış miktarı

V: Akış hızı

L: Akış yolunun uzunluğu

g: Yer çekim ivmesi

D: kondüit'in iç çapı

f: Moody chart'ta gösterilen sürtünme faktörü.

Son terim yüzey pürüzlülüğünün ve Reynold sayısının bir fonksiyonudur. Sıvı yoğunluklarını ve akışkanlıklarını da hesaba katar. Hesaplama yöntemleri, Atwood'da (1981) açıklanmıştır.

R-134a için belirlenen fiziksel veriler, Wilson ve Basu (1988) tarafından geliştirilen termodinamik verileri içermektedir.

Tartışma:

Emme Borusu: Bu tip verilerin analizi gösterir ki R-134 için boru büyüklüğü seçimi, R-12'ye çok benzer, fakat bazı farklar vardır. Eşit soğutma kapasitesindeki kütle akış oranları tipik olarak daha düşüktür.

Bağıl hızlar, bir tanesi, düşük buharlaşma sıcaklığına geçtiği zaman, yükselme eğilimi gösterir. Bu R-12'ye karşı R-134a'nın dik buhar basınç eğrisini yansıtır, bunun sonucu olarak buhar basıncı daha hızlı düşer ve özgül hacim artar. R-134a'nın akışkanlıkları R-12'den çok az düşük iken, bağıl basınç düşmesine olan etki de düşüktür. Bağıl basınç düşmesi, hız ve kütle akışının birleştirilmiş etkisidir.

Emme hatlarında, R-134a ile basınç düşmesi, R-12'den biraz daha düşük olur. Yüksek buharlaşma sıcaklıklarında kayıp ceza R-12'den %15-20 daha düşük olabilir. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında, bu avantaj kaybolur, şöyle ki -40°F'ta basınç düşmeleri denktir.

Basınç kaybındaki farklılıklar, boru büyüklüğünü küçültmek için yeterli değildir, fakat bazı hallerde, seçim büyüklükler arasında sınırdaysa, daha küçük borular seçilebilir. Hızlar tipik olarak daha yüksek olduğu için, büyük boru seçilirse yağlar problem yaratmaz.

Yer değiştirme borusu için, R-134a'nın basınç düşmeleri R-12'den daha azdır. Emme borusunda olduğu gibi, kütle akış oranları R-12'nin %80 kadarıdır. Kompresörün yer değiştirme tarafında, akış hızları R-12'den %10'daha düşüktür. Bu farklar, denk borularda %25-30 daha az basınç düşmesi ile sonuçlanır.

Sıvı hatları için, benzer bir ilişki vardır. Kütle akışları, hızlar ve akışkanlıklar, R-134a için hep R-12'den küçüktür, sonuçta %25 daha az basınç düşmesi olur.

Yukarıdaki açıklamalar gösterir ki, boru büyüklüğü saptanması, bugün kullanılan R-12 sistemi ve R-134a servisi için sınırlama getirmemelidir. (By Theodore Atwood, ASHRAE Journal April 1991, N: 62)

C. SOĞUTKAN SEÇİMİ OLARAK AMONYAK

Amonyak 1850_1860 yıllarından bu yana soğutma sanayi içerisinde olup gücünü ve kullanımını günümüzde de kaybetmemiştir. Hala sanayi soğutucularında önemli bir yer taşımaktadır; 1940-1980'lerde CFC'lerin devreye girmesine rağmen.

CFC'lerin devreye girmesinden 40 yıl sonra hava şartlandırma endüstrisi tekrar amonyağa dönmektedir. CFC'lerin bir anda popüler olması birçok işadamlarını bu konuda yatırımlar yapmaya itmiştir. Fakat amonyak pazar payını her zaman korumayı başarmış ve dolaylı veya dolaysız kendisine getirilen sınırlamaları aşmıştır.

Günümüzde yeni yetişen mühendisler yaklaşık elli yıldan bu yana stajları esnasında soğutkan olarak amonyak ile ilgilenmişler ve bunun sonucu olarak hava-şartlandırma ve soğutma işini iyi bilen fakat amonyakla ilgili bilgisi olmayan mühendisler olmuşlardır. Artık bu durumu değiştirecek şartlar günümüzde ortaya çıkmıştır. Amonyak ana başlıklı birçok seminer, yetiştirme kursları ve organizasyonlar artan bir sayıyla düzenlenmektedir. Bu işi gerçekleştiren kurumlar arasında Wisconsin Madison Üniversitesi, Uluslararası Amonyak Enstitüsü, Illinois Üniversitesi, ASHRAE profesyonel geliştirme seminerleri sayılabilir.

Bu kurumların görevi, alanı genişletmek olmalıdır. Böylece uzun vadeli olarak çevre konusunda hassasiyet gösteren mühendisler yetiştirilmelidir. Bu

yeni, daha sağlıklı alternatif soğutkan geliştirerek CFC yasaklamalarından doğan ağığı kapatmaktan daha 6nemlidir.

şu anda sorun, amonyağın g6n6m6z ihtiyaçlarına nasıl cevap vereceğidir. ilik 6nce amonyağın verimli, 6zellikleri bilinen ve her an temin edilebilen bir soğutkan olduğu vurgulanmalıdır. Amonyağın değerli R22'den %3, R-502'den %7 daha iyidir. Hatta R-123 ile genel sistem performansı 6zerinde baş edebilir.

Amonyak kullanımının yaygınlaştırılması konusunda yanabilirlik ve zehirlilik konularında dikkat edilmesi gereken bazı standartlar vardır ve bunların meydana gelen kazaların sebebi genellikle yanlış tesisat ve kullanımdır. D6zenli yapılmayan kontroller ve son standartlara uydurulmayan ekipmanlar da bu kazaların sebebi olarak sayılabilir.

Zehirli ve yanabilir olması amonyak kullanımına karşı en b6y6k tepkiyi oluşturmaktadır. Zehirlenmeyle ilgili olarak şunu s6yleyebiliriz. Amonyağın yaralanma veya 6l6me yol açtığı s6ylenemez. Ama şartlarında ve yoğunluğuunda g6z 6n6ne alınması gerekir. Toksidite olarak bazı derecelendirmeler Amerikan Sanayi ve Devlet Hijyenistleri Konferansı'nda (ACIGH: American Conference of Industrial and Govermental Hygienists) yapılmıştır. Buna g6re 25-35 ppm seviyesi zehirlenmekten ziyade rahatsız edici kabul edilmiştir. Tablo 8'de (Stoecker 1989) y6ksek konsantrasyonlarda neler olacağı belirtilmiştir. Dikkat edilirse bunlar da zehirlenmekten ziyade rahatsız edici bazı etkilere dir. G6n6m6zde HFCve HCFC'ler için toksidite seviyeleri ve g6venlik sınırlamaları konusunda yapılan çalışmalar, amonyak için de gerçekleştirilmelidir.

Gıda işleme, dağıtım ve saklama konusunda %80'den fazla miktar (tonaj olarak) amonyak ile soğutulmuştur. CFC'ler ile rekabet her zaman mevcut olmuştur. Verimlilik avantajına rağmen geçmişteki kararlar toksidite nedeniyle amonyaktan kaçınma olmuştur. Gelecekte evre etkileri ve fiyat sorunları nedeniyle CFC alternatifleri başta amonyak olmak 6zere devreye girecektir.

Süpermarketler gibi ikinci eldeki soğutma ve saklama birimleri konusunda da soğutucu dizaynı ile ilgili yeni çalışmalar yapılmaktadır. Amonyaga geçiş potansiyel olarak en fazla aşağıdaki alanlarda olacaktır.

1. Geniş, merkezi tip hava şartlandırma uygulamaları:

Merkezi, ayırık soğutma ve ısıtma sistemleri su veya glikol soğutmalı vidalı kompresör sistemlerinde R-11 yerine amonyak ile çalıştırılabilir. Bu alanda açık fikirli mühendis ve dizayn elemanlarına ihtiyaç vardır.

2. Gizli ısı depolama sistemleri:

Özellikle süt endüstrisinde ve buz makinalarında amonyagin uzun bir hikayesi vardır.

330-200 ton kapasiteli paket su soğutma sistemleri: Bu alanda iki büyük imalatçı faaliyet göstermektedir. Konunun genişleyebilmesi için HVAC mühendislerinin "Kapalı Kutu" yaklaşımından vazgeçilmelidir. Ayrıca bu alanda iki gelişme daha gözlenmektedir. Düşük yüklü soğutucular ve plaka tipi ısı değiştirme cihazları. Bu alanlarda amonyak kullanımı düşük fiyatlı evaporatör ve az miktarda soğutkan kullanımı ile cazip hale gelmektedir.

Vidalı kompresör kullanımının yaygınlaşması amonyak uygulamalarını arttırmıştır. Bu alanda vidalı kompresörler ile merkezci olanlar arasında çetin bir rekabet vardır.

1990'lı yılların sonlarında yapılan ve ASHRAE ile IIR (International Institute of Refrigeration) tarafından organize edilen Purdue Kompresör soğutma konferansları amonyaga olan ilginin arttığını açık bir şekilde göstermiştir. ((By Theodore Atwood, ASHRAE Journal February 1990, N: 30)

Amonyak çok düşük bir moleküler ağırlığa sahiptir, bu hem avantajları hem de dezavantajları beraberinde getirir. Amonyagin düşük molekül ağırlığının bir avantajı, çok yüksek özgül ısı kapasitesidir. Verilen soğutma etkisinin sağlanması için, çok düşük madde akımları gerekir. Soğutucunun tipik olarak

sistemin etrafına pompalandığı büyük fabrikalarda, pompalama gücü, yüksek moleküler ağırlıklı bileşiklerle karşılaştırıldığında daha düşüktür.

Ayrıca, sürtünme kayıpları daha ağır bileşiklerden bariz bir şekilde daha düşüktür, bu da bazı ağlarını ve kompresör verimliliğini derinden etkiler. Stoecker, verilen büyüklükte bir borunun, verilen doygun sıcaklık basınç düşmesindeki kayıpta (0°F'ta R-22 ve R-502 gibi), amonyağın akışına eşdeğer soğutma kapasitesinin 2-3 katının iletileceğini belirtmiştir.

Yağ ayırma teknolojisi son 10 yılda çok büyük bir gelişme kaydetmiştir ve milyon başına çok sayıda parçanın verimliliği ile, birleşen eleman tipli yağ ayırıcıları, bugün her tür kompresör makinası için uygun hale gelmiştir. Dahası, yağların kendi içindeki gelişimi, bizlere, molekül ağırlığı ve buhar basıncı özellikleri ile kompresör işlemlerinde yağ kaybını azaltan sentetik yağları getirmiştir. Böylece, sistem içine girmesi gereken yağ miktarı büyük oranda azaltılabilir. Sistemin içinde sirkülasyon yapan yağ için bile, buharlaştırıcı devrelerin ve boru ağının uygun dizaynı, yağın tekrar kullanım yada atma amacıyla otomatik olarak geri alımını sağlayabilir.

Atmosfer-altı operasyonların doğurduğu en ciddi potansiyel proplem, sisteme hava sızmasıdır. Hava, sistemden sürekli olarak ayrıldığı sürece çok az sorun yaratır. Piyasada bu amaca hizmet eden pek çok verimli alet mevcuttur.

Aslında burada sistemin operasyonundan daha da önemli olan sistemin içinde kalan, havadaki sudur. Soğutma teknisyenleri, her zaman halokarbon sistemlerin genleşme sübaplarında oluşan buz proplemi ile savaşıyorlardı. Halokarbon sistemlerdeki katastrofik su kirlenmesi (bozulması) olaylarında (kırık borulardan serinletici ya da yağ soğutucularındaki tüplerden vs...), moleküler eleklerin dizaynı ve yerleştirilmesi gibi keskin ölçümler, fabrikayı normal işleyişe döndürmek için gereklidir.

Amonyak, diğer taraftan da, suda tamamen çözünebilir. Bunun tam tersi de geçerlidir. Dolayısıyla toleransı çok yüksektir. Tipik ticari ölçü aletleri ve termometrelerin bulunduğu bir fabrikada, %5'lik bir suyun varlığı tespit bile

edilemeyebilir. Düşük basınçlardaki çalışmalarda enerji kayıpları hariç, birden çok kuruluş amonyaktaki %25 su oranı ile çalışmışlar ve hiçbir kötü etki gözlememişlerdir. (By Robert S. Ohling P.E., ASHRAE Journal December 1990, N: 34)



VI. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SOĞUTMA ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Aşağıda klasik soğutucu akışkanların bir bölümü ile HFC-134-a için aynı şartlarda soğutma etkileri incelenmiştir.

Bu incelemede ilk olarak Kondenser sıcaklığının 0°C'tan 40°C'a kadar 5'er °C artma değerlerine karşın evaporasyon sıcaklığının -40 °C'tan 0 °C'a azalan değerleri karşılık gelmektedir. Örneğin -5 °C evaporasyon sıcaklığına karşılık 35 °C kondenser -20 °C evaporasyon sıcaklığına karşılık 20 Co kondenser sıcaklığı gibi. Aynı ayrı her soğutucu akışkanının kendine ait Inp-h diyagramından, kondenser ve evaporator şartları belli olduğundan entalpi değerleri bulunmuştur. $Se = Q_{ev}/W_k$ eşitliğinden her gaz için ayrı ayrı şartlarda hesaplanmıştır. Bu değerlerin hepsi ayrı ayrı olmak üzere bilgisayar programında bulunmuş ve yine bilgisayardan grafik halinde çıktıları alınmıştır.

İkinci aşamada ise önce evaporator sıcaklığı sabit tutulmuş ve kondenser sıcaklıkları 0 °C'tan başlayarak 10'ar °C arttırılmış her defasında örneğin 0 Co sabit evaporator sıcaklığına karşın 0 °C, 10 °C, 20 °C, 30 °C, 40 °C kondenser sıcaklıklarında SE değerleri bulunmuştur. Bu işlem tüm gazlar için tekrarlanmıştır. Daha sonra evaporatör sıcaklığı -10 °C olmuş (sabit) kondenser sıcaklığı yine 0 °C'tan 40 °C 'a değin 10'ar °C arttırılmış ve SE değerleri bulunmuştur. Bu işlem -40 °C sabit evaporasyon sıcaklığına değin sürmüştür. Daha sonra bu değerler aynı kategoride toplanarak tam gazların aynı diyagramda görülebildiği eğriler bilgisayarda çizilmiştir. Örneğin -30 °C sabit evaporasyon sıcaklığında tüm incelenen soğutucu akışkanların 0, 10, 20, 30, 40 °C kondenser sıcaklıklarında verdikleri soğutma etkisi değerleri aynı diyagramda toplanmıştır.

{\$M 4000,0,0}

Program Kutlu_Hesabi;

Uses Crt,Printer,obj;

Type

35

Kayit = Record

```
    K_Akis_Isim      : String[20];
    K_Akis_Form      : String[10];
    K_Sabit_Akis_Oz   : Array[1..4] Of Real;
    K_Sabit_Deg_Table : Array[1..12,1..6] Of Real;
    Flag              : Char;
End;
```

Var

```
    Akis_Isim      : String;
    Akis_Form      : String;
    Gecici         : String;
    Sabit_Akis_Oz   : Array[1..4] Of Real;
    Sabit_Deg_Table : Array[1..12,1..6] Of Real;
    I,J,K,L,M,N    : Integer;
    Yapi           : Kayit;
    Dosya          : File Of Kayit;
    Onay,Devam     : Char;
    No             : Integer;
    Se             : Array[1..9] Of Real;
```

Procedure Deger_Al;

Label A,B,C,D,E,F,G,H,P,R;

Begin

TextColor(15);

TextBackground(Blue);

Cls;

GotoXY(2,1);Write(Chr(201));

For I:=1 to 76 Do Write(Chr(205));Write(Chr(187));

For I:=2 to 24 Do Begin

GotoXY(2,I);Write(Chr(186));

GotoXY(79,I);Write(Chr(186));

End;

GotoXY(2,25);Write(Chr(200));

For I:=1 to 76 Do Write(Chr(205));Write(Chr(188));

TextColor(Yellow); (* Karakterlerin Engini Sariya Boyan *)

TextBackground(Blue); (* Zemini Maviye Boyan *)

Gotoxy(6,4);Write('AKISKAN NO : (1-12)');

Gotoxy(6,5);Write('AKISKAN ADI : I I');

Gotoxy(6,6);Write('AKISKAN FORMULU : I I');

Gotoxy(6,7);Write('DONMA NOKTASI : I I ',CHR(248),'C');

Gotoxy(6,8);Write('KRITIK SICAKLIK : I I ',CHR(248),'C');

Gotoxy(6,9);Write('KRITIK BASINC : I I Atm');

Gotoxy(6,10);Write('KAYNAMA NOKTASI : I I ',CHR(248),'C');

Gotoxy(12,12);

Write(' tb ty h1 h2 h3 h4 M Dev

Se');

Gotoxy(12,13);

Write(' -----

-----');

-----');

For I:=1 to 9 Do Begin

GotoXY(6,13+I);Write(I,'-J');

End;

Gotoxy(12,23);

Write(' -----

-----');

Gotoxy(12,24);

Write(' Kcal/Kg Kcal/Kg');

Gotoxy(75,2);TextColor(10);Write('T.D.');

Gotoxy(26,4);Readln(No);

A: TextColor(Yellow);

Gotoxy(25,5);Write(' I

');

TextColor(LightCyan);

Gotoxy(25,5);Readln(Akis_Isim); if akis_isim='' then exit;

If Length(Akis_Isim)>20 Then Goto A;

B: TextColor(Yellow);

Gotoxy(25,6);Write(' I

');

TextColor(LightCyan);

Gotoxy(25,6);Readln(Akis_Form);

If Length(Akis_Form) > 10 Then Goto B;

C: TextColor(Yellow);

Gotoxy(25,7);Write(' I ',CHR(248),'C

');

```

    TextColor(LightCyan);
    Gotoxy(25,7);Readln(Gecici);
    If Gecici='' Then Gecici:='0';
    If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'9999999') Or (Length(Gecici)>7) Then
        Goto C;
    Val(Gecici,Sabit_Akis_Oz[1],N);
D: TextColor(Yellow);
    Gotoxy(25,8);Write('      1 ',CHR(248),'C
');
    TextColor(LightCyan);
    Gotoxy(25,8);Readln(Gecici);
    If Gecici='' Then Gecici:='0';
    If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'9999999') Or (Length(Gecici)>7) Then
        Goto D;
    Val(Gecici,Sabit_Akis_Oz[2],N);
E: TextColor(Yellow);
    Gotoxy(25,9);Write('      1 Atm
');
    TextColor(LightCyan);
    Gotoxy(25,9);Readln(Gecici);
    If Gecici='' Then Gecici:='0';
    If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'9999999') Or (Length(Gecici)>7) Then
        Goto E;
    Val(Gecici,Sabit_Akis_Oz[3],N);
F: TextColor(Yellow);
    Gotoxy(25,10);Write('      1 ',CHR(248),'C
');
    TextColor(LightCyan);
    Gotoxy(25,10);Readln(Gecici);
    If Gecici='' Then Gecici:='0';
    If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'9999999') Or (Length(Gecici)>7) Then
        Goto F;
    Val(Gecici,Sabit_Akis_Oz[4],N);

    For I:=1 to 9 Do Begin
        For J:=1 To 2 Do Begin
G:   Gotoxy(13+(J-1)*3+(J-1),13+I);Write('
');
            Gotoxy(13+(J-1)*3+(J-1),13+I);Readln(Gecici);
            If Gecici='' Then Gecici:='0';
            If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'999') Or (Length(Gecici)>3) Then
                Goto G;
            Val(Gecici,Sabit_Deg_Table[I,J],N);
            End;
        For J:=1 To 4 Do Begin
H:   Gotoxy(23+(J-1)*6+(J-1),13+I);Write('
');
            Gotoxy(23+(J-1)*6+(J-1),13+I);Readln(Gecici);
            If Gecici='' Then Gecici:='0';
            If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'999999') Or (Length(Gecici)>6) Then
                Goto H;
            Val(Gecici,Sabit_Deg_Table[I,J*2],N);
            End;
        P: Gotoxy(53,13+I);Write('      1
');
            Gotoxy(53,13+I);Readln(Gecici);
            If Gecici='' Then Gecici:='0';
            If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'99999') Or (Length(Gecici)>5) Then
                Goto P;
            Val(Gecici,Sabit_Deg_Table[I,7],N);
        R: Gotoxy(61,13+I);Write('      1
');
            Gotoxy(61,13+I);Readln(Gecici);
            If Gecici='' Then Gecici:='0';
            If (Gecici<'-' ) Or (Gecici>'9999999') Or (Length(Gecici)>7) Then
                Goto R;
            Val(Gecici,Sabit_Deg_Table[I,8],N);

        SetI1:=(Sabit_Deg_Table[I,3]-Sabit_Deg_Table[I,6])/
            (Sabit_Deg_Table[I,4]-Sabit_Deg_Table[I,3]);
        Gotoxy(70,13+I);
        Textcolor(White);
        Writeln(SetI1:2:4);
        TextColor(LightCyan);

    End;
End;

Procedure Sabit;
Var
    Num : Char;
    Label Z;
Begin

```

```

SeCil:=(Sabit_Deg_TabloCI,3J-Sabit_37_TabloCI,6J)/
(Sabit_Deg_TabloCI,4J-Sabit_Deg_TabloCI,3J);
Gotoxy(70,13+I);
Textcolor(White);
Writeln(SeCil:2:4);
Textcolor(LightCyan);

End;
End;

Procedure Sabit;
Var
  Num : Char;
Label Z;
Begin
  TextColor(15);
  TextBackGround(Blue);
  ClrScr;
  GotoXY(2,1);Write(Chr(201));
  For I:=1 to 76 Do Write(Chr(205));Write(Chr(187));
  For I:=2 to 24 Do Begin
    GotoXY(2,I);Write(Chr(186));
    GotoXY(79,I);Write(Chr(186));
  End;
  GotoXY(2,25);Write(Chr(200));
  For I:=1 to 76 Do Write(Chr(205));Write(Chr(188));
  TextColor(Yellow); (* Karakterlerin Rengini Sariya Boyar *)
  TextBackGround(Blue); (* Zemini Maviye Boyar *)
  Gotoxy(6,4);Write('AKISKAN NO : <E I>');
  Gotoxy(6,5);Write('AKISKAN ADI : E I');
  Gotoxy(6,6);Write('AKISKAN FORMULU : E I');
  Gotoxy(6,7);Write('DONMA NOKTASI : E I ',CHR(248),'C');
  Gotoxy(6,8);Write('KRITIK SICAKLIK : E I ',CHR(248),'C');
  Gotoxy(6,9);Write('KRITIK BASINC : E I Atm');
  Gotoxy(6,10);Write('KAYNAMA NOKTASI : E I ',CHR(248),'C');
  Gotoxy(12,11);
  Writeln(' tb ty h1 h2 h3 h4 M Dev Se');
  Gotoxy(12,12);
  Write(' Kcal/Kg Kcal/Kg Kg Kcal');
  Gotoxy(12,13);
  Write(' -----');
  For I:=1 to 9 Do Begin
    GotoXY(6,13+I);Write(I,'-I');
  End;
  Gotoxy(75,2);Textcolor(10);Write('T.D. ');
Z: Gotoxy(26,4);Readln(Num);If Num=' ' Then Goto Z;
  Val(Num,No,M);
End;

Procedure Deger_Tasi;
Begin
  With Yapi Do Begin
    K_Akis_Isim:=Akis_Isim;
    K_Akis_form:=Akis_form;
    For I:=1 To 4 Do
      K_Sabit_Akis_OzCil:=Sabit_Akis_OzCil;
    For I:=1 To 9 Do Begin
      For K:=1 To 6 do Begin
        K_Sabit_Deg_TabloCI,kJ:=Sabit_Deg_TabloCI,kJ;
      End;
    End;
    Flag:='*';
  End;
End;

```

```

d;

Procedure Yazici;
begin
  With Yapi Do Begin
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst, '      AKISKAN ADI      : ', K_Akis_Isim);
    Writeln(Lst, '      AKISKAN FORMULU : ', K_Akis_Form);
    Writeln(Lst, '      DONMA NOKTASI   : ', K_Sabit_Akis_Oz[1]:3:2, ' ', CHR(248), '°C');
    Writeln(Lst, '      KRITIK SICAKLIK : ', K_Sabit_Akis_Oz[2]:3:2, ' ', CHR(248), '°C');
    Writeln(Lst, '      KRITIK BASINC    : ', K_Sabit_Akis_Oz[3]:3:2, ' ', CHR(248), 'Atm');
    Writeln(Lst, '      KAYNAMA NOKTASI : ', K_Sabit_Akis_Oz[4]:3:2, ' ', CHR(248), '°C');
    Writeln(Lst);
    Writeln(Lst, '      tb  ty      h1      h2      h3      h4      Se°');
    Writeln(Lst, '      ---  ---  ---  ---  ---  ---  ---');
  end;
  For I:=1 to 9 Do
    Se[1]:=(Yapi.k_Sabit_Deg_Tablo[1,3]-Yapi.k_Sabit_Deg_Tablo[1,6])/
      (Yapi.k_Sabit_Deg_Tablo[1,4]-Yapi.k_Sabit_Deg_Tablo[1,3]);
  For I:=1 To 9 Do
    Writeln(Lst, '      ', Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,1],3,0):3, ' ', Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,0],3,0):3, ' ',
      Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,3],3,2):6, ' ', Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,4],3,2):6, ' ',
      Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,5],3,2):6, ' ', Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,6],3,2):6, ' ',
      Se[1]:2:4);
  end;
  For I:=1 to 9 Do Writeln(Lst);
  Writeln(Lst, '=====');
d;

Procedure Ekr_Liste;
begin
  If No < Filesize(Dosya) Then Begin
    Seek(Dosya,no);
    Read(Dosya,Yapi);
    With Yapi Do Begin
      IF Flag='*' Then Begin
        Gotoxy(25,5);Writeln(K_Akis_Isim);Delay(10);
        Gotoxy(25,6);Writeln(K_Akis_Form);Delay(10);
        For I:=1 to 4 do begin
          Gotoxy(25,6+I);Writeln(Sn(K_Sabit_Akis_Oz[1],4,1):6);Delay(10);
        end;
        For I:=1 To 9 Do Begin
          For J:=1 to 2 Do Begin
            Gotoxy(13+(j-1)*3+(j-1),13+I);
            Writeln(Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,j],3,0):3);Delay(10);
          end;
          For J:=1 to 4 Do Begin
            Gotoxy(23+(j-1)*6+(j-1),13+I);
            Writeln(Sn(K_Sabit_Deg_Tablo[1,J+2],3,2):6);delay(10);
          end;
        end;
        For I:=1 to 9 Do Begin
          Se[1]:=(Sabit_Deg_Tablo[1,3]-Sabit_Deg_Tablo[1,6])/
            (Sabit_Deg_Tablo[1,4]-Sabit_Deg_Tablo[1,3]);
          Gotoxy(70,13+I);
          Textcolor(White);
          Writeln(Se[1]:2:4);
        end;
        Gotoxy(4,24);
        Write('Yaziciya gonderilsin mi.....? ');
      end;
    end;
  end;
end;

```

```

key;
if (Character='e') Or (Character='E') Then Yazici:

Begin
  Goxy(24,2);
  Writeln('Akiskan bilgisine rastlanmadi.....');

Begin
  Goxy(24,3);
  Writeln('Akiskan bilgisine rastlanmadi.....');

Procedure Hesap;
Begin
  for I:=1 To Filesize(Dosya) Do Begin
    Yapi do Begin
      Read(Dosya,I);
      Read(Dosya,Yapi);
      for K:=1 To 9 Do Begin
        Selk,il:=(k_Sabit_Deg_Tablo[k,1]-k_Sabit_Deg_Tablo[k,4])/(k_Sabit_Deg_Tablo[k,2]-k_Sabit_Deg_Tablo[k,1]);
      end;
    end;
  end;
  Write('scr');
  Goxy(10,2);
  Writeln('AKISKANLARIN SE=(h1-h4)/(h2-h1) FORMULONE GORE SE DEGERLERI');
  Goxy(5,4);
  Writeln('Isi Der. Akiskanlar');
  for K:=1 To Filesize(Dosya) Do Begin;
    Goxy(15+(k-1)*6,5);
    Writeln(K);
  end;
  for I:=1 To 9 Do Begin
    Goxy(8,4+I);
    Writeln(I:2);
  end;
  for K:=1 To Filesize(Dosya) Do Begin
    Goxy(15+(k-1)*6,5);
    Writeln(Sn(Selk,1,2,3):5);
  end;
end;

Procedure Kutuk_Yaz;
Begin
  No:=0;
  Repeat
    Deger_Al;
    No:=No+1;
    if Filesize(Dosya)>No Then Begin
      Read(Dosya,No);
      Read(Dosya,Yapi);
      Writeln(Yapi.Flag);
      if Yapi.Flag='*' Then Begin
        Goxy(3,24);
        Write('Dolu kayit ,uzerine kaydedeyim mi...? <E/H> ');
        Readln(Onay);
        if Uppcase(Onay) <> 'E' Then Deger_Al;
      end;
    end;
  Until No=Filesize(Dosya);
end;

```

```

End
  Deger_Tasi;
  Seek(Dosya,No);
  Write(Dosya,Yapi);
  Gotoxy(3,24);
  Write('Akiskan bilgileri kaydedilmiştir..
  Readln;
  Gotoxy(3,24);
  Write('Devam etmek istiyor musunuz..? <E/H>
  Readln(Devam);
  If Upcase(Devam)<>'E' Then Exit;
Until False;
End;

Procedure Menu;
Begin
Repeat
  Clrscr;
  Textcolor(Yellow);
  Gotoxy(25,5);
  Write(' A N A      M E N U ');
  Gotoxy(25,6);
  Write('=====');
  Gotoxy(20,8);
  Write('[1] AKISKAN BILGISI GIRISI');
  Gotoxy(20,9);
  Write('[2] AKISKAN LİSTELEME');
  Gotoxy(20,10);
  Write('[3]      ÇIKIS');
  Gotoxy(25,12);
  Write('SEÇİMİNİZİ GİRİNİZ.. : <[ ]>');
  Gotoxy(50,12);
  Getkey;
  Case Character of
    '1' :Kutuk_yaz;
    '2' :Begin Sabit;Ekr_Liste;Getkey;End;
    '3' :Exit;
  End;
Until False;
End;

Begin
Assign(Dosya,'AKISKAN.DAT');
{$I-}Reset(Dosya);{$I+}
If Ioresult<>0 then Rewrite(Dosya);
Menu;
End.

```

AKISKAN ADI : FREON 13
 AKISKAN FORMULU : CF3CL
 DONMA NOKTASI : -81.00 °C
 KRITIK SICAKLIK : 28.80 °C
 KRITIK BASINC : 39.40 Atm
 KAYNAMA NOKTASI : -81.40 °C

tb	ty	h1	h2	h3	h4	Se
-40	0	118.00	124.00	100.00	100.00	3.0000
-35	5	118.20	124.30	100.20	100.20	2.9508
-30	10	120.00	124.60	102.00	102.00	3.9130
-25	15	120.80	125.00	103.10	103.10	4.2143
-20	20	121.90	125.20	104.00	104.00	5.4242
-15	25	122.60	125.60	105.70	105.70	5.6333
-10	30	123.10	126.00	106.30	106.30	5.7931
-5	35	123.80	126.20	107.10	107.10	6.9583
0	40	124.40	126.60	107.80	107.80	7.5455

AKISKAN ADI : HFC-134-a
 AKISKAN FORMULU :
 DONMA NOKTASI : 0.00 °C
 KRITIK SICAKLIK : 100.00 °C
 KRITIK BASINC : 42.50 Atm
 KAYNAMA NOKTASI : 100.00 °C

tb	ty	h1	h2	h3	h4	Se
-40	0	141.20	150.00	100.00	100.00	4.6818
-35	5	142.10	150.40	102.10	102.10	4.8193
-30	10	143.10	150.80	104.10	104.10	5.0649
-25	15	143.80	151.30	106.20	106.20	5.0133
-20	20	145.00	151.70	108.30	108.30	5.4776
-15	25	146.10	152.60	111.10	111.10	5.3846
-10	30	147.20	153.10	112.80	112.80	5.8305
-5	35	148.10	153.80	115.00	115.00	5.8070
0	40	149.00	154.00	116.30	116.30	6.5400

AKISKAN ADI : AMONYAK
 AKISKAN FORMULU : NH₃
 DONMA NOKTASI : -77.60 °C
 KRITIK SICAKLIK : 132.40 °C
 KRITIK BASINC : 115.20 Atm
 KAYNAMA NOKTASI : -33.00 °C

tb	ty	h1	h2	h3	h4	Se
-40	0	388.10	450.00	104.12	104.12	4.5877
-35	5	390.03	447.00	107.40	107.40	4.9610
-30	10	391.91	445.00	113.25	113.25	5.2488
-25	15	393.72	444.00	118.10	118.10	5.4817
-20	20	395.46	443.00	126.20	126.20	5.6639
-15	25	397.12	442.00	130.00	130.00	5.9519
-10	30	398.67	441.00	135.20	135.20	6.2242
-5	35	400.14	440.00	140.00	140.00	6.5263
0	40	401.52	439.00	147.25	147.25	6.7842

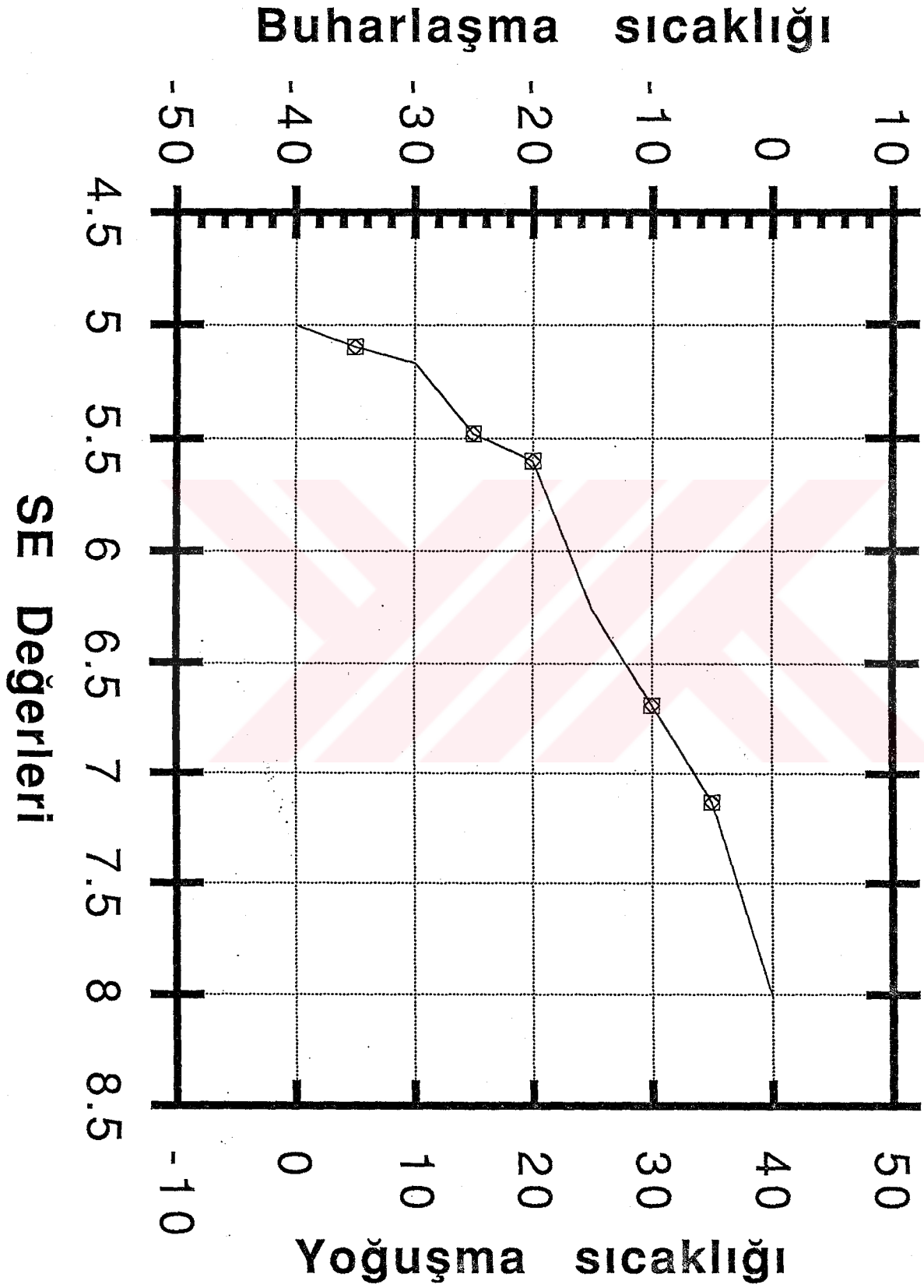
AKISKAN ADI : FREON 22
 AKISKAN FORMULU : CF₂CL
 DONMA NOKTASI : -160.00 °C
 KRITIK SICAKLIK : 96.00 °C
 KRITIK BASINC : 50.30 Atm
 KAYNAMA NOKTASI : -40.80 °C

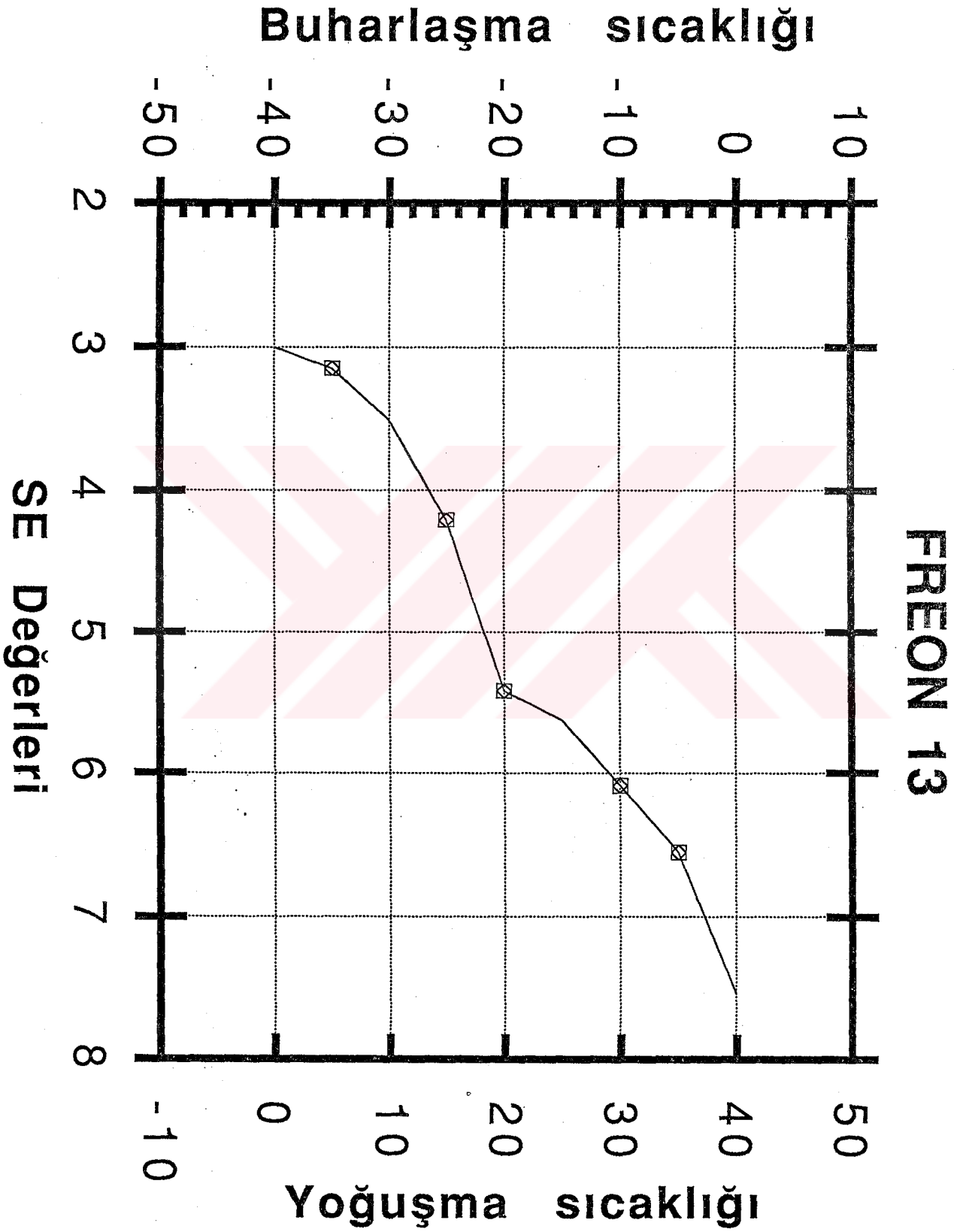
tb	ty	h1	h2	h3	h4	Se
-40	0	146.00	154.10	100.00	100.00	5.6790
-35	5	147.00	155.02	100.30	100.30	5.8229
-30	10	148.00	155.20	101.00	101.00	6.5278
-25	15	148.50	156.21	101.10	101.10	6.1479
-20	20	149.00	156.71	101.35	101.35	6.1803
-15	25	150.00	156.82	101.80	101.80	7.0674
-10	30	151.00	157.70	102.20	102.20	7.2836
-5	35	152.00	158.60	103.00	103.00	7.4242
0	40	153.00	159.50	103.50	103.50	7.6154

AKISKAN ADI : FREON 12
 AKISKAN FORMULU : CF12CL
 DONMA NOKTASI : 0.00 °C
 KRITIK SICAKLIK : 0.00 °C
 KRITIK BASINC : 0.00 Atm
 KAYNAMA NOKTASI : 0.00 °C

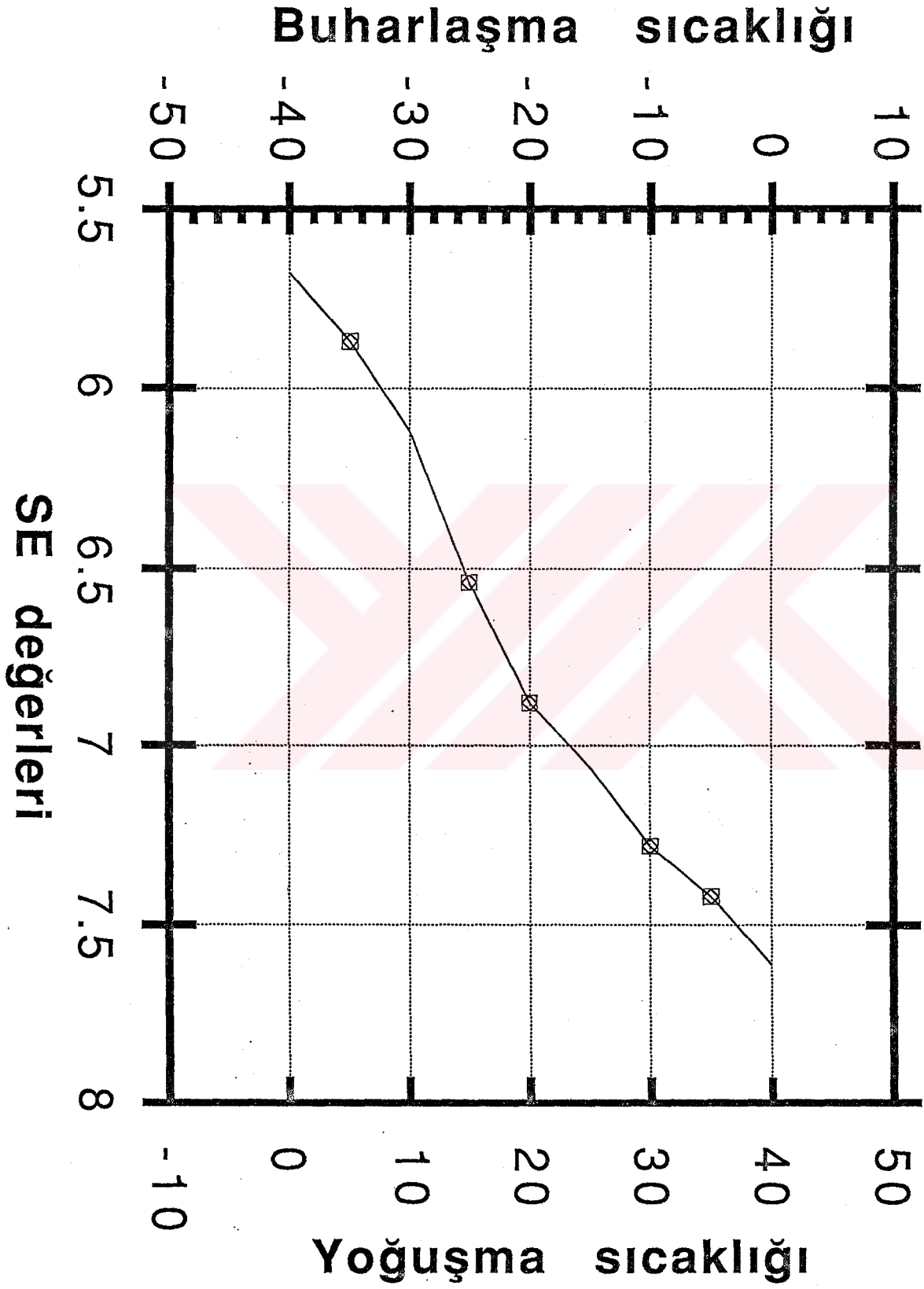
tb	ty	h1	h2	h3	h4	Se
-40	0	132.50	139.00	100.00	100.00	5.0000
-35	5	133.20	139.60	101.10	101.10	5.0156
-30	10	134.00	140.30	101.40	101.40	5.1746
-25	15	135.00	141.00	102.10	102.10	5.4833
-20	20	135.50	141.30	103.00	103.00	5.6034
-15	25	136.90	142.10	104.30	104.30	6.2692
-10	30	137.80	142.70	105.00	105.00	6.6939
-5	35	138.50	143.10	105.70	105.70	7.1304
0	40	139.90	144.12	106.10	106.10	8.0095

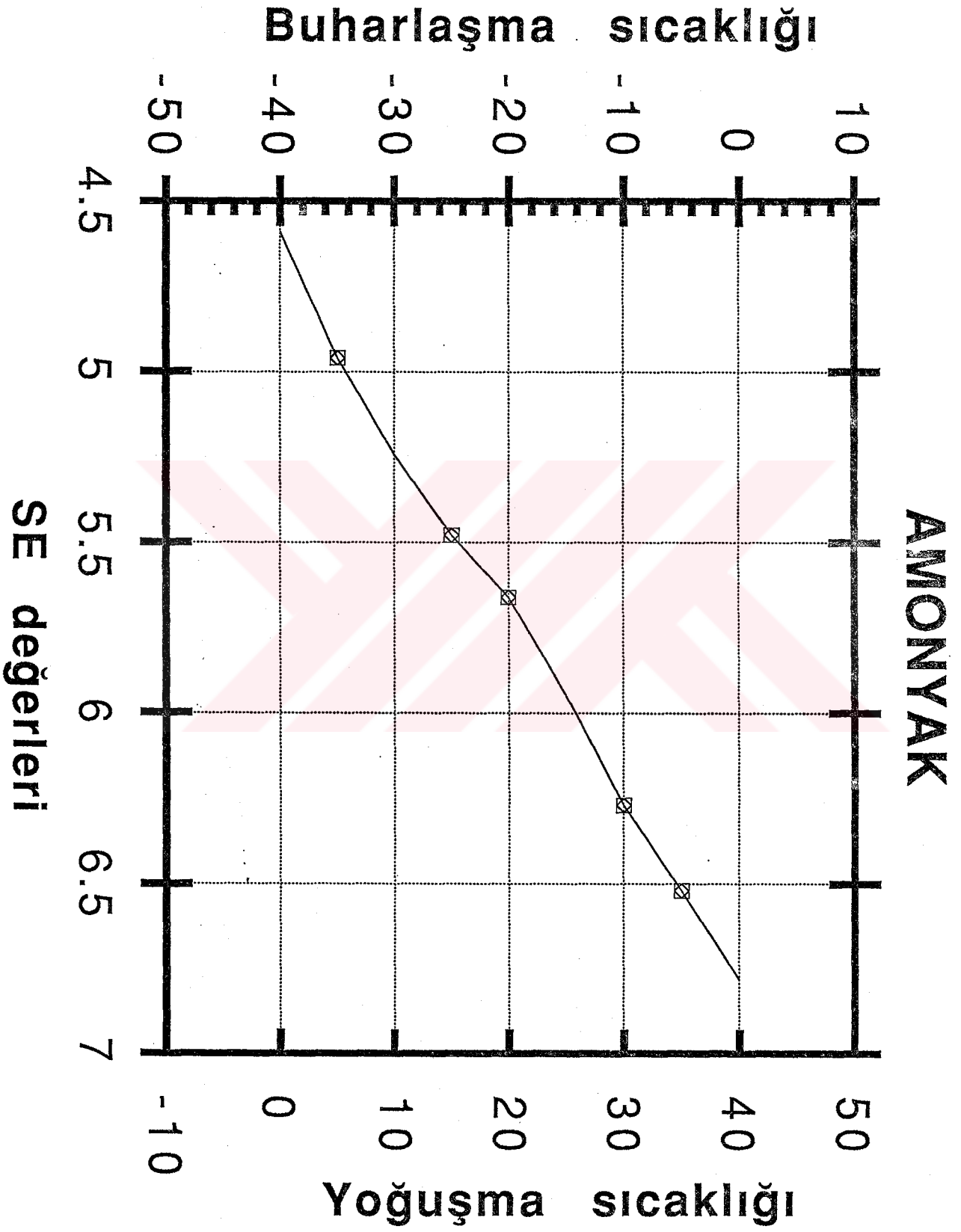
FREON 12



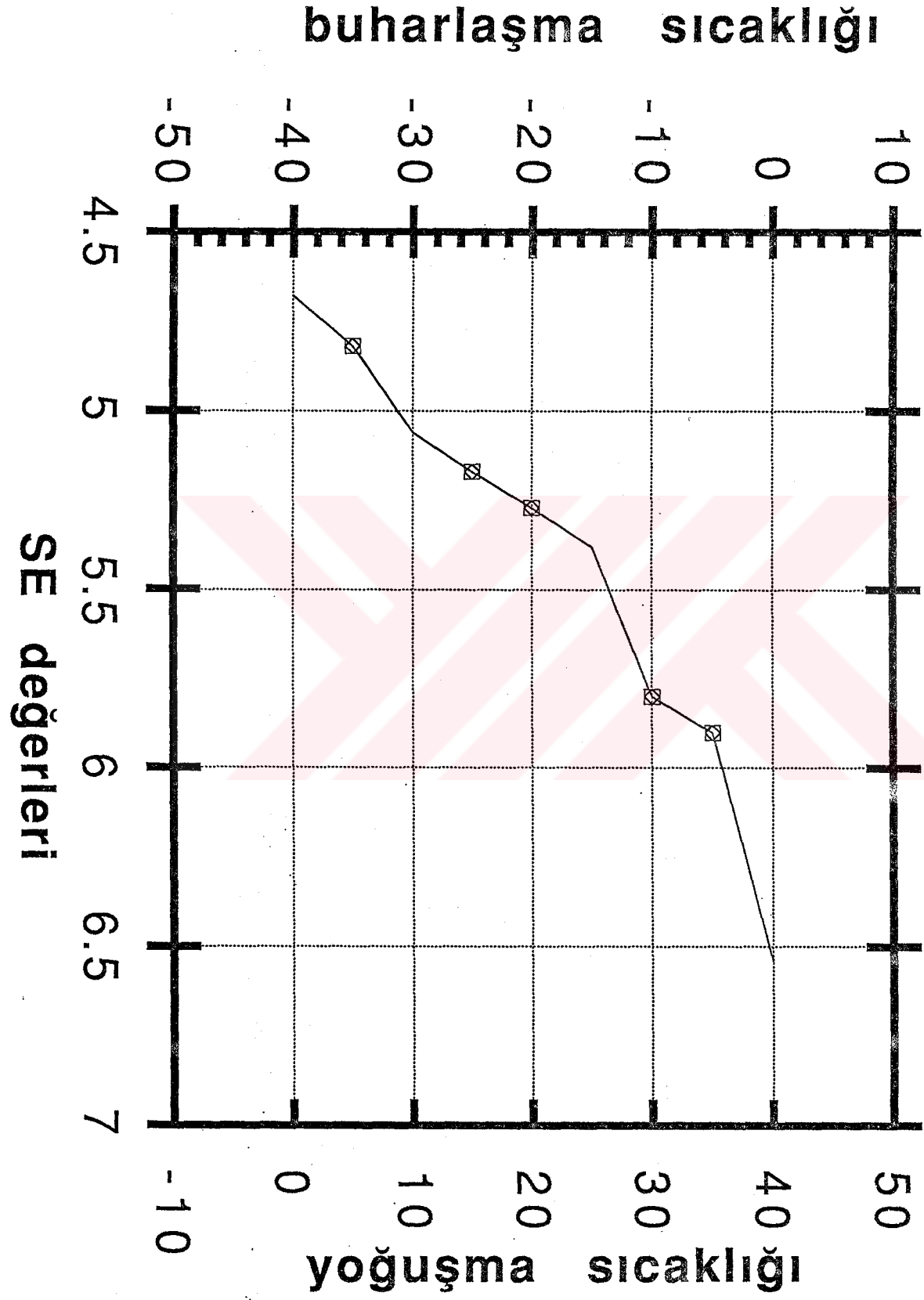


FREON 22

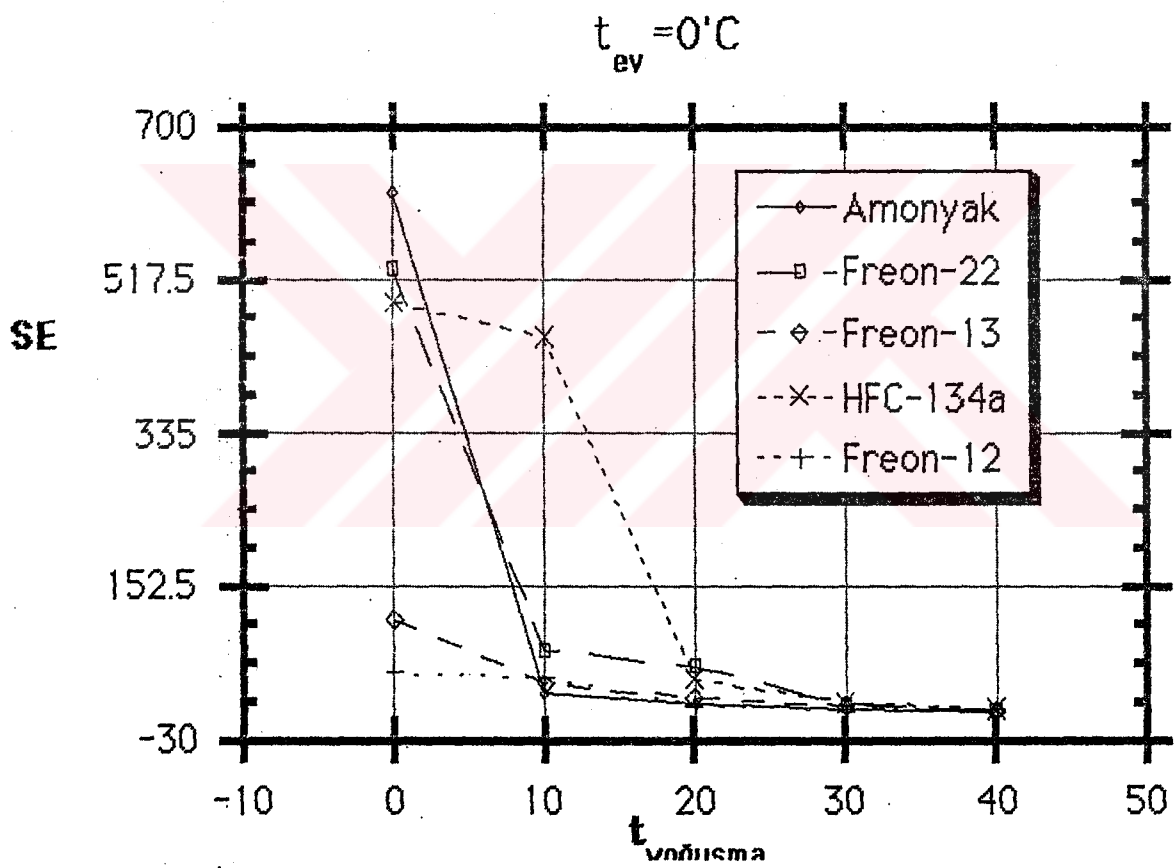




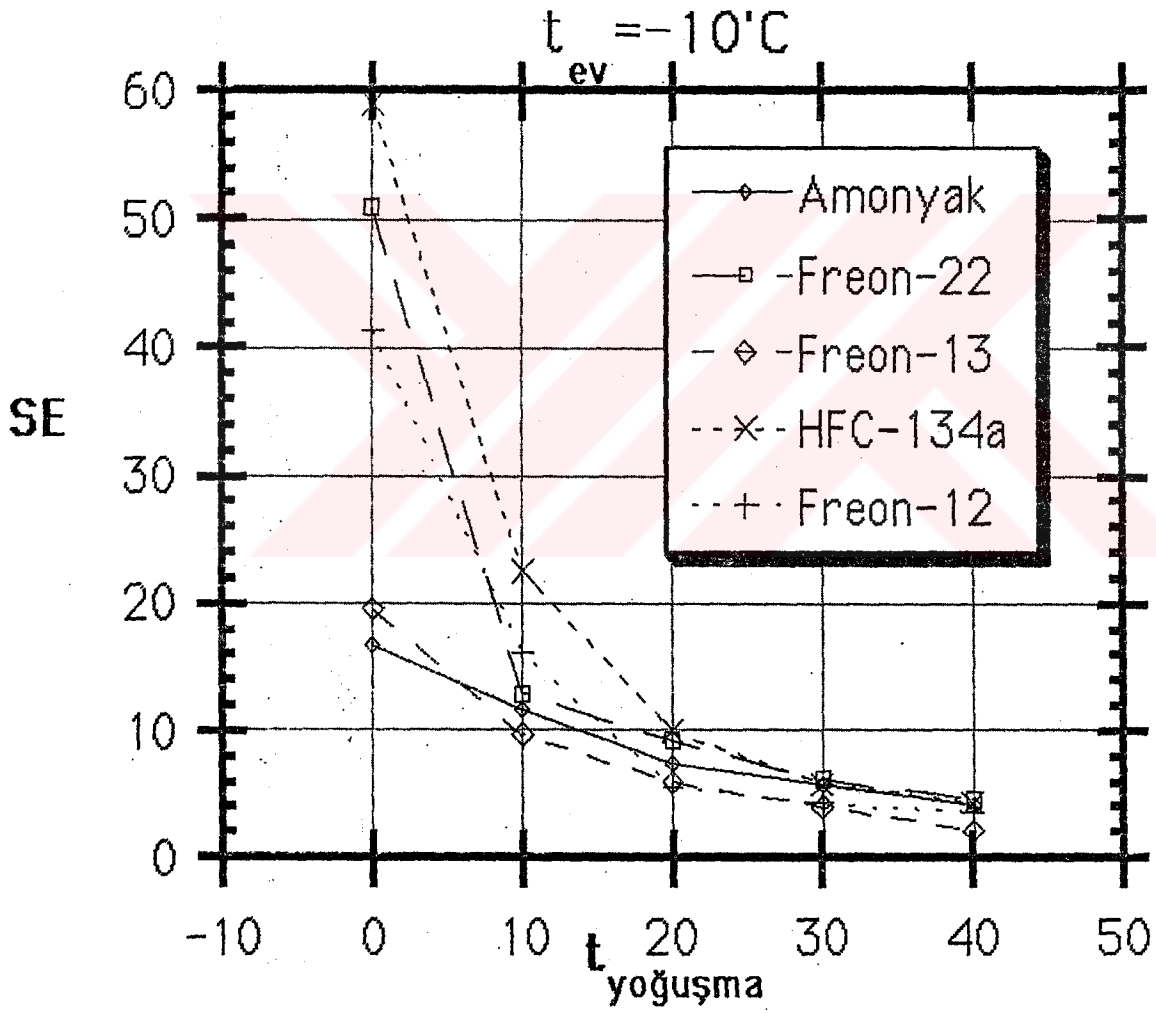
HFC 134-a



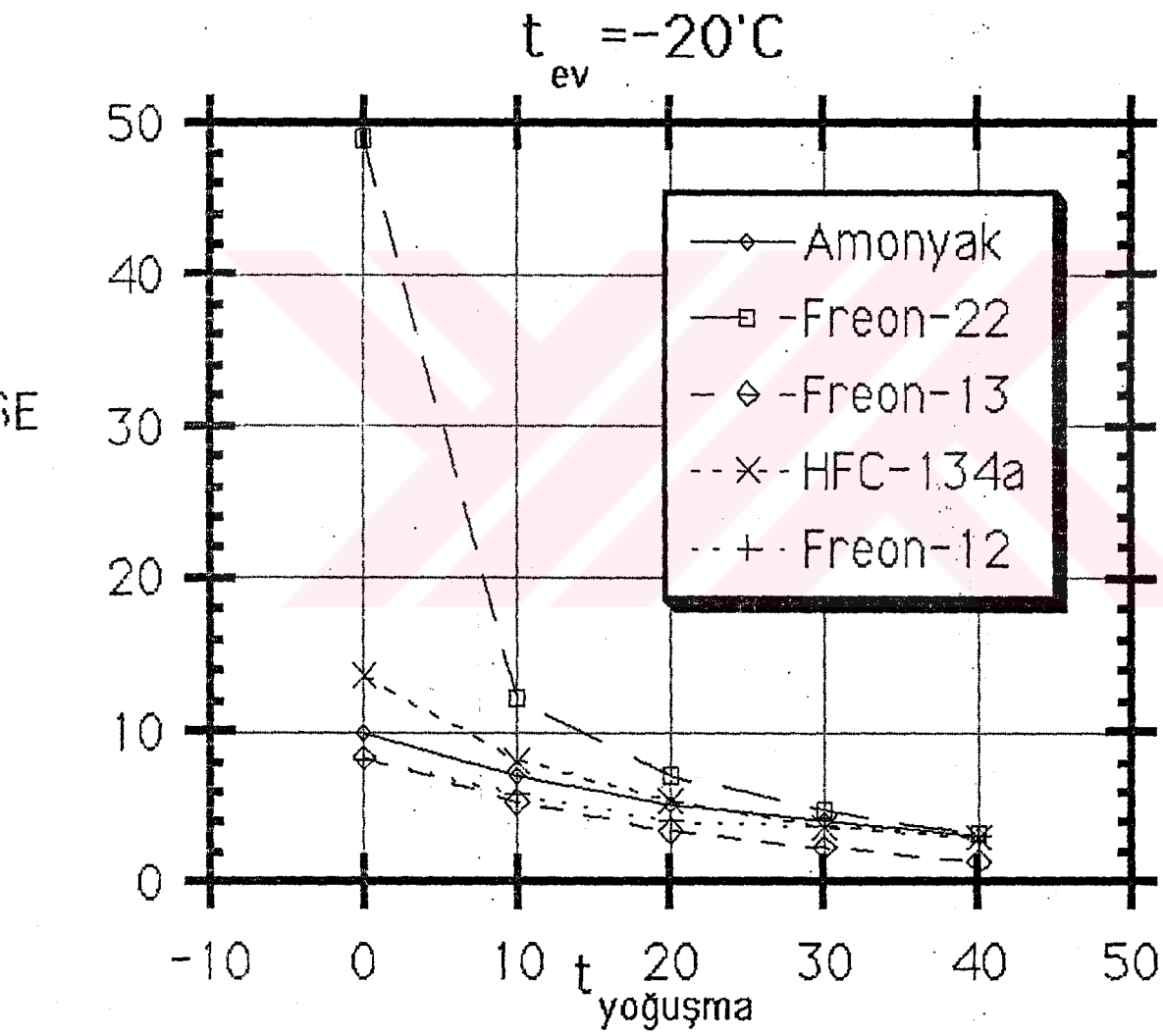
	A	B	C	D	E	F	G
1	SOĞUTUCU ADI	t yoğuşma	h1	h2	h3	h4	SE
2	Amonyak	0	401.5	402	104	104	619.58
3		10	401.5	413	113	113	25.11
4		20	401.5	424	126	126	12.25
5		30	401.5	435	135	135	7.95
6		40	401.5	454	147	147	4.84
7	Freon-22	0	153	153.1	100	100	530.00
8		10	153	153.5	140	140	25.80
9		20	153	153.8	108	108	56.75
10		30	153	156.7	110	110	11.62
11		40	153	160	114	114	5.63
12	Freon-13	0	122.5	122.7	100	100	112.50
13		10	122.5	123	104	104	36.80
14		20	122.5	123.3	107	107	19.00
15		30	122.5	123.6	111	111	10.45
16		40	122.5	124.3	114	114	4.83
17	HFC-134a	0	149	149.1	100	100	490.00
18		10	149	149.1	104	104	449.00
19		20	149	150	108	108	40.70
20		30	149	151.4	113	113	15.08
21		40	149	154	116	116	6.54
22	Freon-12	0	139.2	140.2	100	100	39.20
23		10	139.2	140	105	105	43.00
24		20	139.2	142.1	107	107	11.17
25		30	139.2	143.6	108	108	7.18
26		40	139.2	145.1	110	110	4.90



	A	B	C	D	E	F	G
1	SOĞUTUCU ADI	t yoğuşma	h1	h2	h3	h4	SE
2	Amonyak	0	398.67	416.2	104.12	104.12	16.80
3		10	398.67	423.2	113.25	113.25	11.64
4		20	398.67	435.3	126.2	126.2	7.44
5		30	398.67	444.5	135.2	135.2	5.75
6		40	398.67	459	147.45	147.45	4.16
7	Freon-22	0	151	152	100	100	51.00
8		10	151	154.6	140.1	140.1	3.03
9		20	151	155.7	107.6	107.6	9.23
10		30	151	157.6	110	110	6.21
11		40	151	159	113.6	113.6	4.68
12	Freon-13	0	121.6	122.7	100	100	19.64
13		10	121.6	123.4	104.1	104.1	9.72
14		20	121.6	124	107.3	107.3	5.96
15		30	121.6	124.2	111	111	4.08
16		40	121.6	125.2	113.8	113.8	2.17
17	HFC-134a	0	147.2	148	100	100	59.00
18		10	147.2	149.1	104.1	104.1	22.68
19		20	147.2	151.1	108.3	108.3	9.97
20		30	147.2	153.1	112.8	112.8	5.83
21		40	147.2	154.2	116.3	116.3	4.41
22	Freon-12	0	137.3	138.2	100	100	41.44
23		10	137.3	139.3	104.8	104.8	16.25
24		20	137.3	142.7	106.8	106.8	5.65
25		30	137.3	144.2	107.6	107.6	4.30
26		40	137.3	144.8	110.2	110.2	3.64

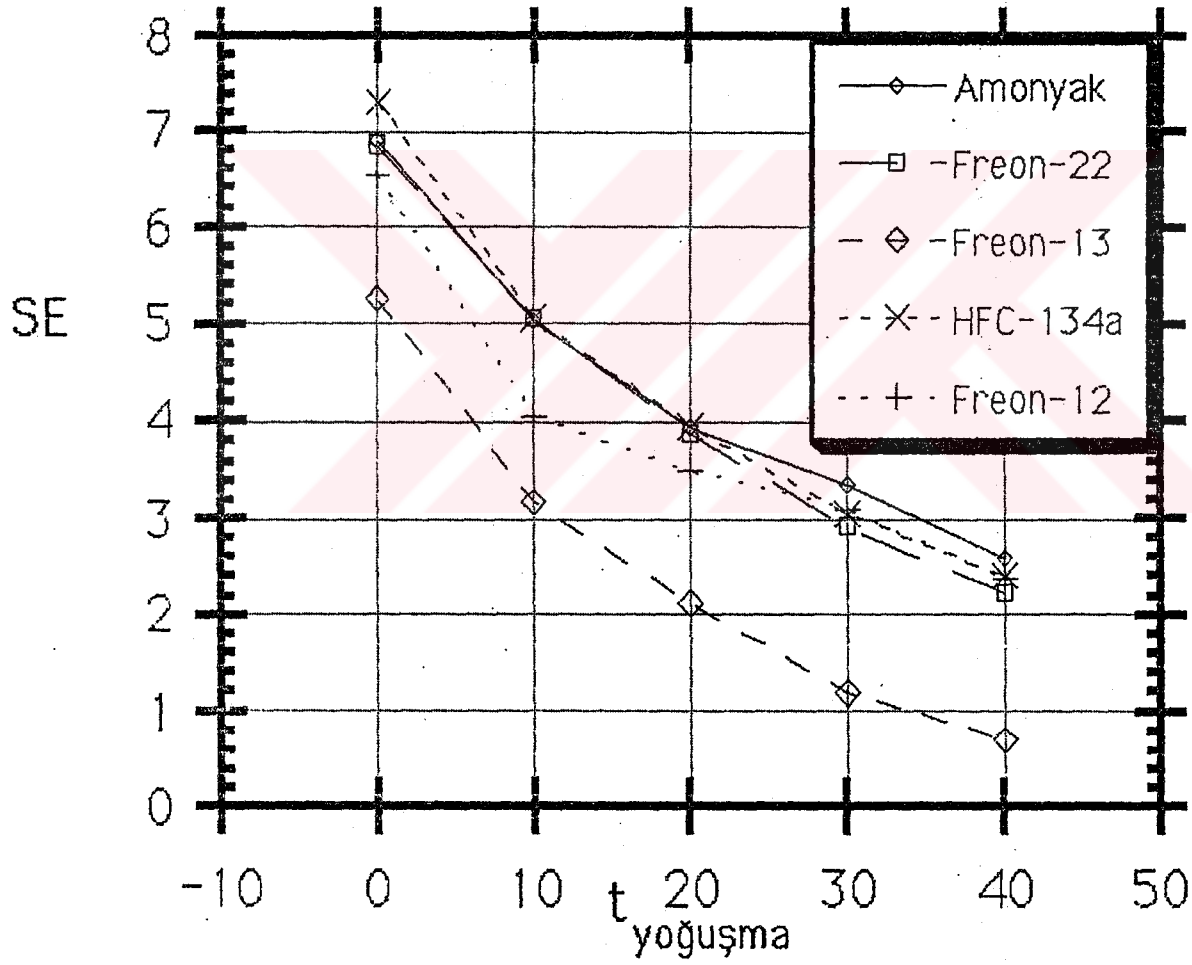


	A	B	C	D	E	F	G
1	SOĞUTUCU ADI	t yoğuşma	h1	h2	h3	h4	SE
2	Amonyak	0	395.46	425	104.12	104.12	9.86
3		10	395.46	435	113.25	113.25	7.14
4		20	395.46	447	126.2	126.2	5.22
5		30	395.46	458	135.2	135.2	4.16
6		40	395.46	475	147.5	147.5	3.12
7	Freon-22	0	149	150	100	100	49.00
8		10	149	152.7	104.1	104.1	12.14
9		20	149	154.8	107.6	107.6	7.14
10		30	149	157.1	110	110	4.81
11		40	149	160	113.6	113.6	3.22
12	Freon-13	0	120.8	123.3	100	100	8.32
13		10	120.8	123.9	104.1	104.1	5.39
14		20	120.8	124.7	107.3	107.3	3.46
15		30	120.8	125	111	111	2.33
16		40	120.8	125.8	113.8	113.8	1.40
17	HFC-134a	0	145	148.3	100	100	13.64
18		10	145	150	104.1	104.1	8.18
19		20	145	151.7	108.3	108.3	5.48
20		30	145	153.6	112.8	112.8	3.74
21		40	145	154.7	116.3	116.3	2.96
22	Freon-12	0	135.5	139.8	100	100	8.26
23		10	135.5	140.7	104.8	104.8	5.90
24		20	135.5	142.5	106.8	106.8	4.10
25		30	135.5	142.9	107.6	107.6	3.80
26		40	135.5	143.8	110.2	110.2	3.05

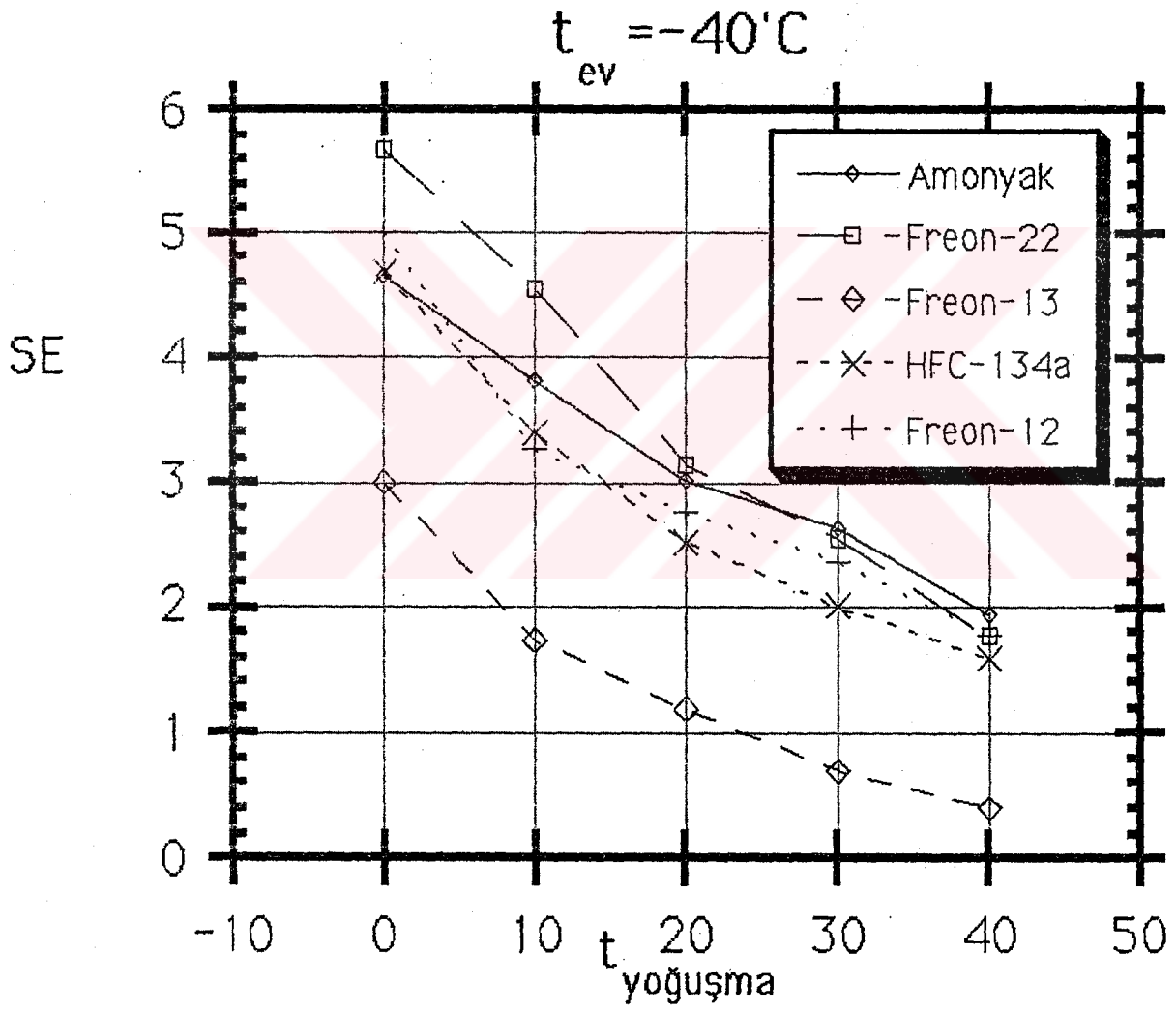


	A	B	C	D	E	F	G
1	SOĞUTUCU ADI	t yoğuşma	h1	h2	h3	h4	SE
2	Amonyak	0	391.91	433.6	104.12	104.12	6.90
3		10	391.91	447.3	113.25	113.25	5.03
4		20	391.91	459.1	126.2	126.2	3.95
5		30	391.91	468.3	135.2	135.2	3.36
6		40	391.91	486.2	147.5	147.5	2.59
7	Freon-22	0	148	155	100	100	6.86
8		10	148	156.7	104.1	104.1	5.05
9		20	148	158.4	107.6	107.6	3.88
10		30	148	161	110	110	2.92
11		40	148	163.4	113.6	113.6	2.23
12	Freon-13	0	120	123.8	100	100	5.26
13		10	120	125	104.1	104.1	3.18
14		20	120	126	107.3	107.3	2.12
15		30	120	127.5	111	111	1.20
16		40	120	128.7	113.8	113.8	0.71
17	HFC-134a	0	143.1	149	100	100	7.31
18		10	143.1	150.8	104.1	104.1	5.06
19		20	143.1	151.9	108.3	108.3	3.95
20		30	143.1	153	112.8	112.8	3.06
21		40	143.1	154.2	116.3	116.3	2.41
22	Freon-12	0	134	139.2	100	100	6.54
23		10	134	141.2	104.8	104.8	4.06
24		20	134	141.8	106.8	106.8	3.49
25		30	134	142.5	107.6	107.6	3.11
26		40	134	144	110.2	110.2	2.38

$t_{ev} = -30^{\circ}\text{C}$



	A	B	C	D	E	F	G
1	SOĞUTUCU ADI	t yoğuşma	h1	h2	h3	h4	SE
2	Amonyak		388.1	449	104.12	104.12	4.66
3		10	388.1	460	113.25	113.25	3.82
4		20	388.1	475	126.2	126.2	3.01
5		30	388.1	484	135.2	135.2	2.64
6		40	388.1	512	147.45	147.45	1.94
7	Freon-22		146	154.1	100	100	5.68
8		10	146	155.2	104.1	104.1	4.55
9		20	146	158.2	107.6	107.6	3.15
10		30	146	160.1	110	110	2.55
11		40	146	164.3	113.6	113.6	1.77
12	Freon-13		118	124	100	100	3.00
13		10	118	126	104.1	104.1	1.74
14		20	118	127	107.3	107.3	1.19
15		30	118	128	111	111	0.70
16		40	118	128.6	113.8	113.8	0.40
17	HFC-134a		141.2	150	100	100	4.68
18		10	141.2	152.1	104.1	104.1	3.40
19		20	141.2	154.2	108.3	108.3	2.53
20		30	141.2	155.3	112.8	112.8	2.01
21		40	141.2	156.8	116.3	116.3	1.60
22	Freon-12		132.5	139	100	100	5.00
23		10	132.5	141	104.8	104.8	3.26
24		20	132.5	141.8	106.8	106.8	2.76
25		30	132.5	143	107.6	107.6	2.37
26		40	132.5	145	110.2	110.2	1.78



VII. FREON 13 İÇİN KOMPROSOR KONDENSER VE EVAPARATOR MALİYET HESAPLARI

Aşağıda soğutucu akışkan olarak FREON 13 gazı için komprasör, evaparotör ve kondenser esas alınarak maliyet hesabı yapılmıştır. Bu işlem için Q soğutma yükü 15.000 kcal/h alınmış $T_{ev} = 0^{\circ}\text{C}$ sabit kabul edilmiş, su soğutmalı bu evaparator için su giriş ve su çıkış sıcaklıkları değişken olmak üzere Δt_m logaritmik sıcaklık farkı bulunarak $Q = \Delta k \cdot A \cdot \Delta t_m$ eşitliğinden A soğutma yüzeyi m^2 olarak bulunmuştur. B firmasıyla yapılan görüşmede önceden yaptıkları deneylere göre ısı transfer katsayısı $18 \text{ kcal/hm}^2^{\circ}\text{C}$ olarak aynen alınmıştır. Bu değer $\pm 4 \text{ kcal/hm}^2^{\circ}\text{C}$ oynamaktadır. Ancak benim esas amacım eğri karakterini bulmak olduğundan sonucuma faal yönde tesir etmemektedir. Bulunan bu A m^2 soğutma yüzeyine karşılık Q_{ev} kapasitesi tespit edilmektedir. Bu da ilgili firmanın fiyat listelerinden seçtiğimiz evaparatorun fiyatını bulmaya yaramaktadır. Daha sonra $\ln p-h$ diyagramında işlemler yapıp kondenser fiyatlandırılmaktadır. Q_{ev} kapasitesine göre de komprasör gücü ve kapasitesi bulunarak, komprasör bedeli bulunmaktadır. Bu işlemler $T_{ev} = 0^{\circ}\text{C}$ 'ta Δt_m değerini değiştirerek tekrar edilmektedir.

Her Δt_m değerine karşılık, yeni bir komprasör, kondenser ve evaparator fiyatı bulunmuş üçe bir toplanarak maliyet ile Δt_m arasında $t = 0^{\circ}\text{C}$ sabit sıcaklıkta eğri çizilmiştir. Aynı işlemler $T_{ev} = -5^{\circ}\text{C}$ sabit ve $T_{ev} = -10^{\circ}\text{C}$ sabit, $T_{ev} = -15^{\circ}\text{C}$ sabit sıcaklıklarında tekrarlanmıştır. Böylece ayrı ayrı 4 adet maliyet eğrisi çıkarılmıştır. Yine ilgili B firmasından kondenser için k ısı transfer katsayısı kendilerinin önceden yaptıkları deneylere göre $k = 750 \text{ kcal/hm}^2^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır.

1. Hesaplamalar ve İşlemler

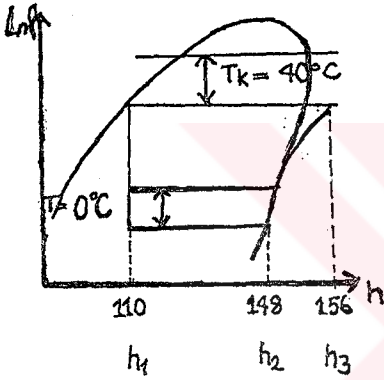
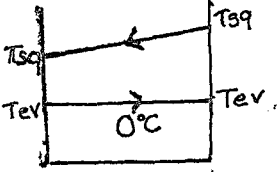
1) $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ \text{C}$ $\Delta t_m=6,55^\circ \text{C}$

$$Q=k.A.\Delta t_m \quad 15.000=18.A.6,55$$

$$A=127,22 \text{ m}^2$$

127,25 m² yüzeye sahip $Q=25.400 \text{ kcal/h}$ evaporatör seçildi.

$$\Delta t_m = \Delta t_1 - \Delta t_2 / \ln \Delta t_1 / \Delta t_2 = 4 - 10 / \ln 4 / 10 = 6.55^\circ \text{C}$$



$$Q_{ev}=G.(h_2-h_1)$$

$$25.400=G.(148-110)$$

$$G=668,4 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon}=G.(h_3-h_1)$$

$$Q_{kon}=668,4.(156-110)$$

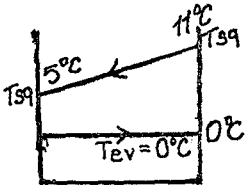
30.430 kcal/h'lık kondensör seçildi.

$$W_k=G/860.(h_3-h_2)=668,4/860.(156-148)=6,21 \text{ kw}$$

MT 160 HW tipli soğutma kapasitesine göre

35.000 kcal/h'lık +40 kondensasyonda kompresör seçildi.

2) $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ \text{C}$ $\Delta t_m=7.598^\circ \text{C}$



$$Q=k.A.\Delta t_m \quad 15.000=18.A.7.598$$

$A=109,67 \text{ m}^2$ 113.2 m²'lik yüzeye sahip 22.600 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$\Delta t_m = 5 - 11 / \ln 5 / 11 = 7.598$$

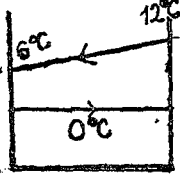
$$Q_{ev} = 22.600 = G \cdot (148 - 110) \quad G = 594 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = 594 \cdot (156 - 110) = 27.324 \text{ kcal/h}$$

$$W_k = G / 860 \cdot (h_3 - h_2) = 594 / 860 (156 - 148) = 5,52 \text{ kw}$$

26.279 W'lık T 125 HN Tıplı komprasör seçildi.

$$3) Q = 15.000 \text{ kcal/h} \quad \Delta t_m = 8,65^\circ \text{C}$$



$$15.000 = k \cdot A \cdot 8,65 = 15.000 / 18 \cdot 8,65 = A \quad A = 96,33 \text{ m}^2$$

101,1 m²'lik 20.000 kcal/h'lik evaporatör seçildi.

$$\Delta t_m = 6 - 12 / \ln 6 / 12 = 8,65^\circ \text{C}$$

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 20.000 = G \cdot (148 - 110) \quad G = 526 \text{ kg/h}$$

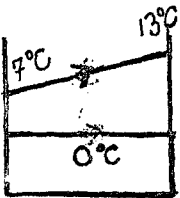
$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 526,3 (156 - 110) = 24.210 \text{ kcal/h}$$

$$W_k = G / 860 \cdot (h_3 - h_2) = 526 / 860 \cdot (156 - 148) = 4,89 \text{ kw}$$

23,255 W'lık MT 125 HU komprasör seçildi.

$$4) Q = 15.000 \text{ kcal/h} \quad \Delta t_m = 9,69^\circ \text{C}$$

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = 18 \cdot A \cdot 9,69 \quad A = 85,99 \text{ m}^2$$



88,52 m² soğutma yüzeyine sahip 17.700 kcal/h'lik evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 17.700 = G \cdot (148 - 110)$$

$$G = 465,7 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) \quad Q_{kon} = 465,7 \cdot (156 - 110) = 21.426 \text{ kcal/h}$$

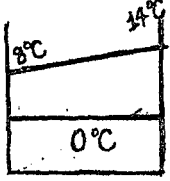
$$\Delta t_m = (7 - 13) / (\ln 7 / 13) = 9,69^\circ \text{C}$$

$$W_k = G/860 \cdot (h_3 - h_2) = 465,7/860 \cdot (156 - 148) = 4,33 \text{ kw}$$

S.Y'ne göre 21.500 W/h'lik. MT 100 HS tipi Komprasör seçildi.

$$5) Q = 15.000 \text{ kcal/h } \Delta t_m = 10,7^\circ \text{C}$$

$$15.000 = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad A = 15.000/18 \cdot 10,7 = 77,88 \text{ m}^2$$



75,13m² yüzeye sahip 15.000 kcal/h'lik evaparatör seçildi.

$$\Delta t_m = (8 - 14) / (\ln 8/14) = 10,7^\circ \text{C}$$

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 15.000 = G \cdot (148 - 106)$$

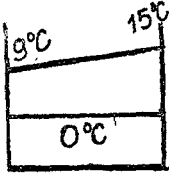
$$G = 394,7 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 394,7 \cdot (156 - 110) = 18.156 \text{ kcal/kg} = G$$

$$W_k = G/860 \cdot (h_3 - h_2) = 394,7/860 \cdot (156 - 148) = 3,67 \text{ kw}$$

Soğutma yüzeyine göre 17.645 W/h'lik MT80 HP tipi komprasör seçildi.

$$6) Q = 15.000 \text{ kcal/h } \Delta t_m = 11,74^\circ \text{C}$$



$$15.000 = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = 18 \cdot A \cdot 11,74 \quad A = 70,98 \text{ m}^2$$

67,58m²y sahip evaparatör seçildi.

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 13.500 = G \cdot (148 - 110) \quad G = 335,26$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) \quad Q_{kon} = 335,26 \cdot (156 - 110) = 16.342 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta t_m = (9 - 15) / (\ln 9/15) = 11,74$$

$$W_k = G/860 \cdot (h_3 - h_2) = 335,26/860 \cdot (156 - 148) = 3,12 \text{ Kw}$$

S.Y'ne göre 15.480 W/h'lik MT 77 HN komprasör seçildi.

SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

1). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=6,55^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 12.766.816 TL	Toplam
Kondenser fiyatı= 8.109.488 TL	43.042.604 TL
Komprasör fiyatı= 22.166.300 TL	

2). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=7,598^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 11.766.816 TL	
Kondenser fiyatı= 7.708.800 TL	39.335.016 TL
Komprasör fiyatı= 19.859.400 TL	

3). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=8,65^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 10.536.912 TL	
Kondenser fiyatı= 7.508.454 TL	37.904.766 TL
Komprasör fiyatı= 19.859.400 TL	

4). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=9,69^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 9.723.348 TL	
Kondenser fiyatı= 7.234.552 TL	35.273.124 TL
Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL	

5). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=10,7^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 8.793.792 TL	
Kondenser fiyatı= 6.787.125 TL	27.616.917 TL
Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL	

6). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=11,74^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 8.227.336 TL	
Kondenser fiyatı= 6.560.432 TL	24.548.964 TL
Komprasör fiyatı= 9.761.196 TL	

MALİYET (TL)

45000000

Evaporatör
Kondenser
Kompresör

tev = 0°C sbt

40000000

35000000

30000000

25000000

20000000

6.55

7.6

8.65

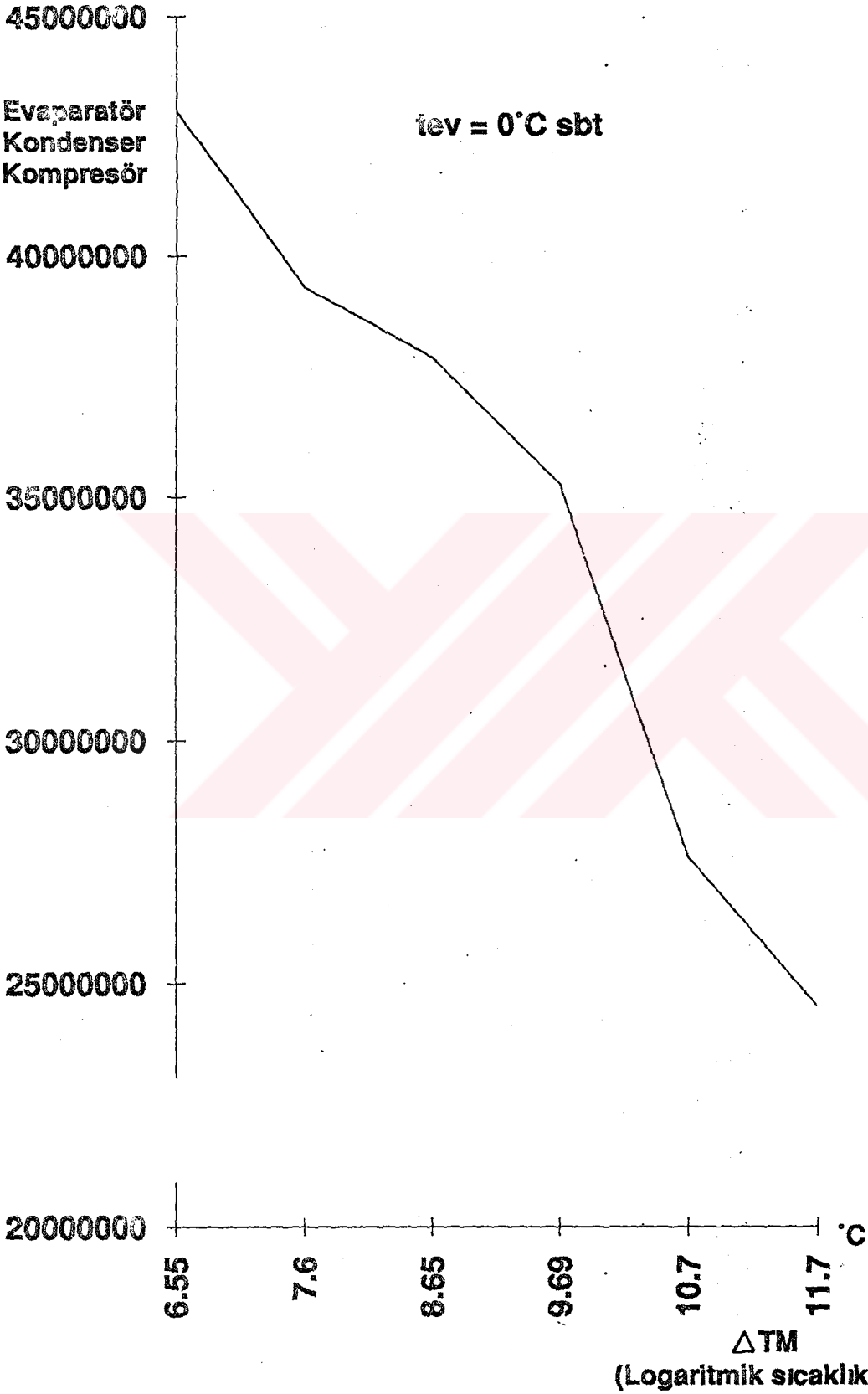
9.69

10.7

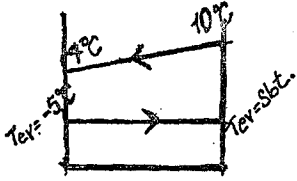
11.7 °C

 ΔT_M

(Logaritmik sıcaklık farkı)



1) $T_{ev} = -5^\circ\text{C}$ sbt $Q = 15.000 \text{ kcal/h}$



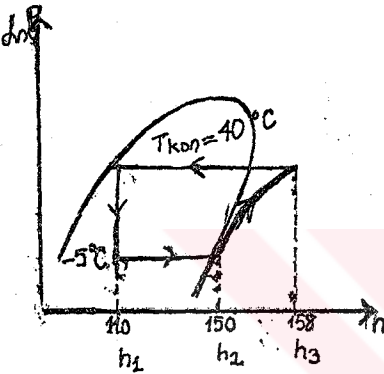
$$\Delta 1 = 4 - (-5) = 9^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (9 - 15) / (\ln 9 / 15)$$

$$\Delta 2 = (10 + 5) = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (-6) / (-0,51) = 11,74^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot K \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = A \cdot 18 \cdot 11,74$$

$A = 70,98 \text{ m}^2$, $75,13 \text{ m}^2$, yüzeye sahip 15.000 kcal/h 'lik evaporatör seçildi.



$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1)$$

$$15.000 = G \cdot (150 - 110) \quad G = 375 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 375 (158 - 110)$$

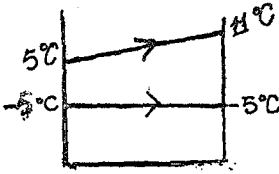
$$Q_{kon} = 18.000 \text{ kcal/h}$$

$$W_k = 375 / 860 (158 - 150) = 3,48 \text{ kw} \quad \text{S.Y. göre}$$

$$15.000 / 0,86 = 17.444 \text{ W/h}$$

MT125 HV 22.500 W/h 'lik kompresör seçildi.

2) $Q = 15.000 \text{ kcal/h}$ $\Delta t_{ev} = -5^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 5 - (-5) = 10^\circ\text{C} \quad \Delta 2 = 11 - (-5) = 16^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (10 - 16) / (\ln 10 / 16) = 12,76^\circ\text{C}$$

$$15.000 = A \cdot 18 \cdot 12,76 \quad A = 65,3 \text{ m}^2$$

$67,58 \text{ m}^2$ y. sahip 13.500 kcal/h 'lik evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 13.500 = G \cdot (150 - 110) \quad 337,5 = G$$

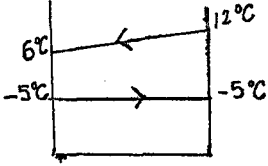
$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 337,5 \cdot (158 - 110) = 16.200 \text{ kcal/h}$$

$$W_k = 337,5 / 860 \cdot (158 - 150) = 3,14 \text{ kw}$$

Soğutma yüzeyine göre $13,500/0,86 = 15.697 \text{ W/h}$

MT100 HS 17.150 W/h'lık tipli kompresör seçildi.

3) $Q = 15.000 \text{ kcal/h}$ $t_{ev} = -5^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 6 - (-5) = 11^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (11 - 17) / (\ln 11 / 17)$$

$$\Delta 2 = 12 - (-5) = 17^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = 13,78^\circ\text{C}$$

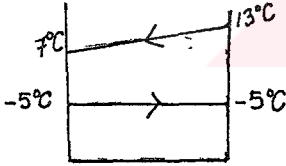
$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m = 15.000 A \cdot 18 \cdot 13,78$$

$A = 60,47 \text{ m}^2$ $67,58 \text{ m}^2$ yüzeye sahip 13.500 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad G = 337,5 \text{ kg/h}$$

Wk. MT 100 HS 17.150 kcal/h'lık kompresör seçildi.

4) $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $t_{ev} = -5^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 7 - (-5) = 12^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (12 - 18) / (\ln 12 / 18)$$

$$\Delta 2 = 13 - (-5) = 18^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = 14,79^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = A \cdot 18 \cdot 14,79 \quad A = 56,31 \text{ m}^2$$

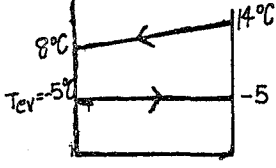
$56,5 \text{ m}^2$ yüzeye sahip 11.300 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 11.300 = (150 - 110) \quad G = 282,5 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 282 \cdot (158 - 110) = 13,560 \text{ kcal/h}$$

$W_k = G / 860 \cdot (h_3 - h_2) = 282,5 / 860 \cdot (158 - 150) = 2,62 \text{ kw}$ soğutma yüzeyine göre $11.300/0,86 = 13,134 \text{ w/h}$ MT 80 HP 14.160 W'lık tipli kompresör seçildi.

5) $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -5^\circ\text{C}$ sbt



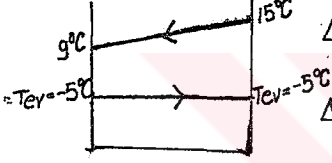
$$\Delta 1 = 8 - (-5) = 13^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (13 - 19) / (\ln 13 / 19)$$

$$\Delta 2 = 14 - (-5) = 19^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = 15,8^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = A \cdot 18 \cdot 15,8, \quad A = 52,74 \text{ m}^2$$

56,5 m²'lik 11.300 kcal/h'lik soğutma yüzeyine haiz evaporatör seçildi. MT80 Hp tipi komprasör seçildi.

6) $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -5^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 9 - (-5) = 14^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (14 - 20) / (\ln 14 / 20)$$

$$\Delta t_m = 16,82^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 15 - (-5) = 20^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m$$

$$15.000 = A \cdot 18 \cdot 16,82 \quad A = 49,5 \text{ m}^2$$

56,5 m²'lik 11.300 kcal/h soğutma yüzeyine sahip evaporatör seçildi. MT 80 HP tipi komprasör seçildi.

SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

1). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=11,74^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 7.076.592 TL

Kondenser fiyatı= 6.785.125 TL

33.721.117 TL

Komprasör fiyatı= 19.859.400 TL

2). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=12,76^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 6.560.136 TL

Kondenser fiyatı= 6.560.432 TL

31.435.348 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

3). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=13,78^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 6.560.136 TL

Kondenser fiyatı= 6.560.132 TL

31.435.048 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

4). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=14,79^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 5.144.688 TL

Kondenser fiyatı= 6.209.488 TL

23.390.176 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

5). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=15,8^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 5.144.688 TL

Kondenser fiyatı= 6.209.488 TL

23.390.176 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

6). $Q=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-5^\circ\text{C}$ $\Delta t_m=16,82^\circ\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 5.144.688 TL

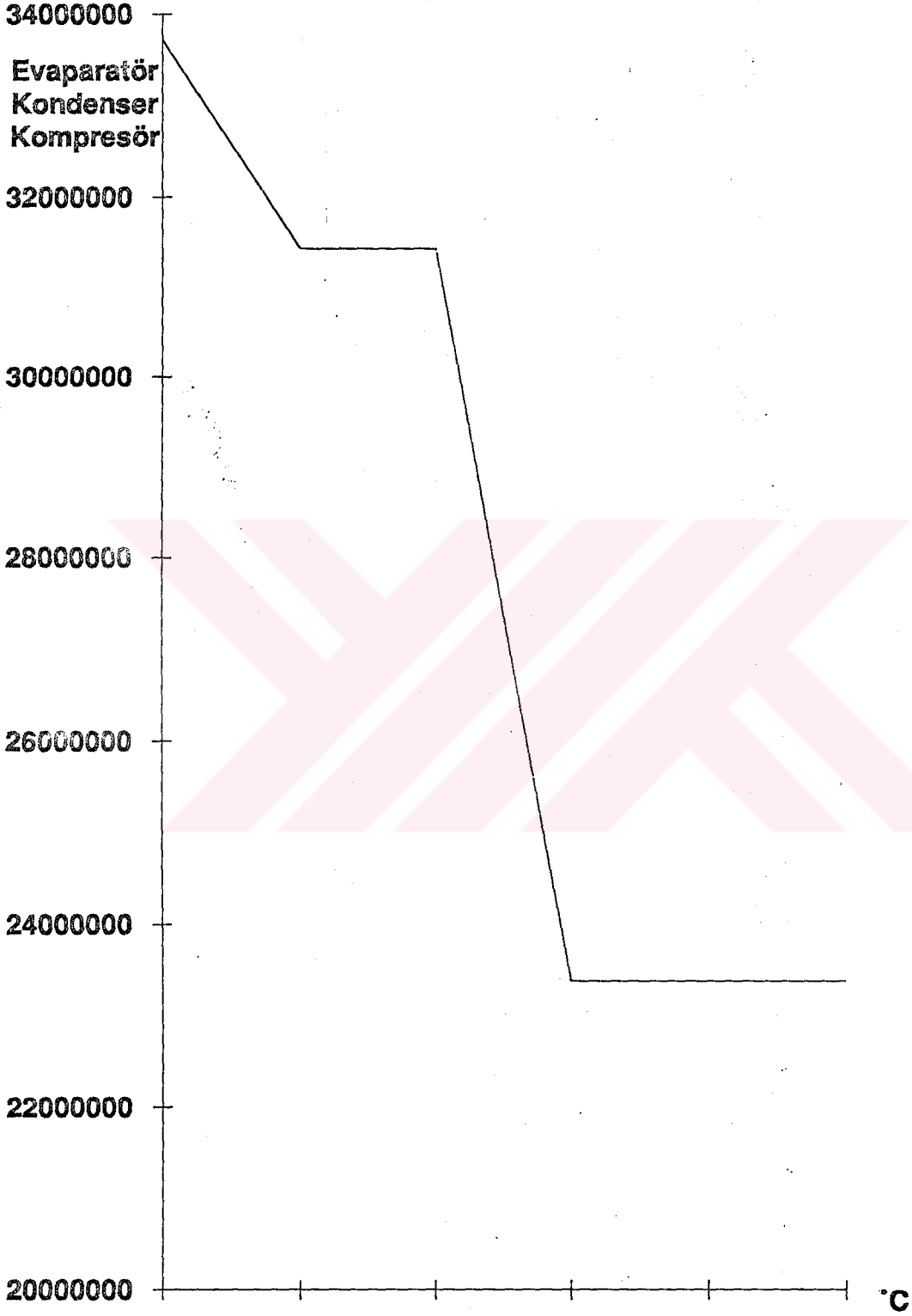
Kondenser fiyatı= 6.209.488 TL

23.390.176 TL

Komprasör fiyatı = 12.036.000 TL

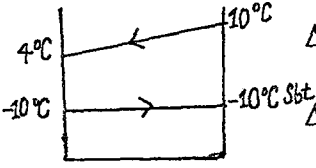
MALİYET (TL)

tev = -5 °C sbt.



ΔT_M
(Logaritmik sıcaklık farkı)

1) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-10^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 4 - (-10) = 14^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (14 - 20) / (\ln 14 / 20)$$

$$\Delta 2 = 10 - (-10) = 20^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = 16.85^\circ\text{C}$$

$$Q = k.A. \Delta t_m$$

$$15.000 = 18.A.16,85 \quad A = 49,45 \text{ m}^2$$

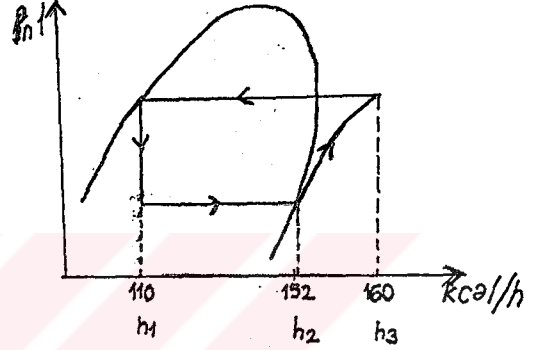
56,5m² yüzeye sahip 11.300 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1)$$

$$11.300 = G.(152 - 110) \quad G = 269,04 \text{ kg/h}$$

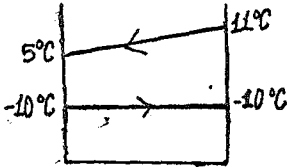
$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1)$$

$$Q_{kon} = 269,04.(160 - 110) = 13.452 \text{ kcal/h}$$



$W_k = G/860.(h_3 - h_2) = 269,04/860.8 = 2,502 \text{ kw}$ soğutma yüzeyine göre
 $11.300/0,86 = 13.139 \text{ W/h}$ 13.250w/h'lık MT100 HS Tipi komprator seçildi.

2) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-10^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 5 - (-10) = 15^\circ\text{C} \quad \Delta 2 = 11 - (-10) = 21^\circ\text{C}$$

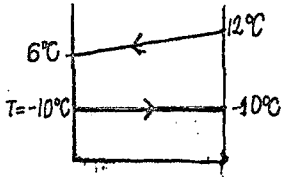
$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (15 - 21) / (\ln 15 / 21) = 17,83^\circ\text{C}$$

$$Q = A.k.\Delta t_m \quad 15.000 = A.18.17,83 \quad A = 46,73 \text{ m}^2$$

56,5m² yüzeye sahip evaporatör 11.300 kcal/h seçildi.

13.139 w/h MT 100 HS Tipi komprator seçildi.

3). $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 6 - (-10) = 16^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (16 - 22) / (\ln 16 / 22) = 18,84^\circ\text{C}$$

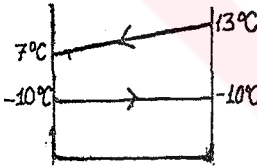
$$\Delta 2 = 12 - (-10) = 22^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m$$

$$15.000 = A \cdot 18,84 \quad A = 44,22 \text{ m}^2$$

43,75 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi. 13,139 w/h MT 100 HS Tipi Komprasör seçildi.

4) $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 7 - (-10) = 17^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2)$$

$$\Delta 2 = 13 - (-10) = 23^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (17 - 23) / (\ln 17 / 23) = 19,8^\circ\text{C}$$

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = A \cdot 18 \cdot 19,8 \quad A = 42 \text{ m}^2$$

43,75 m² yüzeye sahip 8.750 kcal/h evaporatör seçildi.

$$8.750 = G \cdot (h_2 - h_1) \quad G = 8.750 / (152 - 110) = 108,3 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1)$$

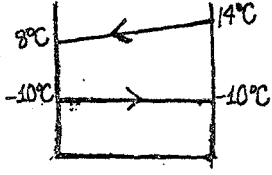
$$Q_{kon} = 208,3 \cdot (160 - 110) = 10.415 \text{ kcal/h}$$

$$W_{komp} = G / 860 \cdot (h_3 - h_2) = 208,3 / 860 \cdot (160 - 152) = 1.93 \text{ kw soğutma yüzeyine göre}$$

$$8.750 / 0,86 = 10.174 \text{ W/h}$$

11.150 W/h'lık MT 80 HP Tipi komprasör seçildi.

5) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-10^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 8 - (-10) = 18 \quad \Delta t_m = (18 - 24) / (\ln 18 / 24) = 20,85^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 14 - (10) = 24^\circ\text{C}$$

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$15.000 = 18 \cdot A \cdot 20,85 \quad A = 39,9 \text{ m}^2$$

7.550 kcal/h'lık 37,75 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi.

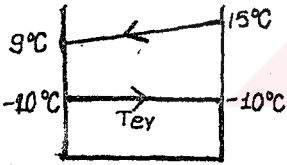
$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad G = 7.550 / 42 = 179,76 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) = 179,76 \cdot (160 - 110) = 8.988 \text{ kcal/h SY'ne göre } 8,79 \text{ w/h}$$

$$W_{komp} = 179,76 / 860 \cdot (1601 - 152) = 1,67 \text{ w}$$

MT 64 HM 8.800 W/h'lık kompresör seçildi.

6) $Q_v = 15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10^\circ\text{C}$ $Q_{ev} = k \cdot A \cdot \Delta t_m$



$$\Delta t_m = (6) / (\ln 25 / 19) = 2,88 \quad 15.000 = 18 \cdot A \cdot 21,88 \quad A = 38,11 \text{ m}^2$$

37,75 m² yüzeye sahip 7,850 kcal/h evaporatör seçildi.

MT 64 Hm 8.800 W/h'lük kompresör seçildi.

SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

1). $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $\Delta t_m = 16.85\text{ }^{\circ}\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 5.144.688 TL

Kondenser fiyatı= 6.209.488 TL

24.524.268 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

2). $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $\Delta t_m = 17,83\text{ }^{\circ}\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 4.144.688 TL

Kondenser fiyatı = 6.209.488 TL

24.524.268 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

3). $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_m = 18,84\text{ }^{\circ}\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 4.266.756 TL

Kondenser fiyatı= 6.209.488 TL

24.534.268 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

4). $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_m = 19,8\text{ }^{\circ}\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 4.266.756 TL

Kondenser fiyatı= 12.036.000 TL

21.967.176 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

5). $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_m = 20,85\text{ }^{\circ}\text{C}$

Evaporatör fiyatı= 3.853.548 TL

Kondenser fiyatı= 4.173.290 TL

16.813.118 TL

Komprasör fiyatı= 8.786.280 TL

6). $Q_{ev} = 15.000\text{ kcal/h}$ $T_{ev} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_m = 21.88$

Evaporatör fiyatı= 3.853.548 TL

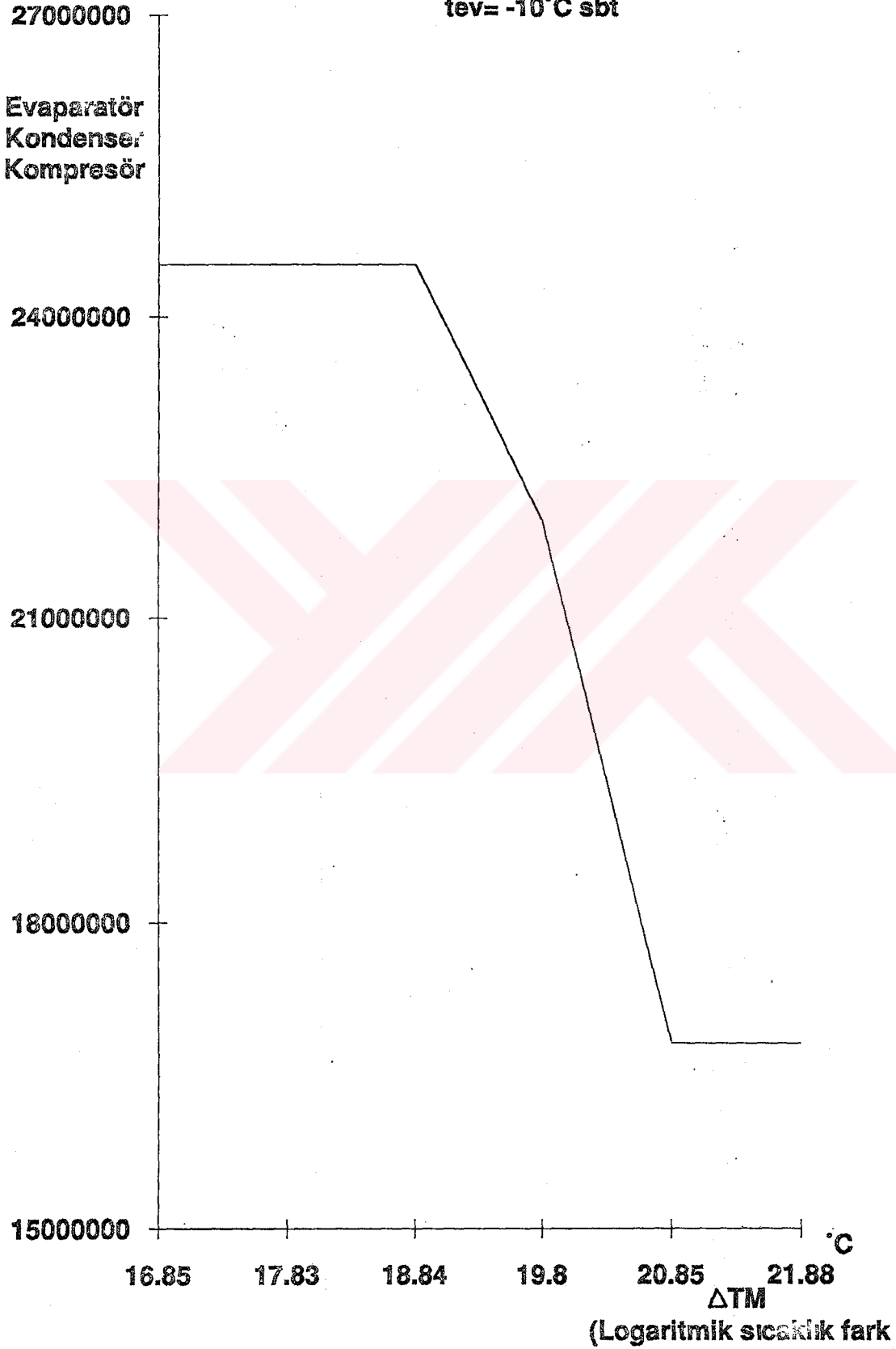
Kondenser fiyatı= 4.173.290 TL

16.813.118 TL

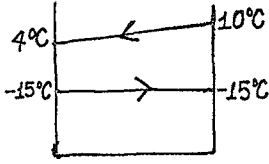
Komprasör fiyatı= 8.786.280 TL

MALİYET (TL)

tev= -10°C sbt



1) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 4 - (-15) = 19^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 10 - (-15) = 25^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (19 - 25) / (\ln 19 / 25) = 21,86^\circ\text{C}$$

$$Q_{ev} = k \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$15.000 = 18 \cdot A \cdot 21,86 \quad A = 38,11 \text{ m}^2$$

37,75 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi.

$$Q_{ev} = 7.550 \text{ kcal/h}$$

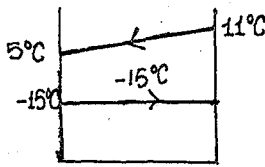
$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad 7.550 = G \cdot (154 - 110) \quad G = 171,6 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) \quad 171,6 \cdot (162 - 110) = 8.922 \text{ kcal/h}$$

$$W_{komp} = G / 860 \cdot (h_3 - h_2) = 171,6 / 860 \cdot (162 - 154) = 1,59 \text{ kw}$$

soğutma yüzeyine göre 7.550/0,86=8.779 W/h'lık 1.000W/h'lık MT 100 HS Tipi kompresör seçildi.

2) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 5 - (-15) = 20^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2)$$

$$\Delta 2 = 11 - (-15) = 26^\circ\text{C}$$

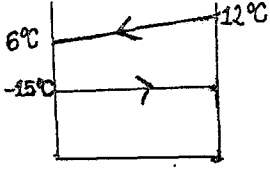
$$\Delta t_m = (20 - 26) / (\ln 20 / 26) = 22,86$$

$$15.000 = 18 \cdot A \cdot 22,86 \quad A = 36,43 \text{ m}^2$$

37,75 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi

MT 100 HS Tipi kompresör seçildi.

3) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 6 - (-15) = 21 \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2)$$

$$\Delta 2 = 12 - (-15) = 27^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (21 - 27) / (\ln 21 / 27) = 23,87^\circ\text{C}$$

$$Q_{ev} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = 18 \cdot A \cdot 23,87 \quad A = 34,9 \text{ m}^2$$

37,75 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi.

MT 100 HS Tipli komprator seçildi.

4) $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 7 - (-15) = 22^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 13 - (-15) = 28^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (22 - 28) / (\ln 22 / 28) = 24,88^\circ\text{C}$$

$$Q_{ev} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad 15.000 = 18 \cdot A \cdot 24,88 \quad A = 33,49 \text{ m}^2$$

32,9 m² yüzeye sahip evaporatör seçildi.

$$6.580 = G \cdot (154 - 110) \quad G = 149,54 \text{ kg/h}$$

$$Q_{kon} = G \cdot (162 - 110) = 149,54 \cdot (162 - 110) = 7.776 \text{ kcal/h}$$

$$W_{komp} = G / 860 \cdot (162 - 154) = 149,54 / 860 \cdot 8 = 1,39 \text{ kw} \quad \text{S. Y. göre } 6.580 / 0,86 = 7.651 \text{ W/h}$$

8.550 W/h kapasitesine sahip MT 80 HP tipli komprator seçildi.

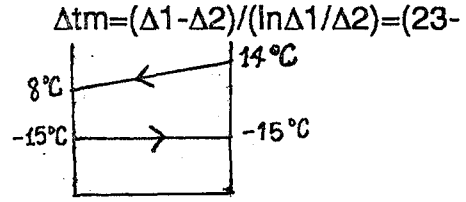
5). $Q_{ev}=15.000 \text{ kcal/h}$ $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$

$$\Delta 1 = 8 - (-15) = 23^\circ\text{C}$$

$$29)/(\ln 23/29)$$

$$\Delta 2 = 14 - (-15) = 29^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 25,88^\circ\text{C}$$

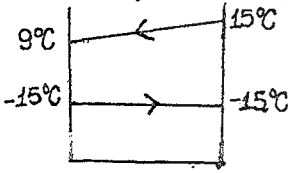


$$Q_{ev} = k.A.\Delta t_m \quad 15.000 = 18.A.25,88$$

$A = 32,19 \text{ m}^2$ $32,9 \text{ m}^2$ yüzeye sahip evaporatör seçildi.

MT 80 HP Tipi kompresör seçildi.

6) $Q_{ev} = 15.000 \text{ kcal/h}$ $t_{ev} = -15^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 9 - (-15) = 24^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 15 - (-15) = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2)/(\ln \Delta 1/\Delta 2) = (24 - 30)/(\ln 24/30) = 26,88^\circ\text{C}$$

$$Q_{ev} = k.A.\Delta t_m$$

$$15.000 = 18.A.26,88 \quad A = 31 \text{ m}^2$$

$32,9 \text{ m}^2$ yüzeye sahip evaporatör seçildi.

MT 80 HP Tipi kompresör seçildi.

SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

1). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm=21,86 °C

Evaporatör fiyatı= 3.853.548 TL

Kondenser fiyatı= 4.173.290 TL 26.341.618 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

2). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm= 22,86 °C

Evaporatör fiyatı= 3.853.548 TL

Kondenser fiyatı= 4.173.290 TL 26.341.618 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

3). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm=23,87 °C

Evaporatör fiyatı= 3.853.548 TL

Kondenser fiyatı= 4.175.290 TL 26.341.618 TL

Komprasör fiyatı= 18.314.780 TL

4). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm=24,88 °C

Evaporatör fiyatı= 3.519.612 TL

Kondenser fiyatı= 4.032.960 TL 19.588.572 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

5). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm=25,88 °C

Evaporatör fiyatı= 3.519.612 TL

Kondenser fiyatı= 4.032.960 TL 19.588.572 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

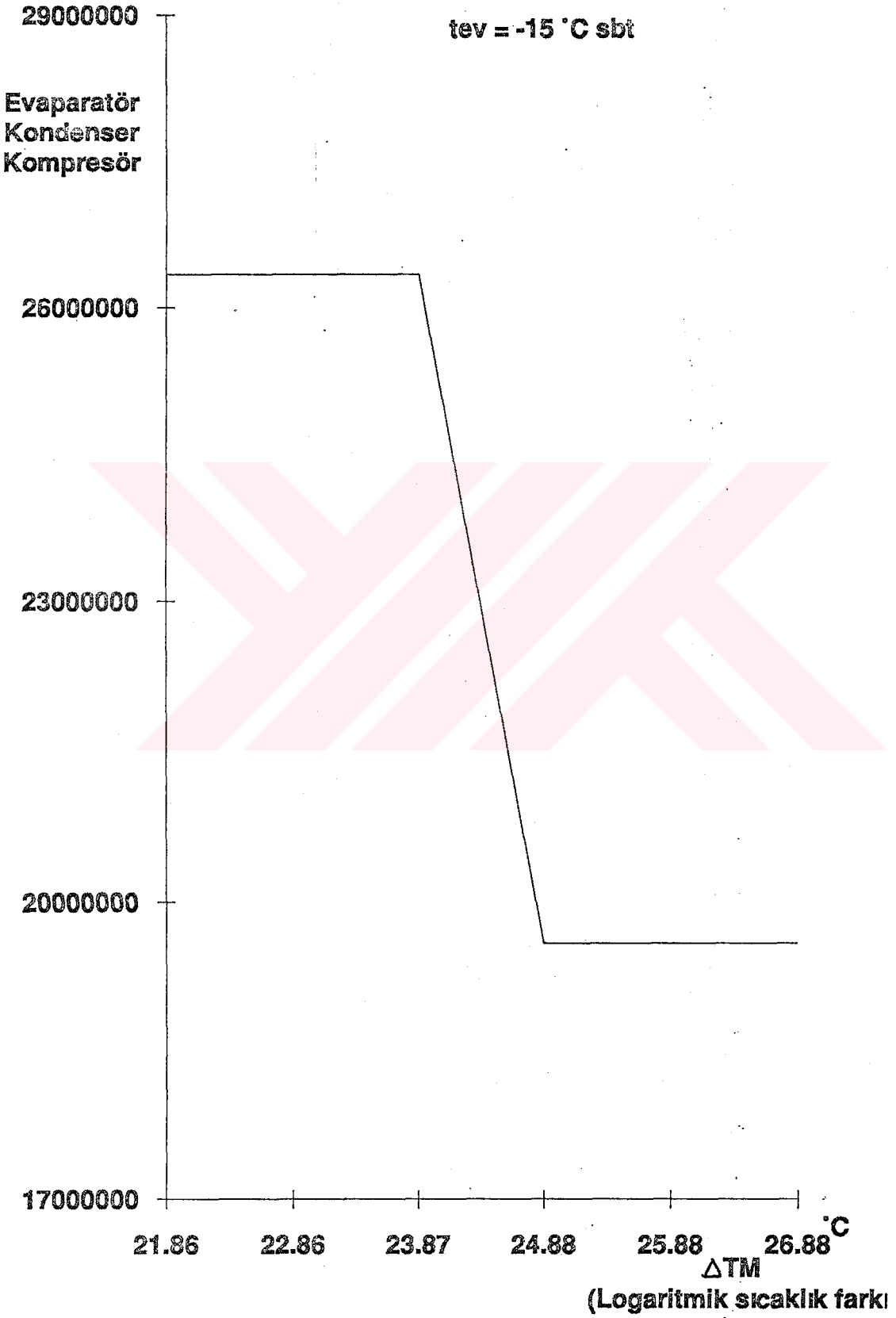
6). Qev=15.000 kcal/h Tev=-15 °C Δtm=26,88 °C

Evaporatör fiyatı= 3.519.612 TL

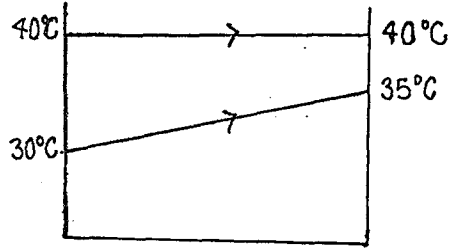
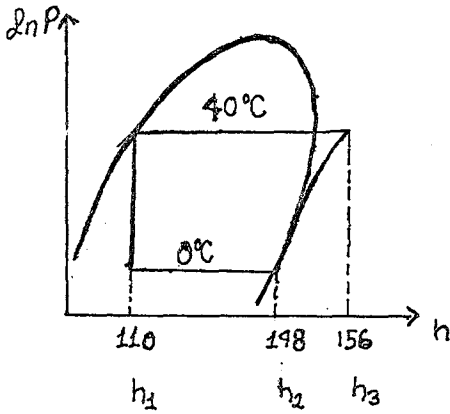
Kondenser fiyatı = 4.032.960 TL 19.588.572 TL

Komprasör fiyatı= 12.036.000 TL

MALİYET (TL)



1) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 40^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 40 - 30 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 40 - 35 = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (10 - 5) / (\ln 10 / 5) = 7,21^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$40.000 = 750 \cdot A \cdot 7,21$ $A = 7,39 \text{ m}^2$ $8,11 \text{ m}^2$ yüzeye sahip SHELL and TUBE kondenser seçildi.

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) \quad 40.575 = G \cdot (156 - 110) \quad G = 882 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) = 882(148 - 110) = 33.516 \text{ kcal/h}$$

33.850 kcal/h'lik 9 mm lamel aralıklı

komp $33.850 / 0,86 = 39.360 \text{ w/h}$ MT60HW tipi kompasör seçildi.

2) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 40^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 40 - 29 = 11^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 40 - 34 = 6^\circ\text{C}$$

$$(\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (11 - 6) / (\ln 11 / 6) = 8,24^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m$$

$$40.000 = 250.A.8,24 \quad A = 6,46 \text{ m}^2$$

35.300 kcal/h'lık kondenser seçildi.

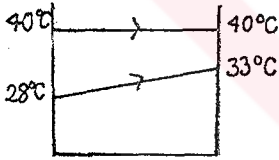
$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1) \quad 35.300 = G.(156 - 110) \quad G = 767 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1) = 767.(148 - 110) = 29.160 \text{ kcal/h}$$

30.130 kcal/h 'lık evaporatör seçildi.

$$30.130 / 0,86 = 35.034 \text{ W/h'lık MT160 HW tipi}$$

$$3) Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h} \quad T_{kon} = 40^\circ \text{C}$$



$$\Delta 1 = 40 - 28 = 12^\circ \text{C}$$

$$\Delta 2 = 40 - 33 = 7^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2) = (12 - 7) / (\ln 12 / 7) = 9,27^\circ \text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m \quad 40.000 = 750.A.9,27 \quad A = 5,74 \text{ m}^2$$

6,08 m² yüzeye sahip $Q_{kon} = 30.430 \text{ kcal/h'lık}$ kondenser seçildi.

$$30.430 = G.(156 - 110) \quad G = 661,52 \text{ kg/h}$$

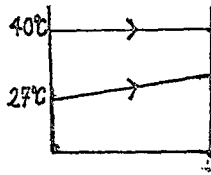
$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1) = 661,52 (148 - 110) = 25.137 \text{ kcal/h}$$

25.400 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$\text{komprasör } 25.400 / 0,86 = 29.534 \text{ W/h}$$

28.000 W/h'lık komprasör MT125 HW

4) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 40^\circ\text{C}$



$$\Delta 1 = 40 - 27 = 13^\circ\text{C} \quad \Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2)$$

$$\Delta 2 = 40 - 32 = 8^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (13 - 8) / (\ln 13 / 8) = 10,298^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k \cdot A \cdot \Delta t_m \quad 40.000 = 750 \cdot A \cdot 10,298 \quad A = 5,17 \text{ m}^2$$

25.600 kcal/h'lık kondenser seçildi.

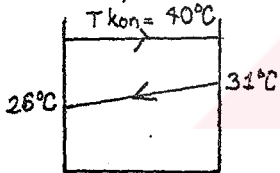
$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1) \quad 25.600 = G \cdot (156 - 110) \quad G = 556,32 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) = 556,32 (148 - 110) = 21.147 \text{ kcal/h}$$

22.600 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$22.600 / 086 = 26.279 \text{ W/h MT125HU tipi kompresör seçildi.}$$

5) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $t_{kon} = 40^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = (40 - 26) = 14 \quad \Delta t_m = (14 - 9) / (\ln 14 / 9) = 11,31^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 40 - 31 = 9^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$40.000 = 750 \cdot A \cdot 11,31 \quad A = 4,71 \text{ m}^2$$

23.200 kcal /h kondenser seçildi.

$$Q_{kon} = G \cdot (h_3 - h_1)$$

$$23.200 = G \cdot (156 - 110) \quad G = 504,34 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad Q_{ev} = 504,34 \cdot (148 - 110) = 19.165 \text{ kcal/h}$$

20.000 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$20.000/0,86 = 23.255 \text{ W/h}$ MT 125 HU komprasör seçildi.

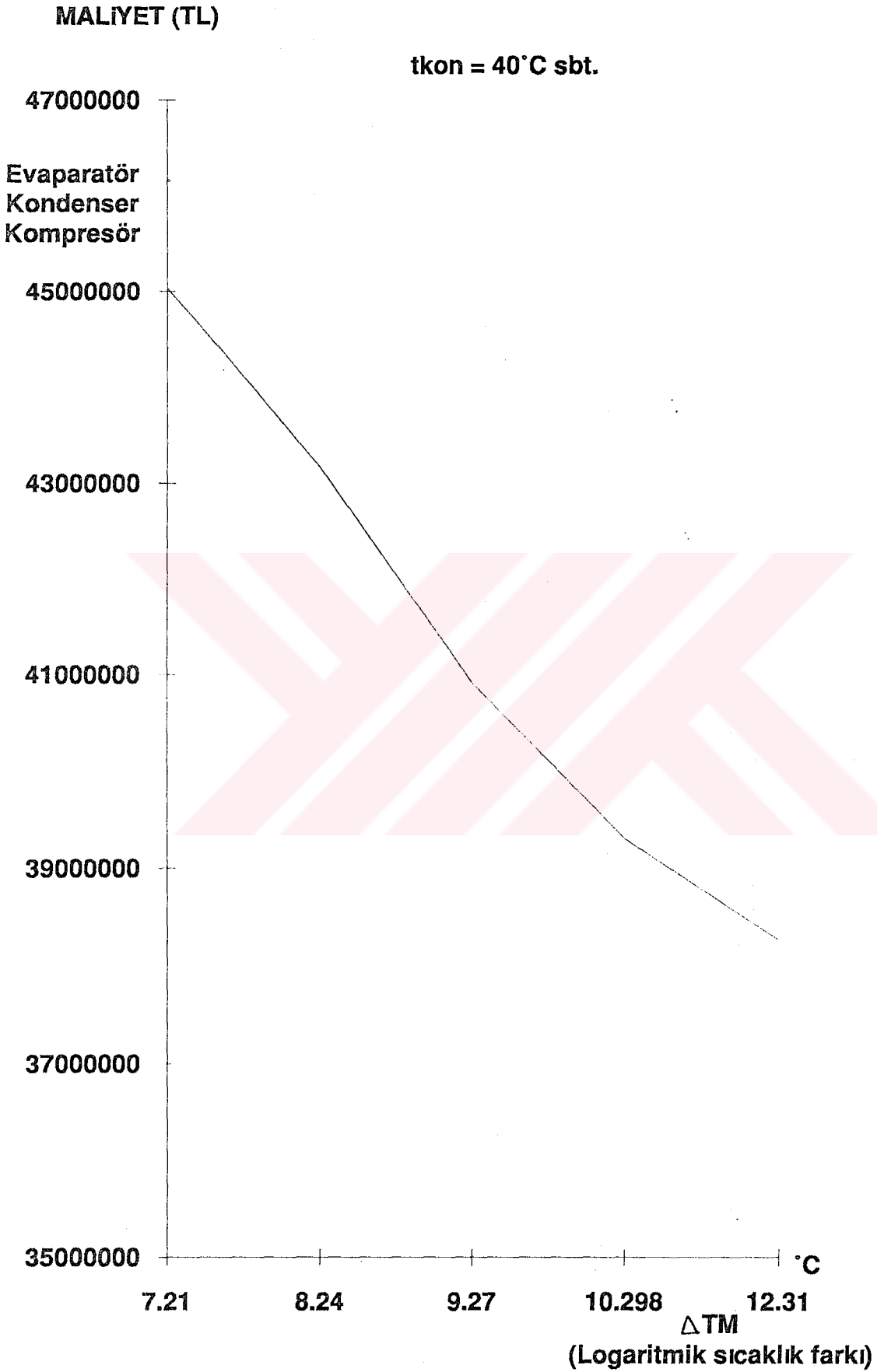
Aşağıda $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ kapasite için $T_{kon} = 40$ ve $T_{kon} = 45$ °° sıcaklıkta $T_{ev} = 0$ °C için evaporatör, kondenser ve komprasör kapasiteleri hesaplanmış, şartlar ve fiyatlar topluca yazılıp eğrileri çıkarılmıştır.

$Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 40$ °C $\Delta t_m = \text{değişken}$

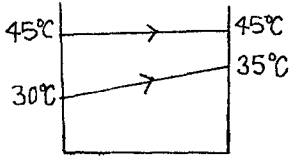


SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

- 1) Evaporatör fiyatı= 13.566.636 TL $\Delta t_{m1} = 7,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 9.311.555 TL 55.033.191 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.000 TL
- 2) Evaporatör fiyatı= 12.285.864 TL $\Delta t_{m2} = 8,24 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 8.729.640. TL 43.170.504 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.000 TL
- 3) Evaporatör fiyatı = 10.657.232 TL $\Delta t_{m3} = 9,27 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 8.109.488 TL 40.921.720 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.500 TL
- 4) Evaporatör fiyatı = 9.693.216 TL $\Delta t_{m4} = 10,298$
 Kondenser fiyatı = 7.460.490 TL 39.308.706 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.000 TL
- 5) Evaporatör fiyatı = 8.819.712 TL $\Delta t_{m5} = 11,51 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 7.289.000 TL 38.263.712 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.000 TL



1) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 45^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 45 - 30 = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 45 - 35 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (15 - 10) / (\ln 15 / 10) = 12,33^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m$$

$$40.000 = 750.A.12,33 \quad A = 4,325 \text{ m}^2$$

$Q_{kon} = 20.812 \text{ kcal/h}$ 'lık kondenser seçildi.

$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1)$$

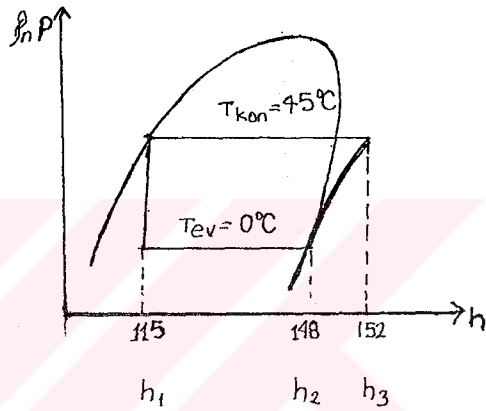
$$20.812 = G.(152 - 115) \quad G = 562 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1)$$

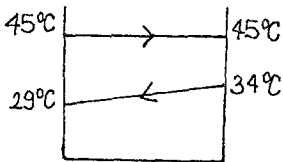
$$Q_{ev} = 562.(148 - 115) = 18.562 \text{ kcal/h}$$

20.000 kcal/h 'lık evaporatör seçildi.

$20.000 / 0,86 = 23.255 \text{ W/h}$ MT125HU tipi kompresör seçildi.



2) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 45^\circ\text{C}$ sbt.



$$\Delta 1 = 45 - 29 = 16^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 45 - 34 = 11^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (16 - 11) / (\ln 16 / 11) = 13,36^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m$$

$$40.000 = 750.A.13,36 \quad A = 3,99 \text{ m}^2$$

$$Q_{kon} = 17.560 \text{ kcal/h}$$

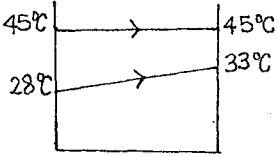
$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1)$$

$$17.560 = G \cdot (152 - 115) \quad G = 474 \text{ kg/h}$$

17.700 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$17.700 / 0,86 = 20.581 \text{ W/h MT 100 HS tipi komprasör seçildi.}$$

3) $Q_{\text{kon}} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{\text{kon}} = 45^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 45 - 28 = 17^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 45 - 33 = 12^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (17 - 12) / (\ln 17 / 12) = 5 / 0,348 = 14,367$$

$$Q_{\text{kon}} = k \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$40.000 = 750 \cdot A \cdot 14,367 \quad A = 3,71 \text{ m}^2$$

$Q_{\text{kon}} = 16.860 \text{ kcal/h'lık}$ kondenser seçildi.

$$Q_{\text{kon}} = G \cdot (h_3 - h_1)$$

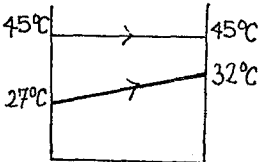
$$16.860 = G \cdot (152 - 115) \quad G = 455 \text{ kg/h}$$

$$Q_{\text{ev}} = G \cdot (h_2 - h_1) \quad Q_{\text{ev}} = 455 \cdot (148 - 115) = 15.015$$

15.000 kcal/h'lık evaporatör seçildi.

$$15.015 / 0,86 = 17.459 \text{ W/h MT 100 HS tipi komprasör seçildi.}$$

4) $Q_{\text{kon}} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{\text{kon}} = 45^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 45 - 27 = 18^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 45 - 32 = 13^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (\Delta 1 - \Delta 2) / (\ln \Delta 1 / \Delta 2)$$

$$\Delta t_m = (18 - 13) / (\ln 18 / 13) = 15,38^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m \quad 40.000 = 750.A.15,38 \quad A = 3,467 \text{ m}^2$$

$Q_{kon} = 15.000 \text{ kcal/h'lik}$ kondenser seçildi.

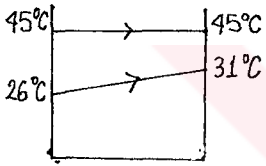
$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1) \quad 15.000 = G.(152 - 115) = G = 405 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1) \quad Q_{ev} = 405.(148 - 115) = 13.365 \text{ kcal/h}$$

$13.500 \text{ kcal/h'lik}$ evaparatör seçildi.

$$13.365/0,86 = 15.540 \text{ MT 80 HP tipi kompresör seçildi.}$$

5) $Q_{kon} = 40.000 \text{ kcal/h}$ $T_{kon} = 45^\circ\text{C}$ sbt



$$\Delta 1 = 45 - 26 = 19^\circ\text{C}$$

$$\Delta 2 = 45 - 32 = 13^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = (19 - 13) / (\ln 19 / 13) = 16,382^\circ\text{C}$$

$$Q_{kon} = k.A.\Delta t_m$$

$$40.000 = 750.A.16,382 \quad A = 3,25 \text{ m}^2$$

$Q_{kon} = 14,650 \text{ kcal/h'lik}$ kondenser seçildi.

$$Q_{kon} = G.(h_3 - h_1)$$

$$14.650 = G.(152 - 115) \quad G = 396 \text{ kg/h}$$

$$Q_{ev} = G.(h_2 - h_1) \quad Q_{ev} = 396.(148 - 115) = 13.068 \text{ kcal/h}$$

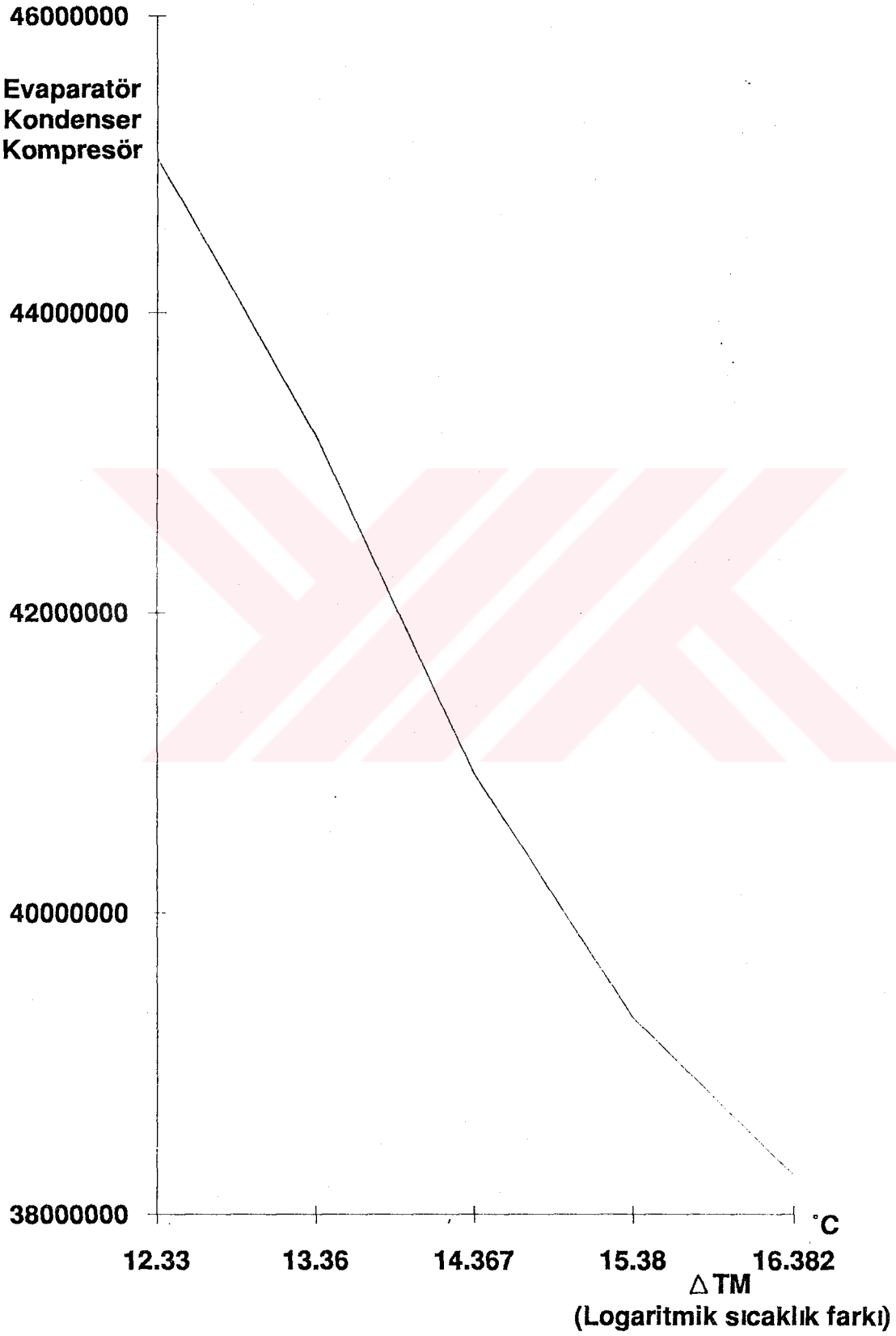
$13.500 \text{ kcal/h'lik}$ evaparatör seçildi.

$$13.500/0,86 = 15.697 \text{ W/h} \quad \text{Mt 80 HP tipi komprasör seçildi.}$$

SOĞUTUCU MALİYET HESAPLAMALARI

- 1) Evaporatör fiyatı= 8.819.712 TL $\Delta t_{m1} = 12,33\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 7.096.000 TL 38.070.712 TL
 Komprasör fiyatı = 22.155.000 TL
- 2) Evaporatör fiyatı = 8.006.148 TL $\Delta t_{m2} = 13,36\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 6.816.000 TL 33.127.798 TL
 Komprasör fiyatı = 18.305.650 TL
- 3) Evaporatör fiyatı = 7.076.592 TL $\Delta t_{m3} = 14,367\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 6.512.000 TL 31.894.242 TL
 Komprasör fiyatı = 18.305.650 TL
- 4) Evaporatör fiyatı = 6.560.000 TL $\Delta t_{m4} = 15,38\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 6.016.000 TL 24.606.000 TL
 Komprasör fiyatı = 12.030.000 TL
- 5) Evaporatör fiyatı = 6.560.000 TL $\Delta t_{m5} = 16,382\text{ }^{\circ}\text{C}$
 Kondenser fiyatı = 5.780.000 TL 24.370.000 TL
 Komprasör fiyatı = 12.030.000 TL

MALİYET (TL)

 $t_{kon} = 45^{\circ}\text{C}$ sbt.



TABLÖLAR

TABLO 1 SEÇİLEN SOĞUTUCULAR İÇİN NORMAL KAYNAMA NOKTASI

Soğutkan	(F)	(C)
R-14	-198,3	-127,9
R-503	-126,2	-87.9
R-23	-115.6	-82.0
R-13	-114.6	-81.4
R-13B1	-71.9	-57.7
R-32	-62.0	-52.5
R-123	-54.0	-47.8
R-143a	-54.0	-47.8
R-502	-49.8	-45.4
R-22	-41.5	-40.8
R-115	-38.0	-38.9
R-161	-35.0	-37.2
R-500	-28.3	-33.5
R-12	-21.6	-29.8
R-505	-21.3	-29.6
R-134a	-15.7	-26.5
R-152a	-13.0	-25.0
R-134	-4.0	-20.0
R-506	9.6	-12.4

R-124a	10.0	-12.2
142b	14.5	-9.7
R-31	15.6	-9.1
R-114	38.6	3.7
R-143	41.0	5.0
R-21	47.8	8.8
R-160	54.3	12.4
R-11	74.5	23.6
R-123	82.2	27.9
R-123a	82.4	28.0
R-12/DME	87.2	30.7
R-141b	89.7	32.1
R-30	104.4	40.2
R-113a	114.4	45.8
R-132b	115.7	46.5
R-113	117.6	47.6
R-150a	134.6	57.0
R-132	137.3	58.5

TABLO 2: CFC-11 ALTERNATİFLERİNİN ÖZELLİKLERİ

SOĞUTKAN	YANABİLİRLİK	TOKSİDİTE
R-11	-	orta
R-160	hafif	orta
R-123	-	az
R-123a	-	az
R-12/DME	hafif	az
R-152	hafif	az
R-141b	hafif	az
R-30	hafif	orta

TABLO 3: MERKEZCİL SOĞUTUCULARDA CFC ALTERNATİFİ OLAN POTANSİYEL SOĞUTKANLAR**CFC-11 Alternatifleri:**

Az Yanabilen	R-152, R-143b
Yanmayan	R-123, R-123a
CFC-12 Alternatifleri:	
Az Yanabilen	R-143a, R-152a
Yanmayan	R-125, R-22, R-134a, R-134, R-124
R-500 Alternatifleri:	
Az Yanabilen	R-32, R-143a, R-152a
Yanmayan	R-125, R-22, R-134a

TABLO 4: CFC-12 ALTERNATİFLERİ ÖZELLİKLERİ

SOĞUTKAN	YANABİLİRLİK	TOKSİDİTE
R-125	-	düşük
R-143a	az	düşük
R-502	-	düşük
R-22	-	düşük
R-115	-	düşük
R-161	az	yüksek
R-500	az	düşük
R-505	az	orta
R-134a	-	düşük
R-152a	az	düşük
R-134	-	düşük
R-506	-	düşük
R-124	-	düşük

TABLO 5: R-500 ALTERNATİFLERİ ÖZELLİKLERİ

SOĞUTKAN	YANABİLİRLİK	TOKSİDİTE
R-32	az	düşük
R-125	-	düşük
R-143a	az	düşük
R-502	-	düşük
R-22	-	düşük
R-115	-	düşük
R-161	az	yüksek
R-500	az	düşük
R-505	az	orta
R-134a	-	düşük
R-152a	az	düşük

TABLO 6: DENEYSEL VE HESAPLANMIŞ SONUÇLAR ARASINDAKİ İKİLİ İLİŞKİ: PARAMETRELERİ VE ORTALAMA SAPMALAR

Sıcaklık (K)	Peng-Robinson Eşitliği			Soave-Redlich Eşitliği		
	K _{ij}	x	y	k _{ij}	x	y
289.17	0.0318	0.007	0.008	0.0308	0.008	0.008
303.15	0.0367	0.001	0.012	0.0340	0.004	0.014
318.15	0.0410	0.006	0.018	0.0356	0.003	0.019
332.74	0.0467	0.008	0.011	0.0400	0.004	0.013

Not: n veri sayısıdır.

VII. KAYNAKLAR

- 1 G. HANDEL, W. WAGNER, "The Journal of Chemical Thermodynamics"
Received 14 October 1991 Volume 24 No: 7 July 1992
- 2 Heating/Piping/Air conditioning "Refrigeration Aroducts", June 1992
- 3 J.C. Passas, "An Experimental Investigation of Transition Boiling in
Subcooled Freon 113 Forced Flow", May 1991 Vol. 113/459
- 4 Sh. Nozy, K. Ozaki, H. Inaba,"Transition of ASME Published Quarterly by
the American Society of Mech.", February 1992, Vol. 114/201
- 5 Michael B. Pate, Zahid H. Ayup, "Heat Transfer Engineering An
International Quarterly", Volume 12 Num. 3 1991
- 6 By R.J. Denny, P.E., "The CFC Footprint" Ashrae Journal November 1987
- 7 By Stephen, R. Seidel, "The Epa Assesment" Ashrae Journal November
1987, Num. 32
- 8 J.E. Cox, P.E., Ph.D. "The Unep Agreement", Ashrae November 1987
- 9 By J.E. Cox "The Ashrae Position", Ashrae Journal November 1987
- 10 By J oseph M. McGuire, "The Ari Position", Ashrae Journal November 1987
- 11 By Terry G. Statt, "Potential Ozone-Safe REfrigerants for Centrifugal
Chillers", Ashrae Journal September 1990
- 12 By Early M. Clark, P.E. George G. Anderson, P.E., "Retrofitting Existing
Chillers with Alternative Refrigerants" Ashrae Journal April 1991
- 13 By Shelvin Rosen, "Alternatives to CFC's Testing and Materials
Compatibility Studies", Ashrae Journal February 1991, V: 36

- 14 By Theodore Atwood, "Refrigerants of the Future Facts and Fallacies", Ashrae Journal February 1989, V: 30
- 15 By Sydney M. Miner, P.E. "Ammonia as a Refrigerant of Choice" Ashrae Journal December 1990, N: 43
- 16 By Robert S. Ohling, P.E. "Ammonia: The New/Old Refrigerant", Ashrae Journal December 1990
- 17 By Ronald A. Cole, P.E. "Ammonia as a Refrigerant in Light of the CFC phase-out", Ashrae Journal December 1990
- 18 By Theodore Atwood, "Pipe Sizing and Pressure Drop Calculations for HFC-134a", Ashrae Journal April 1990 V: 62
- 19 By Hans O. Spauachus, "Refrigerant Mixtures Challenges and Opportunities", Ashrae Journal November 1988
- 20 By Bernard Nagengaut, "A Historical Look At CFC Refrigerants", Ashrae Journal November 1988, V: 37
- 21 By Kent Anderson, "CFC's Is the Sky Falling?" Ashrae Journal November 1987, V: 21
- 22 By Terry G. Statt "Potential Ozone-Safe Refrigerants for Centrifugal Chillers", Ashrae Journal SEPTEMBER 1990
- 23 J.E. Cox, Montreal Ant. "The Unep Agreement", Ashrae Journal November 1987, V: 31
- 24 By Stephen R. Seidel, "The Epa Assesment", Ashrae Journal November 1987, V: 32

ÖZGEÇMİŞ

19. 7. 1968 tarihinde Adana'da doğdum. İlk ve orta dereceli öğrenimimi İzmir'de tamamladım. 1986 yılında Yıldız Üniversitesi'nin Makina Mühendisliği Bölümü'ne girdim. 1991 yılında Genel Makina Bölümü'nden mezun oldum. Aynı yıl aynı üniversitenin Isı Proses Bölümü'nde yüksek lisans sınavını kazandım. Tez aşaması sırasında Maksaş A.Ş. ve Pnösa Limited Şirketleri'nde çalıştım. Halen ISI SİM Limited Taahhüt Şirketi'nde Makina Mühendisi olarak çalışmaktayım.



Y.Ö. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
KURUMANTASTON KURULU