ANKARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KİVİ MEYVESİ İÇİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ SOĞUK DEPO TASARIMI

Berivan ALKAŞ

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

ANKARA
2006

Her hakkı saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KİVİ MEYVESİ İÇİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ SOĞUK DEPO TASARIMI

Berivan ALKAŞ

Ankara Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Musa AYIK

Bu çalışmada son zamanlarda Karadeniz Bölgesinde soğuk depolamaya en çok ihtiyaç gösteren kivi meyvesinin depolanabilmesi için gerekli olan bütün tasarım parametreleri belirlenmiştir. Tüm tasarım bileşenleri, kritik soğutma yükü gereksinimine uygun olarak beş ana bölüm altında oluşturulan bilgisayar yazılımları yardımıyla elde edilmiştir.
Gerçek kompresör kapasitesinin soğutma yükü büyüklüğüne göre yaklaşık değerlerde ayarlanabilmesi, sistem defrost yükünün azaltılması açısından önemli olup, hesaplamalar için de bir dayanak olmuştur.
Kivi meyvesinin yetiştiriciliğine değinilmiş ve gerek kivi meyvesinin depolanma ihtiyaçları gerekse deponun kurulacağı bölgenin iklim koşulları göz önünde bulundurularak gerekli ekipmanlar seçilmiştir.

2006, 112 sayfa

Anahtar Kelimeler: Kivi, bilgisayar destekli tasarım, mekanik soğutma, soğuk depolama, soğutucu akışkan, ürün muhafazası, evaporatör, soğutma kompresörü, kondenser.

ABSTRACT

Master Thesis

COMPUTER AIDED DESIGN OF COLD STORAGE FOR KIWIFRUIT

Berivan ALKAŞ

Ankara University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Agricultural Machinery

Supervisor: Prof. Dr. Musa AYIK

In this study, it has been designed all the project parameters required for the storage of the kiwi fruit which mostly region recently needs the cold storage in the region of Black Sea. All desing parametetrs which proper for critical refrigeration load have been produced by using application softwares consists of five main sections.
Adjusting of actual compressor capacity by approximately values in relations refrigaretion load is important as regards to decreased of the system defrost load and this was used as support for calculations.
It was mentioned the raising of the kiwi fruit. Furthermore, it was chosen necessary equipment by bearing in mind both the storage requirements of the kiwi fruit and the climatic conditions of the region where the cold store would be established.

2006, 112 pages

Key Words: Kiwi fruit, computer aided design, mechanical refrigeration, cold storage, refrigerant, food saving, evaporator, cryocompressor, condenser.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜRLER

Yapılan araştırmalar kivi meyvesinin özellikle vitamin ve mineraller açısından çok zengin olmasına rağmen kalori açısından düşük olduğunu ortaya koymuştur. Bu da kivi meyvesine aranan bir meyve olma niteliğini kazandırmıştır. Son yıllarda tüm dünya ülkelerinde olduğu gibi ülkemizde de kivi üretiminde büyük bir artış görülmüştür.

Kivi meyvesi yapısal özelliğinden dolayı hasattan sonra eğer depolanmazsa çabuk yumuşar ve çürür. Bu nedenle depolama olanağının olmadığı üretim merkezlerinde meyve olgunluğa ulaşmadan önce toplanır. Olgunlaşmadan hasat edilen kivi meyvesiyle dalında olgunlaşmış kivi meyvesi arasında özellikle C vitamini açısından büyük farklar gözlenir. Kivi dalında daha uzun süre kaldığı için C vitamini açısından daha zengindir. Depolama kivinin Pazar ömrünü de arttırmakta, hasadından 3 – 6 ay sonrasında bile taze kivinin pazarda bulunma imkanını sağlamaktadır. Bu sebepler kivinin depolanması gereğini ortaya koymuştur. Soğuk depo projelerinde sınıflandırma ve paketleme, yer seçimi, depo iç yerleşim düzeninin belirlenmesi, tesisat ve konstrüksiyon çalışmaları titizlikle yapılmalıdır. Bu projeler konusunda uzman olan kişilerin beraber yürüttükleri planlı bir etkinlik biçiminde gerçekleştirildiğinde daha üstün depo yapılarına ulaşılabilir.

Çalışmamın her aşamasında yardım ve katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Musa AYIK' a saygılarımı sunar, teşekkür ederim. Kaynak sağlamamda bana büyük kolaylıklar sağlayan ve değerli önerilerinden yararlandığım Makine Yüksek Mühendisi Sayın Nuri ÖZKOL' a teşekkür ederim.

Berivan ALKAŞ
Ankara, Nisan 2006

SİMGELER DİZİNİ

A	**Isı transfer alanı, kesit**
B	**Güçten yararlanma katsayısı**
Bs	**Evaporatörün paralel boru sayısı**
Bn	**Kondansör boru sayısı**
C	**Nusselt katsayısı**
c	**Özgül ısı**
COP	**Maksimum soğutma katsayısı**
D	**Çap, kalınlık, kaldırma çatalı için çalışma faktörü**
Dz	**Manto boru çapı**
d	**Çap, anlık değer**
d_e	**Eşdeğer çap**
Ek	**Bir günde depoya gelen kasa sayısı**
F	**Yüzey alanı, fonksiyon vektörü**
F_a	**Boru dizilim faktörü**
f	**Sürtünme katsayısı**
G	**Ağırlık**
GKS	**Kondansör sayısı**
g	**Yerçekimi ivmesi**
H_m	**Manometrik yükseklik**
h	**Entalpi**
J	**Jacobian Matrisi**
K	**Bileşik ısı transfer katsayısı, motor verimi**
λ	**Isı iletim katsayısı, bir günde yükleme yapılan oda sayısı**
L	**Uzunluk, soğuk oda sayısı**
l	**Karakteristik uzunluk, kalınlık, uzaklık, aydınlatma gücü**
MSK	**Düzenlenmiş maksimum soğutma katsayısı**
m	**Kütlesel debi, kanatçık verim faktörü, boru sayısı**
N	**Güç, günlük hava değişim sayısı**
Nu	**Nusselt sayısı**
n	**Silindir sayısı, devir sayısı, kanatçık sayısı, boru sayısı**
OLF	**Ortalama logaritmik sıcaklık farkı**

P	**Basınç**
Pk	**Kanatçık çevresi**
Pr	**Prandtl sayısı**
P_v	**Termik pompalama verimi**
Q	**Isı yükü, soğutma kapasitesi, debi**
Re	**Reynold sayısı**
r	**Yarıçap, uzaklık, her bir odadaki lamba sayısı**
S	**Kaldırma çatalının taşıyabileceği kasa sayısı, sıkıştırma oranı**
Sa	**Soğutucu akışkanın soğutma kapasitesi**
SBE	**Buharlaşma sıcaklığındaki entalpi**
SE	**Soğutma etkisi**
SK	**Sistem soğutma kapasitesi**
St	**Stanton sayısı**
s	**Her bir odadaki evaporatör sayısı**
T	**Sıcaklık**
t	**Sıcaklık, zaman**
t_w	**Boru cidarı sıcaklığı**
U	**Hız**
V	**Hız, hacim, hacimsel debi, strok**
v	**Özgül hacim**
W_{ks}	**Birim soğutucu akışkan miktarına uygulanan sıkıştırma işi**
Z	**Sıcaklık**
z	**Kondansör alın levhası boşluğu**
α	**Konvektif ısı transfer klatsayısı**
γ	**Özgül ağırlık**
ΔM	**Aritmetik ortalama sıcaklık farkı**
ΔP	**Basınç düşümü**
ΔT	**Sıcaklık farkı**
ε	**Vantilatör verimi**
η	**Soğutma ekipmanları verimi, volumetrik verim, kanatçığın ısıl verimi**
k	**Isı iletim katsayısı**

μ	**Dinamik viskozite**
υ	**Kinematik viskozite**
ρ	**Yoğunluk**
π	**Pi sayısı**

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **i**
ABSTRACT ..... **ii**
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜRLER ..... **iii**
SİMGELER DİZİNİ ..... **iv**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
ŞEKİLLER DİZİNİ ..... **ix**
ÇİZELGELER DİZİNİ ..... **x**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Bilgisayar Destekli Soğuk Hava Depo Tasarımının Önemi **2**
1.2 Dünyada ve Türkiye'de Kivi Üretimi **4**
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**
2.1 C^{++} Programının Soğuk depo Tasarımında Kullanımı **6**
2.2 Projenin Tanıtımı ve Ön Kabuller **6**
2.2.1 Soğutma yükü hesapları **7**
2.2.2 Çevrim hesapları ve soğutma ekipmanlarının kapasitelerinin belirlenmesi **8**
2.2.3 Soğutucu akışkan. **9**
2.2.4 Yağlama yağları **13**
2.2.5 Boru seçimi ve hesapları **14**
3. MATERYAL ve YÖNTEM **17**
3.1 Kivi Yetiştiriciliği **17**
3.1.1 Kivinin sistematik yeri **17**
3.1.2 Kivinin gıda değeri **17**
3.1.3 Kivinin içeriği **18**
3.1.4 Kivinin bitkisel özellikleri **19**
3.1.4.1 Kök yapısı **19**
3.1.4.2 Gövde ve sürgünler **19**
3.1.4.3 Yaprak şekli **20**
3.1.4.4 Çiçek yapısı **20**
3.1.4.5 Meyve yapısı **21**
3.1.4.6 İklim istekleri **21**
3.1.4.7 Toprak istekleri **22**
3.1.5 Çoğaltma tekniği **22**
3.1.6 Budama **23**
3.1.7 Sulama **23**
3.1.8 Gübreleme **24**
3.1.9 Hasat **24**
3.2 Sınıflandırma **26**
3.3 Paketleme **29**
3.4 Depo Hastalıkları **29**
3.5 Kivinin Depolanması **30**
3.5.1 Kivi için optimum depolama koşulları **31**
3.5.2 Depolama üzerine oransal nemin etkisi **32**
3.5.3 Depolama üzerine sıcaklığın etkisi **32**
3.5.4 Etilenin meyve eti sertliğine etkisi **33**
3.6 Ön Soğutma **33**

3.7 Soğutma Yükünün Hesabı 34
3.7.1 Soğuk oda dış duvarlarından ısı akımı ile oluşan ısı yükü 34
3.7.2 Soğuk oda tavanlarından gerçekleşen ısı akımı nedeni ile oluşan ısı yükü 37
3.7.3 Soğuk oda tabanlarından oluşan ısı akımı nedeni ile oluşan ısı yükü 38
3.7.4 Soğuk oda kapılarından oluşan ısı yükü 40
3.7.5 Ürünün muhafaza sıcaklığına getirilmesi için gerekli ön soğutma yükü 41
3.7.6 Ürünün solunum ısısı 42
3.7.7 Hava değişimi (infiltrasyon) ısı yükü 43
3.7.8 Defrost ısı yükü 45
3.7.9 Soğuk depoda kullanılan istif aracından kaynaklana ısı yükü 46
3.7.10 Vantilatör ısı yükü 47
3.7.11 Aydınlatma lambalarının yaydığı ısı 48
3.7.12 Depo personelinin oda içi çalışmalarından ileri gelen ısı yükü 48
3.8 Soğutma Kompresörleri 50
3.8.1 Volumetrik verim hesabı 53
3.8.2 Kompresörün gereksinim duyduğu elektrik motoru güç hesabı 57
3.9 Isı Değiştiricilerine İlişkin Hesaplar 58
3.10 Evaporatöre İlişkin Hesaplar 58
3.10.1 Evaporatör kanatçık veriminin bulunması 64
3.11 Kondansöre İlişkin Hesaplar 69
3.12 Yardımcı Aksam ve Kontrol Elemanları 79
3.13 Soğutma Sisteminin Elektrik Kuvvet ve Kumandası Parçaları 79
4. ARAŞTIRMA BULGULARI 80
4.1 Soğutma Yükü ve Yalıtım Kalınlığı 80
5. SONUÇ 88
KAYNAKLAR 92
EKLER 94
EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı 94
EK 2 Kompresör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı 99
EK 3 Kondansör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı 102
EK 4 Evaporatör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı 105
EK 5 Ürün Yerleşimine İlişkin Bilgisayar Programı 107
EK 6 Borulardaki Basınç Kaybı 109
EK 7 Akışkanlarda Mutlak Vizkozite Değişimi 110
EK 8 Akışkanlarda Kinematik Vizkozite Değişimi 111
ÖZGEÇMİŞ 112

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Tasarım akış şekli 3
Şekil 2.1 Soğuk depolarda depolama hacmine bağlı olarak teorik soğutma yükünün belirlenmesi 7
Şekil 2.2 Evaporatör yüzey alanı ve soğuk ya da donmuş muhafaza taban alanına göre düzenlenmiş soğutma yükü abağı 8
Şekil 3.1 Kivinin çiçek yapısı 20
Şekil 3.2 Refraktometre 24
Şekil 3.3 Penetrometre 25
Şekil 3.4 Kivinin seçilme işlemi 26
Şekil 3.5 Hareketli bandın dıştan görünüşü 26
Şekil 3.6 Hareketli bandın içten görünüşü 27
Şekil 3.7 Hareketli bandın temizleme kısmı 27
Şekil 3.8 Hareketli bandın kontrol paneli 27
Şekil 3.9 Elektronik tartı 28
Şekil 3.10 Kivinin sınıflandırma aşaması 28
Şekil 3.11 Paketlenmiş kivi 29
Şekil 3.12 Kivide kurşuni küfün görünümü 30
Şekil 3.13 Psikometrik diyagram 44
Şekil 3.14 Soğutma çevrimine ilişkin termodinamik durum değişimlerinin incelenmesinde yararlanılan entropik ve entalpik diyagramlar 51
Şekil 3.15 Termik pompalama veriminin çeşitli buharlaşma sıcaklıklarında yoğuşma sıcaklığına bağlı değişimi 55
Şekil 3.16 Evaporatörden geçen sıcak ve soğuk akışkanların gösterimi 63
Şekil 3.17 Soğutucu akışkan ısısının alınma aşamaları 70
Şekil 4.1 Tavanın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki 81
Şekil 4.2 Duvarın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki 84
Şekil 4.3 Tabanın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki 85
Şekil 5.1 Tesisat şeması 91

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 Dünyada kivi üretimi 4
Çizelge 1.2 Türkiye de kivi üretimi 5
Çizelge 2.1 R- 134a'nın akışkanın sıcaklığına bağlı mutlak basınç çizelgesi 10
Çizelge 2.2 R- 134a'nın genel özellikleri 10
Çizelge 2.3 Yağ cinsleri ve kullanıma uygunluk durumu 13
Çizelge 3.1 Kivi besin değerleri 18
Çizelge 3.2 Kivinin besin değerinin diğer meyvelerle karşılaştırması 18
Çizelge 3.3. Soğuk odada depolama koşulları 31
Çizelge 3.4 Soğuk oda projelendirilmesinde yararlanılacak şehirlere göre yaz/ kış dış hava sıcaklıkları 35
Çizelge 3.5 Soğuk oda kapasite tayini 35
Çizelge 3.6 Soğuk odalar için tavsiye edilen minimum izolasyon kalınlıkları..... 35
Çizelge 3.7 Duvar yapı elamanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler..... 37
Çizelge 3.8 Tavan yapı elamanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler..... 38
Çizelge 3.9 Taban yapı elamanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler..... 39
Çizelge 3.10 Soğuk oda kapılarının yapı elamanlarının ısı transferine ilişkin değerleri 40
Çizelge 3.11 Meyvelerin muhafaza edildikleri sıcaklıklara göre bir günde ürettikleri solunum ısısı..... 42
Çizelge 3.12 İnfiltrasyon tablosu 43
Çizelge 3.13 Çalışan personelden kaynaklanan ortalama soğuk oda ısı yükü..... 49
Çizelge 3.14 10 mm kanatçık aralığı bulunan soğuk muhafaza evaporatörlerinden farklı boru sayıları ve 5 m/ s hava hızında blok kalınlığıyla hava direncinin değişimi..... 60
Çizelge 3.15 Boru iç yüzeyleri için konvektif ısı transfer katsayıları 62
Çizelge 3.16 Akış şekline göre kullanılacak katsayılar 76
Çizelge 4.1 Soğuk depo yüzeylerine ilişkin hesaplamalar 87
Çizelge 5.1 Evaporatörün farklı kısımları için hesaplanmış ısı transfer değerleri 88

1. GİRİŞ

Taze meyve ve sebzelerle et-balık-tavuk, süt ve sütten yapılan maddelerin bozulmadan, tazeliğini ve dış görünüşünü koruyarak kullanım anına kadar bir müddet muhafaza edilmelerinde gerekli teknik koşulların sağlandığı tesisler, soğuk depolardır. Bugün, insanlığın en önemli sorunlarının başında yer alan açlık tehlikesi, gıda maddelerinin daha iyi değerlendirilmesini, israf edilmemesini, besin değerini fazla kaybetmeden muhafaza edilmesini gerektirmektedir. Günümüzdeki konumuyla soğutma sistemlerini uygulama alanlarını "sınırsız" diye nitelendirmek ve günlük insan yaşamının bir parçası olarak görmek yanlış olmayacaktır. Ayrıca bunlara her gün yenilerinin eklendiği ve soğutma tekniğinin temelinde yeni gelişmeler ve değişimler olduğu da bir gerçektir. Diğer yandan, gıda maddelerinin soğuk muhafazası konusunda geniş bir gıda kimyası ve teknolojisi bilgisine de ihtiyaç duyulmakta, soğutma tekniğinin ilgili alanı ve kapsamı konusunda kesin bir sınır koymak mümkün olmamaktadır. Tasarlanan soğuk muhafaza süresinin önemli bir rolü olduğu gibi soğuk depoda muhafaza edilecek olan gıda ve diğer maddelerin türü, meyve ve sebzelerin türü, çeşidi, yetiştirildiği bölge, mevsim koşulları ve bekleme süreleri, paketlenme tarzı, dış darbelere uğrama durumu gibi daha birçok etken soğuk muhafazadan beklenen sonuçların alınmasında farklılıklar meydana getirmektedir. Soğuk depo hacimlerinin düzenlenmesinde, projelendirilmesinde ve hatta işletilmesinde de muhafazası öngörülen maddelerin cinsi, miktarı ve muhafaza süresi büyük farklılıklar ortaya koyacaktır. Örneğin; taze muhafaza ile donmuş muhafaza ve bunların kısa süreli (günlük diye anılan) veya uzun süreli depolama amaçlı olanları birbirinden az veya çok farklılık gösterir. Uzun süreli muhafaza amaçlı olanlar için genellikle bir ön soğutma ve/veya şoklayarak dondurma öngörülür. Diğer yandan, kullanım amaç ve şekline göre de; ev tipi, ticari tip, endüstriyel tip, portatif tip, deney amaçlı tip, transport/ taşıma tipleri (karayolu, demiryolu, deniz ve havayolu) gibi fiziksel ölçü ve yapı bakımından farklı birçok soğuk depolama hacmi geliştirilmiş ve kullanılmaktadır.

En iyi sonuçlara ulaşabilmek için soğuk muhafazası istenilen gıda maddelerinin her biri diğerinden değişik ortam şartları (sıcaklık, oransal nem, iç hava yapısı) gerektirmekte ve ayrıca tasarlanan depolama süresinin uzun veya kısa oluşuna göre gerek hacmin yapısı ve yalıtım kalınlıkları gerekse soğutma aksamının elemanları (özellikle evaporatör)

farklı özellikler gerektirmektedir. Kısacası amaç, depolanacak olan maddedir, bu maddenin gerektirdiği ortam şartlarının sağlanmasıdır. Diğer yandan, bilhassa meyve, sebze, diğer bitki türleri için genetik yapının yanında yetiştirme ve kültürel uygulamalar (ilaçlama ve gübreleme durumları, vs.) ve hasat anındaki olgunlaşma durumu (renk, parlaklık, nişasta içeriğini, meyve eti sertliği, kopma kolaylığı) ile hasat özellikleri (el ile veya makine ile toplama, sepetlere, çuvallara, silolara yığma, toplayıcının hasar vermemek için gösterdiği dikkat ve özen, nakliye sırasındaki titizlik, vs.) ve yıkama ayıklama (grading-sizing) , ön soğutma uygulama, paketleme, sınıflandırma gibi konuların bilinçli, tekniğine uygun ve zamanında yapılması, uygulanacak olan uzun süreli soğuk depolama işleminin başarı oranında son derece etkin olmaktadır.

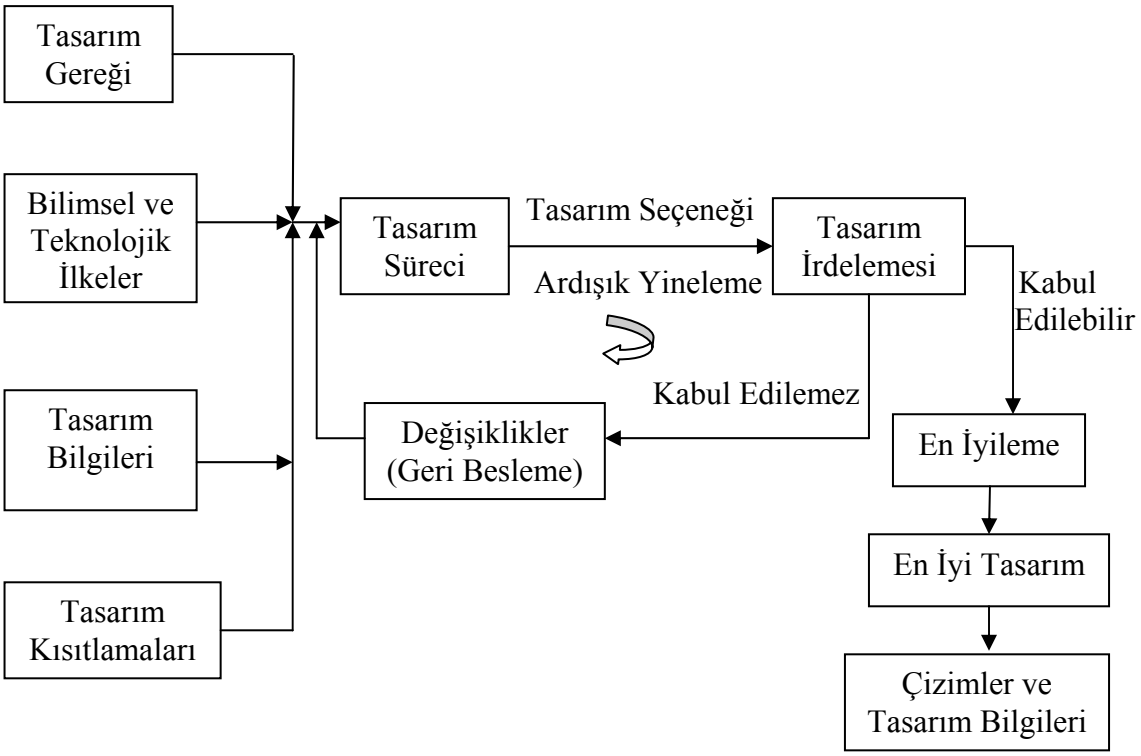
Meyve ve sebzelerin hasattan sonra, uygulanacak işleme göre, tüketilme anına kadar belirli dayanma süreleri vardır. Bu işlemler meyvenin pazarlanabilme ömrünü belirlemektedir. Ayrıca, hasat sırasındaki bilgisizlik ve dikkatsizliğe bağlı daha sonra telafisi mümkün olmayan hatalar (sert darbeler) meyvenin kalitesini ve pazar değerini düşürmektedir. Meyve ve sebzelerin tüketicinin istek ve tercihlerine uygun şekilde hazırlanması ürünün pazar değerini yükseltecek ve satılmasını kolaylaştıracaktır.

1.1 Bilgisayar Destekli Soğuk Hava Depo Tasarımının Önemi

Bu çalışmada kivi meyvesi için soğuk depo projelenmesine ilişkin tasarım kısıtlarının en uygun değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Bu amaca bilgisayarın bize her alanda sunduğu kolaylıklardan yararlanarak ulaşılmıştır. Tasarıma pozitif ivme sağladığı gibi değişik seçeneklerin sonuçtaki etkilerinin en kısa zamanda ve en doğru biçimde görülmesini sağlayarak karar verme sürecini, projeleme zamanının her aşamasında devreye sokan bilgisayar; tasarım aşamasında yapılan yanlışların daha az bir zaman içerisinde yok edilmesini sağlamaktadır. Çeşitli veri girişleri için sistemin yanıtları hemen alınabilmektedir.

Tasarım için gerekli görülen bilgilerin bir ön araştırmayla edinilmesi ve veri tabanı oluşturulması zorunluluğu vardır. Bilimsel ve teknolojik ilkelerin ışığında tasarımın nasıl bir gelişime konu olacağı, tasarım gereklerinin ve kısıtlarının saptanmasıyla ortaya çıkarılabilir. Böylece hiçbir kuşkuya yer kalmaksızın eksiksiz anlaşılmış ve tanımlanmış bulunan sorun için çözüm arayışının başlatılabileceği tasarım sürecine ulaşılabilir.

Çözüm için belirlenen ara işlemlere geçilmesinde tasarımcı, komut ve verileri klavye yardımı ile bilgisayara iletir. Bilgisayar, belleğine yüklenmiş program paketi ve veri tabanı aracılığıyla değişik seçenekler için hesaplama yaparak sonuçlar ile grafik görüntüleri ekrandan tasarımcıya sunar. En uygun çözüme ulaşma düşüncesi ile irdelenen çıktıların geri beslemeli ardışık yineleme (iterasyon) yöntemi ile kontrolü gerekebilir. Tasarımcı gerekli gördüğü düzenlemeler ve yeni çıkış yolları için çözüm işlemini yineler (Kılkış 1984) .



Şekil 1.1 Tasarım akış şekli

Çözüme yönelik tüm seçeneklerin ayrıntılı olarak sınanması ve böylelikle en uygun olanına ulaşılması için izlenmesi gerekli tasarım aşamaları Şekil 1.1 deki akış çizelgesinde görülmektedir (Kılkış 1984).

Yapı elemanlarının neden olduğu soğutma yükünün bulunması genel olarak Fourier Eşitlikleri kullanılarak yapılmaktadır. Fourier Eşitlikleri, ayrıntılı enerji analizlerinde pek yeterli sayılmamasına karşın soğutulan yapı tasarımları gibi mühendislik uygulamalarında çok kullanılmaktadır. Ticari amaçlı olan ya da olmayan tüm yapıların

çatı ve duvarlarından gerçekleşen ısı kaybının benzetişiminde uygulanmaktadır (Volkan 1992).

1.2 Dünyada ve Türkiye'de Kivi Üretimi

Kivi son 40-50 yılda adı en fazla duyulan ve üretimi hızla artan meyve türlerinden biridir. Kültürü yapılan meyvelerin dışı kahverengi, içi yeşil ve kabuğu ince tüylerle kaplıdır. Meyvenin vitamin ve diğer mineral maddelerce zenginliği ve kalori değerinin düşük oluşu, aranan meyve türü olma kimliğini kazandırmıştır.

Kivinin ana vatanı Çin'dir. Dünyadaki kivi üretimine bakıldığında başta Yeni Zelanda gelmektedir. Bu ülkeyi Çin, Japonya, Güney Afrika, A.B.D, İspanya, Fransa, İtalya, İsviçre ve Yunanistan gibi ülkeler izlemektedir (Anonim 2004) .

Çizelge 1.1 Dünyada kivi üretimi (Anonim 2004)

ÜLKE	Ü. MİKTARI (TON)
Yeni Zelanda	341.000
İtalya	240.000
Şili	155.000
Fransa	78.000
Yunanistan	52.000
Çin	40.000
İran	20.000
Toplam Üretim	1.100.000

Ülkemizde kivi üretimi 1986 yılında yapılan adaptasyon denemeleri sonucunda Karadeniz, Marmara ve Ege bölgelerinde rahatlıkla kivi yetiştiriciliğinin yapılabileceği ortaya konmuştur. Çalışmalar bu bölgeler arasında Doğu Karadeniz Bölgesinin, bitkinin ekolojik istekleri bakımından diğer bölgelerden daha uygun olduğunu ve kivi yetiştiriciliğinin daha ekonomik yapılabileceğini göstermiştir.

Çizelge 1.2 Türkiye de kivi üretimi (Anonim 2004)

İLLER	Ü. MİKTARI (TON)
Rize	2.500
Yalova	1.200
Ordu	750
Giresun	700
Artvin	450
Trabzon	250

Çizelge 1.2' de Doğu Karadeniz Bölgesinde kivi üretimi dağılımı verilmiştir. Doğu Karadeniz Bölgesinde kivi üretimi oldukça fazladır ve her geçen gün bu rakamlar artmaktadır. Bu tez çalışmasında da referans bölge olarak Doğu Karadeniz Bölgesi seçilmiştir. Bu bölgenin iklim koşulları göz önünde bulundurularak kivi meyvesi için en uygun depo koşulları belirlenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Ülkemizdeki ekonomik koşulların göz önünde bulundurulmasıyla gerçekleştirilen rantabilite hesaplamalarına göre verimli ve kazançlı çalışma sağlayacak en küçük soğuk depolama hacminin 1000 ton dolayında olduğu ileri sürülmektedir (Anonymous 1982) . Bu değer, günden güne artan pazarlama, üretim ve ulaşım olanakları karşısında doğan soğuk depoculuk rekabetiyle daha da yükselmektedir. Bu nedenle, öncelikle daha büyük planlanmış ya da yatırım getirmeyecek şekilde dağıtım fırsatı sağlayacak depo kurma zorunluluğu bulunmaktadır (Volkan 1992) .

2.1 C^{++} Programının Soğuk Depo Tasarımında Kullanımı

Gelişmiş ülkelerde 21. yüzyıldaki yaşam bilgisayarlarla yönetilmektedir. Kahve makinesinden sabah kahvaltımızı pişirmemizi sağlayan mikrodalga fırına, iş yerine gittiğimiz otomobilden yolda durup nakit çektiğimiz bankamatiğe kadar neredeyse hayatımızın her alanında bilgisayarlara bağımlı yaşamaktayız. Bilgisayarlar veriyi alır, muhafaza eder, işler ve bu veriyi sayı, grafik, ses, verinin kopyası ya da metin olarak kullanıcıya verirler.

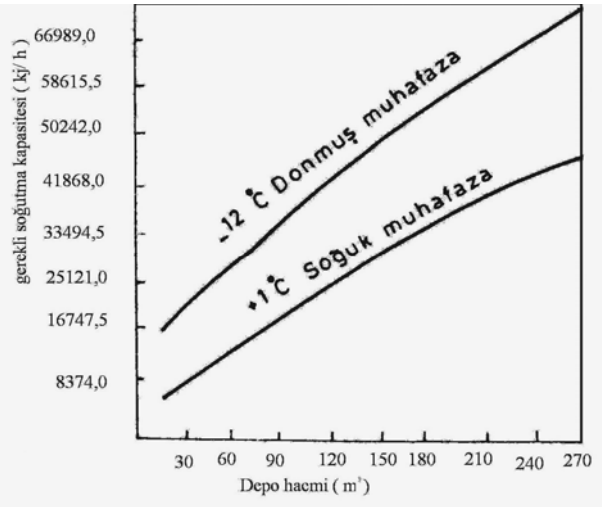
Bu tez çalışmasında Dr. Ersin Veli Volkan' ın 1992 yılında yayınlamış olduğu 'Soğuk Hava Depolarının Bilgisayar Yardımı ile Projelenmesi' isimli yüksek lisans tezinde Basic dilindeki elma meyvesi için yazılmış olan program baz alınmış, güncellenmiş, kivi meyvesine uyarlanıp C^{++} dilinde tekrar yazılmıştır.

2.2 Projenin Tanıtımı ve Ön Kabuller

Soğuk depo tesisleri kurulurken arsa durum ve bina planı, kurulacağı yer, iklimsel veriler, depolanacak ürünün muhafaza koşulları ve miktarı, istif durumu, mal sirkülasyonunun zamanlaması, seçilen soğutma ve defrost sistemiyle bunlara ilişkin gerçekler proje ve raporlarda yer almaktadır (Volkan 1992) . Bu projeler; öneri, avam , ayrıntılı proje ve raporlardır. Gerekirse bunlara ek olarak özel şartname ya da açıklamalar yazılı olarak belirlenmelidir.

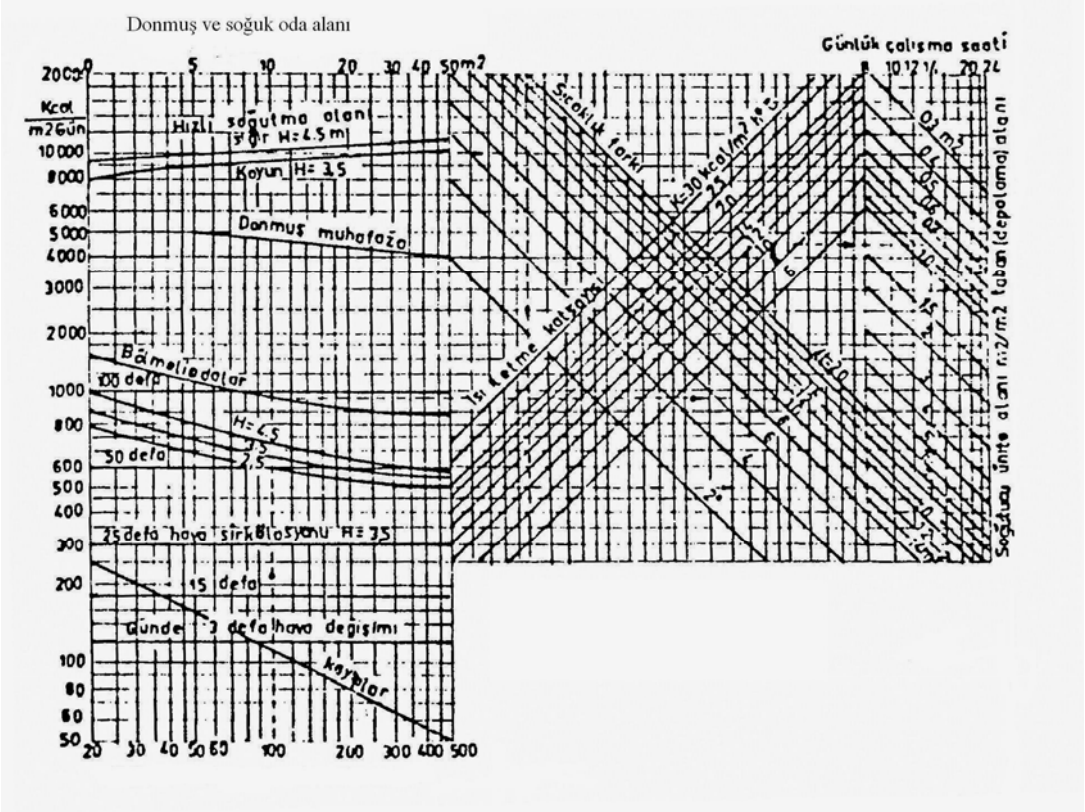
2.2.1 Soğutma yükü hesapları

Ayrıntılı olarak ele alınması gereken soğutma yükü hesapları oldukça uzun ve zaman alıcıdır. Ancak pratik yoldan sonuca ulaşmak için hazır abaklar da oluşturulmuştur. Muhafaza sıcaklığı ve depolama hacmi bilindiğinde gereksinim duyulan soğuk ya da donmuş muhafaza soğutma yükü yaklaşık olarak belirlenebilmektedir. Şekil 2.1' de bu abaklardan örnek verilmiştir (Volkan 1992) :



Şekil 2.1 Soğuk depolarda depolama hacmine bağlı olarak teorik soğutma yükünün belirlenmesi (Savaş 1974)

Şekil 2.2'de ise daha ayrıntılı kullanımı sağlayan bir abak görülmektedir (Savaş 1974) . Abağın kullanımı için soğuk odadaki evaporatör yüzey alanının depolanan taban alanına oranı göz önünde bulundurulmaktadır. Soğuk oda alanı, ortalama sıcaklık farkı ve evaporatör yüzeyi bileşik ısı transfer katsayısı bilindiğinde abaktan yararlanma konusunda sorun kalmamaktadır. Abakta, soğuk muhafazaya alınan ürünün daha önce ön soğutmaya alındığı kabul edilerek bölmeli odalar için eğriler çizilmiştir. Şekilde bölmeli odalar yan yana sıralı soğuk muhafaza odalarını, hızlı soğutma odalarıysa ön soğutma ve dondurma tünellerini karakterize ederler. Abak kullanılarak evaporatör ısı transfer yüzeyi ile soğuk ya da donmuş muhafazaya gerekli soğutma kapasitesini yaklaşık olarak belirlemek olanaklıdır (Savaş 1974, Volkan 1992) .



Şekil 2.2 Evaporatör yüzey alanı ve soğuk ya da donmuş muhafaza taban alanına göre düzenlenmiş soğutma yükü abağı (Savaş 1974)

2. 2. 2 Çevrim hesapları ve soğutma ekipmanlarının kapasitelerinin belirlenmesi

Kompresör seçiminde kompresör kapasitesinin sistem soğutma kapasitesine eşitliği esas alınmalıdır. Kompresör kapasitesi belirlenirken kondenserde yoğuşma sıcaklığı ile evaporatörde buharlaşma sıcaklığı önce gerçekçi daha sonrada ekonomik ölçülerde bulunmalıdır. Ülkemizdeki akarsu ve yer altı suları ile genel atmosfer koşullarına göre su soğutmalı kulelerden sağlanan soğutma suyu sıcaklıkları veri kabul edilerek yoğuşma sıcaklığının 30-35°C arasında belirlenebileceği sonucu ortaya çıkmıştır. Hava ile soğutulan kondenserler için ise bu değerlerden yararlanılamaz. Hava soğutmalı kondenserler için yoğuşma sıcaklığı, bölge atmosfer koşulları dışında kondenserin kurulacağı yerin sıcaklığına bağlıdır (Volkan 1992) .

$$\Delta h_{(45)} < \Delta h_{(40)} < \Delta h_{(30)} \qquad (2.1)$$

$$t_{(45)} > t_{(40)} > t_{(30)} \qquad (2.2)$$

30 °C yoğuşma sıcaklığı için seçimi yapılacak bir kompresörün 45°C yoğuşma sıcaklığı koşulunda çalışması soğutma kapasitesini düşürür, basma sıcaklığı ise çok daha yükselir. Bu nokta göz ardı edilirse yetersiz kalan kompresör soğutma kapasitesi, emme ve basma basınçlarının yükselerek hem kompresörün hem de kondenserin aşırı sıcaklık altında çalışmasına neden olur (Özkol 2004).

Artezyen ya da şebeke suyunun bulunduğu bölgelerdeki soğuk depo tesislerinde hava soğutmalı kondenser kullanımı, çok küçük kapasiteler dışında söz konusu değildir.

Borulu kazan tip kondenserlerde soğutma suyuna taşınan ısı akımı ile boru cidarlarında soğutucu akışkanın bıraktığı yoğuşma ısısının birim zamandaki toplam miktarı aşağıdaki eşitlikten bulunur (Anonymous 1983) :

$$dQ = K \cdot (t_k - t_w) \cdot dF \qquad (2.3)$$

Evaporatörlerde soğutma gücünü belirleyen unsur olan sistem soğutma kapasitesi kompresör kapasitesinden düşük olduğunda kompresörün emme ve basma basınçları düşer, hatta kompresör aşırı soğuk nedeni ile buzlanma altında çalışır. Hesaplamalarda muhafaza sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı farkı en az 5°C, ortalama 7,5°C alınmakta ve soğuk depolama hacmi küçüldükçe 10°C değerine göre evaporatör boyutlandırılmasına gidilmektedir (Volkan 1992).

Belirli bir evaporatör yüzeyi için buharlaşma basıncı, soğuyan odanın sıcaklığı ile azalır. Vantilasyon havasının doyma noktası sıcaklığına erişmesi ile evaporatör üzerinde su damlacıkları ve ardından buzlanma ya da karlanma görülür. Bu nedenle sistem soğutma kapasitesinin, kompresör kapasitesi büyüklüğünde olması defrost enerjisi kayıpları açısından dikkate değerdir.

2. 2. 3 Soğutucu akışkan

Soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın değişime uğrayan fiziksel özellikleri, basınç ve sıcaklık göstergelerinden saptanabilir. Ancak soğutma devresindeki borularda, çevrimin her bölgesindeki özelliklerin ortaya konması zordur. Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ana madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline

(soğutucu - evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (yoğuşturucu - kondansör devresi) dönüşerek sağlarlar. Soğuk depolarda soğutucu akışkan olarak genelde freon 11, 12, 13 ve amonyak kullanılmaktadır. Bu çalışmada tasarlanan soğuk depo için uygun akışkan olarak günümüzde de kullanımı oldukça yaygınlaşan R-134a' dır. Bu akışkan yüksek buharlaşma gizli ısısına sahiptir. Böylece devrede dolaşan akışkan miktarı da sınırlanarak akış kontrolünün kolaylığı ve çevrimin diğer akışkanların kullanımına göre daha dengeli olması sağlanmıştır. Aşağıda R-134a için sıcaklığa bağlı mutlak basınç değerlerini ve akışkanın genel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2.1 R-134a akışkanının sıcaklığa bağlı mutlak basınç çizelgesi

Sıcaklık	**Mutlak Basınç**	
^{o}C	**R-134a**	
	Bar	**Psi**
-12	1.852	26.867
-10	2.006	29.094
-8	2.169	31.463

Çizelge 2.2 R-134a' nın genel özellikleri

Akışkan Tipi	**Kimyasal Adı**	**Kimyasal Formülü**	**Atmosferde Kaynama Sıcaklığı (^{o}C)**	**Kritik Sıcaklık (^{o}C)**	**Kritik Basınç (kPa)**
R-134a	Tetra-flor etan	CF_3CH_2F	-26.16	101.1	4067

Klor içeren soğutucu akışkanlar (CFC ve HCFC) atmosferi çevreleyen stratosferde koruyucu görev yapan ozon (O_3) tabakasını etkileyerek inceltmekte ve sonunda tahrip etmektedir. Stratosferdeki ozon tabakası güneşin ultraviolet (Mor ötesi) ışınlarının aşırı oranda atmosfere girip yeryüzüne ulaşmasını engelleyerek insanlar ve diğer canlılar ile bitkiler üzerinde olumsuz etki yapmasını önlemektedir. Diğer yandan, atmosferin daha alt tabakalarında CO_2 ile halokarbon ve diğer bazı gazlar, güneşin ısısını ileten infraret (kızıl ötesi) ışınlarını önce dünyamızın tarafına geçirip geri ışıyan radyasyon ısısını ise büyük ölçüde yansıtarak dünyamızın sıcaklığının gitgide yükselmesine neden olmaktadır ki buna ' sera etkisi' denilmektedir.

Bu durum karşısında 100 kadar ülke 1987 yılında Kanada' nın Montreal kentinde, soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınması amacıyla ilk defa toplanarak (UNEP 1987) Montreal Protokolü olarak adlandırılan sözleşmeyi imzalamıştır. Daha sonra da 1990 yılında Londra' da ve 1992 yılında Kopenhag' da yapılan toplantılarda, CFC türü akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili daha sıkı yeni önlemler alınmasını gerekli görerek yeni bir takvim üzerinde anlaşmaya varılmıştır. Ülkemiz de her iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek (28. 12. 1994 Tar. ve 22155 sayılı Resmi Gazete) kanunlaştırmıştır. Montreal Protokolünde 2000 yılı konulmuş olmasına rağmen ABD Kongresi aldığı kararla CFC türü soğutucu akışkanların üretim ve kullanımını 1. 1. 1996' dan itibaren sona erdirmiştir. Ülkemiz kalkınmakta olan ülke statüsünde bulunduğundan, belirlenen takvim 10 yıl ertelemeyle uygulanacaktır, bu tarih Montreal protokolüne göre 2010 yılıdır ve Kopenhag protokolü revizyonu ile 2005 yılı sonu şeklinde olmak durumundadır.

Kalkınmakta olan ülkeler için 2016 yılında HCFC soğutkan üretiminin, tespit edilen üretim seviyesinde dondurulması, 2040 yılında ise tümüyle durdurulması, 2016- 2040 yılları arasındaki dönem için üretimin kısılması oranlarının daha sonra saptanmak üzere açık bırakılması kararlaştırılmıştır (Özkol 2004) .

Üretim ve kullanımı önlenecek olan CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine yeni kimyasalların bulunması ve kullanılması gerekmekte olup bu konuda 10 yıla yakın sürede beri yapılan araştırmalarla önemli bir yol kat edilmiştir. Klor içermeyen soğutucu akışkanlar yine etan, metan gibi doğal gazlardan sentez yolu ile elde edilmekte olup klor yerine hidrojen kullanılmakta ve bu nedenle hidro florokarbonlar (HFC) diye tanımlanmaktadır. Gerek geçiş dönemi için HCFC' ler gerek uzun süreli çözüm için HFC' ler, mevcut ve yeni keşfedilen soğutucu akışkanların karışımı ile elde edilen soğutucu akışkanlarda mevcut olup yenileri de bulunmaya devam etmektedir. Bunlar iki (Binary) veya üç soğutucu akışkanın karışımı (Teenary) ile elde edilenler diye gruplanmaktadır. Karışım olarak üretilmiş soğutucu akışkanların bazılarında karışımı oluşturan soğutucu akışkanların basınç-sıcaklık özellikleri korunurken (azeotrop), bazılarında bu özellikler değişmektedir (non-azeotrop veya zeotrop). Seçilen soğutma

sisteminin uygulama şartlarına göre bu soğutkanlar kullanma sahası bulabilmektedir (Özkol 2004).

R12' den R-134a' ya geçişte soğutma kapasite verileri ve güç gereksinimi uygun olsa bile en azından sistemde mevcut mineral veya sentetik yağlama yağının Polyolester türü bir yağla değiştirilmesi ve bir de genleşme aparatının (ekspansiyon valf veya kılcal boru) çalışma şartlarına göre kontrolü ve gerekiyorsa yenilenmesi gerekmektedir. Ayrıca, teknik plastik ve elastomer türü malzemeler için dikkatli olmak gerekir.

- 15°C ve altındaki çok düşük sıcaklıklar için R-134a, soğutma kapasitelerindeki aşırı düşme nedeni ile tavsiye edilmektedir.

Bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkandan beklenen özellikler şunlardır:

1. Daha az bir enerji kullanımı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
2. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
3. Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
4. Kondensör basıncı düşük olmalıdır
5. Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
6. Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay olmalıdır.
7. Yağlama yağları ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
8. Soğutma devresindeki nem çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
9. Kaçak durumunda, özellikle gıdalar üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.Sistemden kaçması halinde kolay fark edilmeli ve saptanabilmelidir.
10. Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilmelidir.
11. Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
12. Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, stabil olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
13. Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.

14. Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
15. Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise alçak olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden yerine getirebilen üniversal bir soğutkan madde halen bulunamamıştır. Örneğin, amonyak yukarıdaki 6, 9, 10 ve 11 numaralı şartları çoğunlukla sağlamadığı halde özellikle yurdumuzda çok sık tercih edilmektedir.

2.2.4 Yağlama yağları

Soğutma sisteminde yağlama yağının görev yaptığı ve ait olduğu yer kompresördür.

Yağlama yağının 3 ana görevi vardır:

1. Birbirine temas ederek hareket eden aksamın sürtünmesini azaltmak, kayganlığı arttırmak, aşınmayı yavaşlatmak.
2. Sıkıştırılan soğutucu gazın silindirlerden kartere kaçışını azaltmak, sızdırmazlık sağlamak, dönel şaft körüğünden ve valf klapelerinden gazın sızmasını önlemek.
3. Sürtünme dolayısıyla meydana gelen ısıyı, oluştuğu yerden taşıyıp ısı birikimini ve dolayısıyla sıcaklıkların yükselmesini önlemek.

Çizelge 2.3 Yağ cinsleri ve kullanıma uygunluk durumu (Özkol 2004)

Yağ Cinsi	**HFC 134A**
PAG	2
PAG/Ester	2
POE	1
Diğer Esterler	3
Karbonatlar	E
Alkil Benzen	3
Mineral Yağ	3
Perflor Eter	3
Floro Silikonlar	3

(1) Uygun (3) Uygun Değil
(2) Alternatif Kullanım (E) Deneyim Safhasında

Polialkalinglikol (PAG) ve polyolester (POE) türü sentetik yağlama yağlarının büyük bir çoğunluğu saf haldeki HFC türü soğutkanlarla iyi bir kimyasal stabilite ortaya koymaktadır.

2.2.5 Boru seçimi ve hesapları

Soğutucu sistemin boruları aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır:

1. Borular soğutucu maddeyi sızdırmayacak şekilde monte edilmelidir.
2. Boru sistemi monte edilirken, soğutucu gazın kompresöre doğru kolay akmasının gerektiği düşünülmelidir. Soğutucu gaz bazı bölgelerde sıkışıp kalmamalıdır.
3. Boru sisteminin herhangi bir yerinde toplanan makine yağı veya yabancı maddeler kolayca dışarı alınabilmelidir.
4. Sıcaklık derecesi değişiminde, boruların genleşip daralacağı düşünülmelidir.
5. Kuru buharlaşma tipi evaparatörlerde, buharlaşma yüzeyi yeterli tutulmalıdır.
6. Soğutucu sistemin boruları, kullanılan soğutucu maddeye uygun özellikteki metallerden yapılmalıdır.

Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak sistemde kullanılacak boru malzemesi değişim gösterir. Soğutma sistemine uygun boru çapı seçilerek akışkan miktarının ve soğutma veriminin azalması engellenir. Soğutucu akışkanlar periyodik olarak faz değişimine uğradığından gerçek akışın sürekliliği, kuramsal ilkelerin geçerliliğini bozmamak ile birlikte büyük değişim göstermektedir. Boru çap ve kayıplarına ilişkin veriler tek fazlı ve düzgün akışlar için düzenlendiğinde sistem kayıplarını artırıcı unsurlar dikkatle ele alınmalı, bu kayıpları azaltmak üzere boru çapları biraz büyük tutulmalıdır (Özkol 2004).

Yağ ayırıcısı kullanılmayan boru donanımlarında gereğinden büyük çaplı borular bulunduğunda soğutucu akışkan ile birlikte dolaşan yağın akış hızının azalması, kompresör karterine dönüşünü güçleştirir. Evaporatördeki debi değişimlerinin yanı sıra emme borusunda aşırı bulunması emme ve basma borularındaki kayıpları artırmaktadır. Bu durum düşük devirli pistonlu kompresörlerde kompresöre hasar vermektedir. Yatay borularda yağın akışkan ile birlikte sürüklenebilmesi için önerilen minimum hız 2,5 m/ s' dir. Kompresör emme ve basma borularının özellikle düşey yükselişlerinde boru çapı

ve yağ viskozitesi artıkça yağ da soğutucu akışkanın basıncı ve yoğunluğu azaldıkça yağ filmini sürükleyebilmek için daha yüksek akışkan hızına gereksinim duyulur. Yağın yatay borularda geri dönüşü için en az 3,81 m/ s ve düşey borularda en az 7,62 m/ s önerilmektedir (Ersoydan 1967). Her türlü emiş hattı için borulardaki maksimum hızın da 20 m/ s' yi aşmaması gerekir (Özkol 1988).

Soğutma tekniğinde borular genellikle dış çapları ile tanımlanır. Bakır borularda, K, L, M tiplerinde sert çekme bakır borular vardır. Bunlardan K tipinin et kalınlığı en fazla, M tipinin et kalınlığı ise en azdır. Yumuşak çekme bakır borular soğutma ekipmanlarında kullanılmaz. L tipi sert bakır borular yalnız iç servislerde, K tipi ise ağır koşullarda çalışan tesislerin tüm kısımlarında kullanılır. Dikişsiz çekme çelik, kaynaklı çelik, karbonlu demir ve dökme demir borular, amonyaklı tesislerde yararlanılan malzemelerdir (Ersoydan 1967).

Akış koşulunda borulardaki akışkanın hızı artıkça basınç kaybı artar. Boru basınç düşüşlerine ek olarak boru bağlantı parçalarında da basınç azalır. Her parçaya ilişkin sürtünme kaybı, aynı basınç düşüşünü yaratan eşdeğer düz borudaki sürtünme direncine eşittir. Bağlantı parçalarının direnci genellikle aynı ölçüdeki eşdeğer boru boyu ile anılır. Ventil, nippel, dirsek gibi parçaların toplam eşdeğer boru uzunluğu, gerçek boru boyuna eklenip toplam eşdeğer uzunluk bulunur ve toplam basınç düşüşü hesaplanır (Volkan 1992).

Sıvı hattındaki basınç düşüşlerinin normal çalışma koşullarındaki etkisi oldukça az olmasına karşın, sistemin aşırı yüklenmesi durumunda önemli sorunlar baş göstermektedir. Bunlardan en önemlisi, sıvı hattındaki akışkanın bulunduğu fazdır. Eğer sıvı basıncı, soğutucu akışkanın yoğuşma basıncının altına indirildiyse yeni basınç değerine getirilmek üzere sıcaklığının aşağı çekilmesi gerekir. Sıcaklığın aşağı çekilmesi için sıvının bir bölümü buharlaştırılır. Buharlaştırılan akışkan ise ventilinin kapasitesini düşürür.

Evaporatöre ulaşana kadarki boru sürtünme kayıpları, kapasite üzerine olumsuz etkenlerdendir. Artan yükseklikle sıvı sütununun statik basıncında azalma olur. Basınç değerine etkenler yeterince göz önüne alınmış ise sıvı hattındaki verilebilir basınç

düşüşü, emme ve basma hatlarınkinden daha fazladır. Bununla birlikte iyi bir uygulamada $0{,}28.10^5$ Pa' ın (2,8 mss) üzerinde olmamalıdır (Ayber 1986).

Sıvı hattındaki basınç düşüşü hesaplanan değerlerden az olursa genleşme ventiline giriş basıncı yüksek olacağından ventil kapasitesinin artması durumu belirir. Soğutucu akışkanın yüksek dolaşım hızlarında da genleşme ventilleri ile evaporatörü beslemek zorlaşır. Her iki koşul da sistemin düzenini, özellikle güç tüketiminde dalgalanma yaparak olumsuz etkiler (Volkan 1992).

Basınç düşüşünün evaporatördeki olumsuz etkisi evaporatörün farklı kısımlarında değişik sıcaklık bölgelerinin ortaya çıkmasıdır. Kompresördeki düşük çalışma basınçlarında ortalama evaporatör sıcaklığı, basınç düşüşü nedeni ile beklenenden daha yüksek gerçekleşecektir. Bu şekilde bir basınç düşüşü, evaporatör çapının küçüklüğü ile serpantinlerin fazla uzun olmasından kaynaklanabileceği gibi alt kısımdaki borularda sıvının yüksek statik basınca sahip bulunmasından da ileri gelebilir.

Emme borulardaki basınç düşüşü kompresör kapasitesini azaltır. Evaporatör ile kompresör arasındaki soğutucu akışkan buharı emme hattının tasarımı, diğer hatlara göre daha çok özen gerektirir. Soğutma devresinin emme tarafındaki basınç düşüşü, kompresör kapasitesinde azaltma yarattığı gibi birim soğutma için harcanan enerjiyi de artırır. Bu nedenle basınç düşüşü minimum düzeyde tutularak kompresör emme basıncı; olanak ölçüsünde evaportör basıncına yakın tutulur. Bu hattaki hızlar 2,5- 25 m/s arasındadır. Daha yüksek hız değerleri gürültü yaratır. Hız sınırları korunduğu toplam basınç düşüşü ortalama olarak $0{,}07.10^5$- $0{,}15.10^5$ Pa'dır (Ayber 1986).

Kondansörlerde kullanılan soğutma suyunun kapalı ve basit bir sistem içerisinde kullanımı durumunda su hızı 1- 3 m/s arasındaki değerler için ekonomiktir. Su için genellikle demir borular kullanılır. Soğutma suyunun pompalı sistemlerle taşınması önerilir. Boru ölçüleri, her 30 m boru boyunda $0{,}3.10^5$ Pa ya da daha az basınç düşüşü oluşturacak biçimde belirlenir (Ayber 1986, Volkan 1992).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Kivi Yetiştiriciliği

Bir ürünün depolanabilmesi için o ürünün iyi tanınması gerekmektedir. Buradan yola çıkarak çalışmamın konusu olan kivi meyvesinin, yetiştiriciliğinin, hasatının ve hasattan depolanıncaya kadar geçirdiği işlemlerin bilinmesi gerekmektedir. Kivi meyvesinin önemini belirtmek amacıyla kivi meyvesinin gıda değerleri ve diğer meyvelerle olan içerik karşılaştırmaları da bu bölüm altında verilmiştir.

3.1.1 Kivinin sistematik yeri

Bölüm : Spermatophyta
Alt Bölüm : Angiospermae
Sınıf : Dicotyledones
Alt Sınıf : Choripetalea
Takım : Biolypetale
Familya : Actinidiaceae
Cins : Actinidia
Tür : *Actinidia chinensis planck*

3.1.2 Kivi gıda değeri

Kivinin bileşimindeki en önemli ve dikkat çekici unsur C vitamini içeriğidir. C vitamini, kivi meyvesine değer katan ve aranan bir meyve olmasını sağlayan etmenlerin başında gelmektedir. Meyveye göre değişmekle birlikte, kivi meyvesinin 100 gramında ortalama 100-400 mg C vitamini bulunur. Meyvede bulunan C vitamini oranı, çevre koşullarına, gelişme ve olgunlaşma durumuna, hatta meyvenin bitkide bulunduğu yere göre değişmektedir (www.caykur.gov.tr 2005).

Dalında daha fazla olgunlaşan meyvenin içerisindeki vitamin ve mineral miktarlarında artış gözlenir ve bu fark Çizelge 3.1 de açıkça görülmektedir (www.caykur.gov.tr, 2005).

Çizelge 3.1 Kivinin besin değerleri

ANALİZLER	TAZE	KONSERVE	DONMUŞ
Kalori	66	*	66
Rutubet	81.2 g	73 g	80.7 g
Protein	0.79 g	0.89 g	0.95 g
Yağ	0.07 g	0.06 g	0.08 g
Karbonhidratlar	17.5 g	25.5 g	17.6 g
Kül	0.45 g	0.45 g	0.53 g
Kalsiyum	16 mg	23 mg	18 mg
Demir	0.51 mg	0.4 mg	0.51 mg
Magnezyum	30 mg	30 mg	27 mg
Fosfor	64 mg	48 mg	67 mg
Thiamine	0.02 mg	0.02 mg	0.01 mg
Niacin	0.5 mg	0.4 mg	0.22 mg
Riboflavin	0.05 mg	0.02 mg	0.03 mg
Vitamin A	175 IU	155 IU	117 IU
Vitamin C	105 mg	103 mg	218 mg

Kivi meyvesinin besin değeri yanında hekimlikte kullanımı da söz konusudur. Çin'de yapılan analizlerde, meyve suyunda bulunan bazı maddelerin kansere neden olan faktörleri önlediği ortaya çıkmıştır. Yine bazı tıbbi içeceklerle birlikte alındığında astım hastalığında, nefes açıcı ve öksürük kesici olarak kullanıldığı belirtilmektedir (www.caykur.gov.tr, 2005).

3.1.3 Kivinin içeriği

Çizelge 3.2 Kivinin besin değerinin diğer meyvelerle karşılaştırması (www.caykur.gov.tr, 2005)

	Su (%)	Şeker (g)	Vit C (mg)	Vit B1 (mg)	Vit B2 (mg)	Vit A (mg)	Ca (mg)	Fe (mg)	Kcal
Kivi	81.8	11.2	140	0.04	0.07	12	30	3.7	48
Portakal	87.1	10.5	49	0.08	0.03	71	49	0.2	34
Şeftali	86.6	11.2	8.7	0.02	0.05	27	4	0.4	24
Elma	84	14.1	3.3	0.04	0.02	8	6	0.3	45
Üzüm	80.3	16.2	6	0.03	0.03	4	27	0.4	62
Kayısı	86.3	8.6	6	0.03	0.03	360	16	0.5	28
Ceviz	19.2	10.3	0	0.58	0.17	6	131	2.6	582

Çizelge 3.2 de orta boy kivi meyvesinin diğer meyvelerle kıyaslandığında C vitamini yönünden zenginliği açıkça görülmektedir. Bunun yanında kalsiyum ve demir değerleri açısından da yüksektir ve kalorisi düşüktür. Bu da diğer meyvelerden daha çok tercih edilmesini sağlamaktadır. Günde üç adet portakal yiyerek sağlanan C vitamini miktarını bir adet kivi tüketerek karşılayabiliriz. Bu da insan için bir günde alınması gereken C vitamini ihtiyacını karşılamış olur. Özellikle kış aylarında soğuk algınlığına yakalanma riskine karşı insanları korumaktadır.

3.1.4 Kivinin bitkisel özellikleri

Kivi çalı formunda, sarılıcı-tırmanıcı, kışın yaprağını döken çok yıllık bir bitkidir. Gövdesi odunsu yapıdadır. Yabani formları ağaçlara tırmanarak büyümektedir. Bitkinin sürgün gelişmesi çok kuvvetli olup, özellikle erkek bitkilerin sürgün gelişmesi daha hızlıdır. Tırmanıcı olmasına rağmen tutunmak için asmadaki gibi sülük benzeri bazı özel organları bulunmamaktadır (www.caykur.gov.tr, 2005) .

3.1.4.1 Kök yapısı

Kivi, saçak kök yapısına sahip bir bitki olup, kökler şişkince ve etli yapıdadır. Toprak yapısına göre değişmekle birlikte, genel olarak toprağın 40 cm' lik kısmında yoğunlaşan kökler, derin, hafif ve süzek topraklarda daha derinlere de inebilmektedir. Saçak kökler toprakta geniş bir dağılım göstererek bitkinin, topraktaki bitki besin elementlerinden daha fazla yararlanmasını sağlamaktadır. Bitki gelişimi için uygun olmayan topraklarda özellikle, taban suyu seviyesi yüksek olan yerlerde havasız kalarak çürüyen kökler, bu gibi topraklarda, toprak kaynaklı mantar hastalıklarına ve toprak zararlılarına (nematod) karşı dayanıksız hale gelmekte, bitkinin gelişimi gerilemekte ve sonuçta ölüm oluşmaktadır (www.caykur.gov.tr, 2005) .

3.1.4.2 Gövde ve sürgünler

Gövde odunsu yapıda olmasına rağmen hızlı sürgün gelişiminden dolayı bitki kendi ağırlığını taşıyamamaktadır. Bunun için telli terbiye sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca yeni tesis edilen bahçelerde gövdenin dik durması ve düzgün gövde oluşturulması için destek hereğinin çakılması gerekmektedir.

Sürgünlerin uç kısmı, sarılıcı, kahve renkli ve tüylüdür. Sürgünler uygun koşullarda 5-7 metre boylanabilmektedir. İlkbaharda süren genç ve taze sürgünlerin odunlaşması, yaz ortasında (Temmuzun ikinci yarısında) başlayıp, yaprak dökümünde son bulur. İyi meyve veren sürgünlerin boğum araları daha kısa, belirgin, dolgun olmakta ve sürgünün ucu bir gözle son bulmaktadır (www.caykur.gov.tr, 2005) .

3.1.4.3 Yaprak şekli

Yapraklar sürgün üzerinde bulunan gözlerin alt kısımlarından meydana gelmektedir. Yapraklar, oval veya kalp şeklinde olup, üst yüzeyleri koyu, alt yüzeyleri ise açık yeşil ve ince tüylerle kaplıdır. Yaprak kenarları dişlidir. Görünümü çok güzel olan yapraklar, oldukça büyüktür. Kivi yaprakları kağıt yapımında da kullanılmaktadır.

3.1.4.4 Çiçek yapısı



Şekil 3.1 Kivinin çiçek yapısı

Kivi bitkisinde çiçekler, yaprak altında tek tek veya salkım halinde oluşur. Dişi bitkilerde oluşan çiçekler çoğunlukla tek tek bazen de üçlü salkımlar şeklindedir. Erkek bitkilerde ise üçlü veya beşli salkımlar halinde oluşur. Önemli ve Türkiye'de yetiştiriciliği yapılan kivinin dört çiçek çeşidi vardır. Bunlar: Bruno, Hayward, Tomuri ve Matuadır (www.caykur.gov.tr, 2005) .

Bruno; dişi çeşitlerinden biridir. Çiçekleri çoğunlukla tekli seyrek olarak ikili üçlü, taç yaprakları altılı ve beyazdır. Meyvesi küçük olup 40-70 g arasındadır.

Hayward; dişi çeşitlerindendir. Çiçekleri çoğunlukla tekli, taç yaprakları altılı, beyaz-krem renkli, büyük ve yuvarlaktır. Karadeniz Bölgesinde Mayıs sonu-Haziran başı çiçek

açar. Meyveleri iri ve ovaldir. Meyve ağırlığı 50-180 g arasında değişir. Meyve eti parlak yeşil olup depolanmaya uygundur.

Tomuri; erkek çeşitlerinden biridir. Çiçeklerinde 5-9 adet taç yaprak bulunur. Bunlar beyaz, orta büyüklükte ve ovaldir. Soğuğa karşı dayanıklıdır.

Matua; erkek çeşitlerinden biridir. Çiçekleri beyaz, taç yaprakları küçük, çiçek sapı uzundur. Çiçek şekli düzensiz olup bir salkımda 1-5 arasında çiçek vardır. Bol çiçek açar ve bol polen verir. Soğuğa karşı dayanıklı değildir.

3.1.4.5 Meyve yapısı

Kivi meyveleri, dişi çiçeğin döllenmesi ve yumurtalığın gelişmesi sonucu oluşur. Olgun meyvede kabuk açık kahverengi, kısa ve yumuşak tüylerle kaplıdır. Döllenmeden itibaren meyve oluşumu için ortalama 20-24 haftalık bir süre gereklidir.

Meyveler çeşitlerine göre değişmekle birlikte 4-5 cm eninde, 6-9 cm boyunda olup ağırlıkları da 40-150 g arasında değişmektedir. Meyve, silindirik, ovalden yuvarlağa yakın yumurtamsı şekilde olmaktadır. Meyve yapısı dıştan içe doğru; tüyler, kabuk, dış meyve eti, iç meyve eti, çekirdek, çekirdek evi, yumurtalık izleri ve meyve özünden meydana gelmiştir. Kivi meyvesi %80 oranında su, %20 oranında kuru madde ihtiva eder. Hayward tipi meyve Bruno tipi meyveye göre daha ovaldir ve olgunlaşması daha geç olur. Aynı zamanda Bruno tipi meyveye nazaran depolanabilme özelliği olup, ticari değeri daha yüksektir. Bu nedenle dünyada üretimi en yaygın olan Hayward çeşididir.

Meyve iriliği ile çekirdek sayısı arasında yakın bir ilişki vardır. Normal irilikteki meyvelerde 1000'den fazla tohum vardır. Normalden az sayıda tohum içeren meyveler küçük, yuvarlak ve çok tüylü olurlar (www.caykur.gov.tr, 2005) .

3.1.4.6 İklim istekleri

Kivi genelde, kışları ılıman, yazları sıcak ve nemli bir iklime ihtiyaç duymaktadır. İlkbahar ve sonbahar donlarından fazla etkilendiği için, ilkbaharda gözlerin sürmesi ile, yaprak dökümü arasında 230-260 güne sahip olan ve don görülmeyen yerlerde yetiştirilmesi uygundur. Özellikle gözlerin sürmesi ve yapraklanmadan sonra meydana

gelen don olayları bitkiye büyük zarar vermektedir. Meyveler, -2°C' de zarar gördükleri için hasat döneminde sıcaklığın -2°C' ye düşmesi arzu edilmez (Anonim 2004).

Yıllık sürgünler aşırı rüzgarlardan olumsuz şekilde etkilendikleri için bahçeler tesis edilirken rüzgara karşı gerekli önlemlerin (rüzgar kıran) alınması gerekir. Aksi takdirde yeni sürgünlerin dallara bağlantısı kuvvetli olmadığından kolayca kırılır ve bu durumda verimi olumsuz yönde etkiler (www.caykur.gov.tr, 2005).

Kivi, suyu sevmekle beraber vejetasyon dönemi içinde düzenli olarak 800-1400 mm arasında yağış alan bölgelerde rahatlıkla yetiştirilebilir. Bu durum göz önüne alındığında, ülkemizde bu yağış düzenine uyan tek bölge Doğu Karadeniz Bölgesi olup, diğer yörelerde sulama yapılmadan yetiştirilmesi mümkün değildir. Hatta bu bölgede bile, havaların kurak gittiği zamanlarda sulama yapılmadığı taktirde bitki gelişmesi duraklamakta, meyve verimi ve kalitesinde önemli azalmalar olmaktadır.

3.1.4.7 Toprak istekleri

Kivi bitkisi toprak isteği bakımından seçicidir. Kökler olumsuz toprak şartlarından etkilenir. Özellikle saçak köklerin çokluğu ve hassas oluşu, kivinin toprak isteğinin önemini gösterir. Bu bakımdan; ağır olmayan, derin, süzek ve geçirgen, gevşek yapılı, organik maddece zengin, nötr veya orta asit karakterli (pH' ı 5-7 arasında) olan topraklar, kivi için uygun topraklardır. Ağır, su tutan, drenajı iyi olmayan ve taban suyu yüksek olan topraklar ise uygun değildir (www.caykur.gov.tr, 2005).

3.1.5 Çoğaltma tekniği

1. Tohumla çoğaltma
2. Aşı ile çoğaltma

- Göz aşısı
- T aşı
- Ters T aşı
- Yongalı aşı
- Kalem aşısı
- Yarma aşı
- Kakma aşı

• Dilcikli aşı
• Dilciksiz aşı
• Kabuk aşısı

3. Çelikle Çoğaltma

• Yeşil çelikler
• Yarı odunsu çelikler
• Odun çelikleri

3.1.6 Budama

Kivi bitkisi kuvvetli büyüme ve gelişme göstermesi nedeni ile düzenli budamaya ihtiyaç gösterir. Budama üç şekilde uygulanır: Şekil budaması, kış budaması ve yaz budaması.

3.1.7 Sulama

Kivi suya fazla ihtiyaç gösteren bir bitki türüdür. Kivinin toprak altı organları, hacim ve ağırlık olarak toprak üstü organlarına göre zayıftır. Bitkinin yaprak alanının geniş olması, özellikle yazın güneşli ve sıcak havalarda transprasyon (yapraklardan suyun buharlaşması) oranını arttırır. Bu sebeple yapraklardan kaybedilen su karşılanamaz ise yapraklardaki basınç (turgor basıncı) azalacağından, yaprak dik duramaz ve kendini bırakır (www.caykur.gov.tr, 2005).

Sonuçta yaprakların fotosentez faaliyeti azalır, yapraklar kıvrılır, sertleşir ve kenarlarında kurumalar başlar. Özellikle genç bitkiler kuraklığa daha dayanıksızdır. Kurak ortamlarda, meyveler küçük kalır, sürgünler yeterli uzunluğa ulaşamaz, bitkinin normal gelişimi sekteye uğrar, odunlaşma erken başlar. Bu nedenle kivi bahçesi tesis edilirken sulama sistemi de kurulmalıdır. En uygun sulama sistemi, 1-3 yaş arasında damla sulama, 4 yaştan itibaren yağmurlama sulama sistemidir. Sulama sabah ve akşam saatlerinde yapılmalıdır (www.caykur.gov.tr, 2005).

3.1.8 Gübreleme

Genel bir kural olarak bir bitkinin gübre ihtiyacı saptanırken yaprak ve toprak analizine bakılır. Kivi bitkisine verilecek gübre miktarı, yapılan araştırma sonuçlarına göre belirlenir. Gübrelemede esas; bitkinin topraktan aldığı bütün elementleri, en az

topraktan alınan miktar kadar ve alınabilir formda olmak üzere toprağa geri vermektir. Kivi bitkisi hızlı vejetatif ve generatif gelişmeye bağlı olarak besin maddelerine her yıl artan miktarlarda ihtiyaç gösterir. Organik gübreler (hayvan gübresi, yeşil gübre) Şubat-Mart döneminde verilmelidir. Verim çağında olan kivi bitkisi için, ortalama dekara 15-20 kg yanmış sığır gübresi veya 10 kg tavuk gübresi yeterlidir (Anonim 2004).

Kimyasal (Suni) gübreler verilirken, bitkinin yaşı dikkate alınmalıdır. Azotlu gübreler suda çabuk hidroliz olmaları ve yıkanmaya duyarlı oluşları nedeni ile özellikle, Doğu Karadeniz Bölgesi gibi yağışlı bir iklime sahip olan bölgelerde azotlu gübrelerin hepsi bir defada verilmemeli, bölünerek verilmelidir. Fosforlu ve potaslı gübreler suda zor erimeleri ve tutulmaları nedeni ile Kasım-Aralık ayında ve bir defada verilmelidir.

3.1.9 Hasat

Hasat, her meyveye özgü olgunluk kriterlerinin, bazı organ ve aygıtlar yardımı ile tam ve doğru olarak belirlenmesi sonucu elde edilen değerlerin uygulanmaya konulması eylemidir. Kivide hasat zamanının doğru belirlenmesi gerekir. Zamanından önce hasat edilen meyvenin kendine has özelliklerini (koku, tat, aroma) göstermemesi sonucunda meyve kalitesi önemli ölçüde değerini kaybeder (www.caykur.gov.tr, 2005).



Şekil 3.2 Refraktometre



Şekil 3.3 Penetrometre

Kivide hasat zamanının belirlenmesinde kesin bir ölçü olmamakla birlikte, tam çiçeklenme döneminden 165-170 gün sonra meyve hasat olgunluğuna gelmektedir. Ancak gerçek anlamda kivide en uygun hasat zamanı meyve içerisindeki suda çözünen kuru madde miktarı ölçülerek belirlenir. Meyve içinde suda eriyebilen kuru madde oranı refraktometre ile ölçülür. Bu optik aletin prizma yüzeyine bir-iki damla meyve suyu konur ve kapak kapatılarak değer % olarak okunur. Suda çözünen kuru madde oranı % 7-9 arasında olduğu zaman meyveler hasat edilir (Anonim 2004) .

Hasat olgunluğuna gelen meyvenin depolanması veya taze tüketilmesi durumuna göre hasat zamanı değişir. Hasat zamanı muhafaza süresini etkileyen en önemli faktördür. Çünkü hasat geciktikçe meyvenin dayanma gücü azalır ve buna bağlı olarak depolanma süresi kısalır.

Kivi meyvesi uzun süreli depolanacaksa, suda çözünebilir toplam miktarı kuru madde oranı % 6.2-8, meyve eti sertliği 7-10 kgf. olduğunda hasat edilir. Depolanmayıp, taze tüketime sunulacaksa bu değerler daha esnek olabilir. Meyveler, depolama, işleme ve nakletme süresince yumuşarlar. Meyve yumuşama oranı, meyve toplama mevsiminin uzunluğu ve depolama süresi ile yakından ilgilidir (Özkol 2004).

Meyveler önlük çanta içinde toplanır, bunlar dolduğu zaman sandıklara dikkatlice boşaltılır. Meyveler toplandığı sandıklarda bahçeden taşınır ve depolanır. Optimum depolama ömrünü korumak için meyve, hasattan sonra 24 saat, en geç 48 saat içinde ön soğutmaya alınmalıdır.

3.2 Sınıflandırma

Depolanmadan önce meyvelerin sınıflandırılması zorunludur. Bu amaçla soğuk hava deposuna konulacak kivi meyvesi tek tek incelenir ve büyüklüklerine göre sınıflandırılır. Seçim işleminde, zarar görmüş, şekilsiz, yaralı ve kusurlu olan meyveler ayıklanır. Çünkü bu tip meyveler erken olgunlaşır, çabuk bozulur ve dayanıksız olur. Büyük işletmelerde seçim işlemi hareketli bant üzerinde meyveleri seçen operatörler tarafından yapılmaktadır. Sonraki sınıflandırma makineler tarafından, ölçümlerine göre yapılır, her meyve ayrı ayrı tartılır. Meyveler, ağırlıklarına göre sınıflandırıldıktan sonra dökme veya paketlenmiş olarak soğuk hava depolarında depolanır.

Kivinin seçilme işlemi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi eldivenli operatörler tarafından yapılır. Şekil 3.4' de meyveler hareketli rulolar tarafından, hareketli bandın içine doğru ötelenir. Operatörler ötelenen kiviler arasından sınıflandırmaya uygun olmayanları ayırırlar.



Şekil 3.4 Kivinin seçilme işlemi

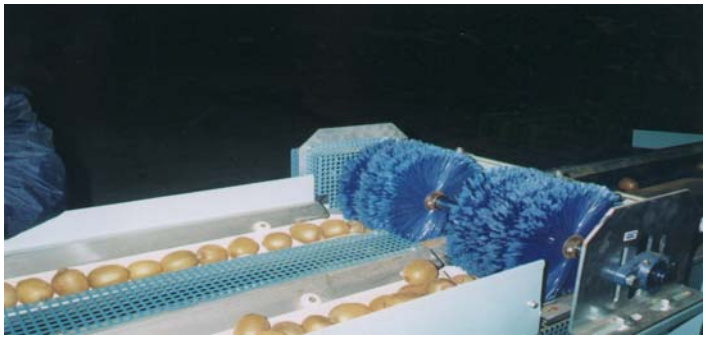


Şekil 3.5 Hareketli bandın dıştan görünüşü

Hareketli bandın içinde şekil 3.6'da görüldüğü gibi kiviler yan yana ve arka arkaya sıralanır. Buradan ikiye ayrılarak arka arkaya, tekli durumda dizildikleri hareketli banda geçerek şekil 3.7'de görülen temizleme bölümüne geçerler. Kiviye zarar vermeyecek şekilde üretilen temizleme fırçaları, her bir kiviyi temizleyerek viyollere tek tek düşmelerini sağlar.



Şekil 3.6 Hareketli bandın içten görünüşü

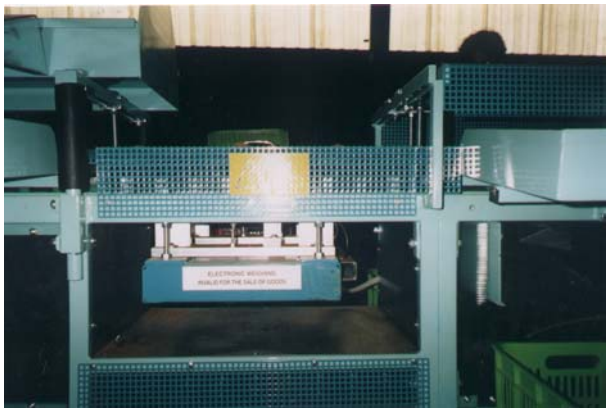


Şekil 3.7 Hareketli bandın temizleme kısmı



Şekil 3.8 Hareketli bandın kontrol paneli

Viyollerin içerisindeki kiviler hareketli bandın yardımıyla elektronik tartıya doğru ilerler. Şekil 3.9'da görülen elektronik tartıda kiviler tek tek tartılarak ağırlıkları bilgisayara otomatik olarak aktarılır.



Şekil 3.9 Elektronik tartı

Tartılma işlemi tamamlandıktan sonra kiviler sınıflandırmanın yapılacağı bölüme doğru ilerler. Bu bölümde belirli ağırlık aralıklarına göre bölmeler oluşturulmuştur. Her bir bölmenin altında kasalar bulunmaktadır. Bant üzerinde ilerleyen kiviler kendi ağırlıklarının tabi olduğu bölüme geldiklerinde viyollerin arkasında bulunan tırnakla itilerek ait oldukları sepete düşerler. Bu bölümde görevli operatörler bulunur. Bu operatörler sınıflandırma işlemi sırasında zarar görmüş olabilecek veya baştaki operatörlerin gözden kaçırdıkları sınıflandırmaya uygun olmayan meyveleri ayırırlar. Ağırlıklarına göre sınıflandırılmış kiviler kasalarla paketlemenin yapılacağı bölüme yollanırlar (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 Kivinin sınıflandırma aşaması

3.3 Paketleme

Kivi meyvelerini paketlemek için standartlaşmış olan tahta, mukavva veya plastik kasa, plastik viyol ve karton kutular kullanılır. Tablaya konulacak bütün meyveler aynı ölçüde olmalıdır. Viyoller, meyve ölçüsüne uygun olarak Şekil3.11'de ki örnekte görüldüğü gibi her bir kutuda 5-8 sıralı, 27 ile 46 meyve alabilecek şekilde olmalıdır.

Paketleme için kullanılan viyollerin avantajları vardır. Bunların başında meyvenin ezilmeden korunmasını sağlayarak tüketiciye en yüksek kalitedeki meyveyi sunmak gelir.



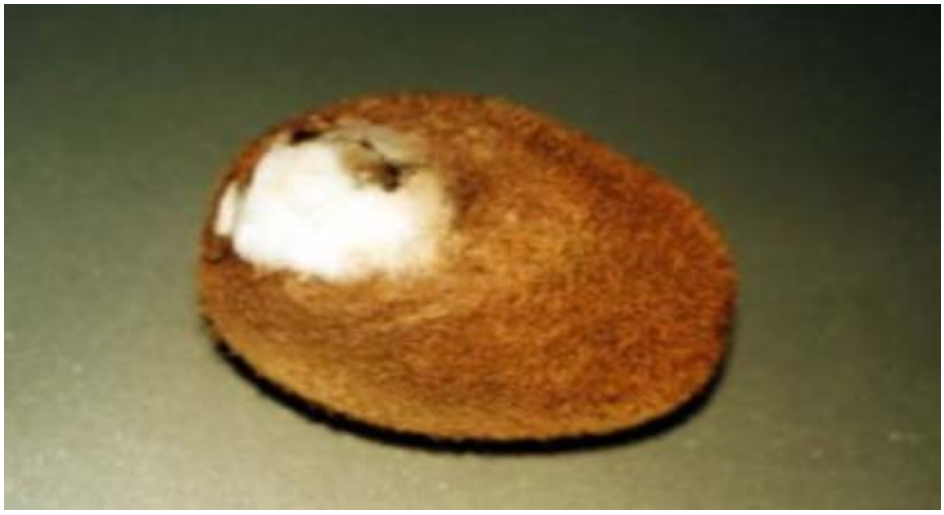
Şekil 3.11 Paketlenmiş kivi

Genelde paketlenmiş kivi tablaları 174 tabla içerecek şekilde istiflenir ve sıkıca çemberlenir. Kivi bu istif şeklinde ön soğutulur, depolanır ve son olarak nakledilir.

3.4 Depo Hastalıkları

Genelde havalandırmanın yetersiz olduğu durumlarda etkili bir şekilde ortaya çıkar. Doğada ve çoğu zaman depolarda görülür. Sporları renksizdir (Şekil 3.12).

Hastalığın meyveye bulaşması bahçede olup, hastalık etmeni, bulaşık meyvelerin depoya alınması ile, depolara taşınır ve enfeksiyon meyve soğuk depoda iken gelişir. Sağlam, zarar görmemiş meyveler de bile hastalık oluşabilir. Genel olarak hasat öncesi ve sonrasında zarar görmüş meyvelerde, yaralanmanın herhangi bir noktasından bulaşabilir.



Şekil 3.12 Kivide kurşini küfün görünümü

Hastalık etmeni, hastalıklı meyvelerle bitişik sağlıklı meyvelere de yayılabilir. Enfeksiyonun ilk belirtileri, meyve soğuk depoya konulduktan bir kaç haftaya kadar gözükmemektedir.

Hastalıkla mücadelede ve depo çürüğünün kontrolünde, koruyucu kültürel önlemler etkin rol oynar. Depo hastalıklarının kontrolünde düzenli havalandırma çok etkilidir. Ayrıca meyveyi depoda enfeksiyon yuvalanmasından korumak için depolama öncesi ilaçlama yapılmalıdır.

3.5 Kivinin Depolanması

Hasat edilen her üründe olduğu gibi kivide de fizyolojik ve patolojik olarak yaşayan canlılar olduğu unutulmamalıdır. Bu nedenle meyve üzerinde çiğ damlaları bulunmamalı ve yağışlı havalarda hasat yapılmamalıdır. Başarılı bir hasat sonrası muamele programında, ön soğutma ve soğuk muhafazanın büyük önemi vardır. Araştırmalar, bazı ürünler için hasat sonrası ön soğutmada bir saatlik gecikmenin, pazardaki raf ömrünü bir gün kısalttığını göstermiştir. Ürün hasadından tüketime kadar geçen sürede üründe kalite ve ağırlık kaybının olacağı kaçınılmaz bir gerçektir; işte bu kayıpları en asgari seviyede tutmak için tarladaki ürün sıcaklığı bir an önce ürünün depolama sıcaklığına getirilmelidir. Sonuç olarak kivi meyvesinin depolanmasındaki temel amaç; pazarlama sürecini uzatmak, üretimin fazla olduğu dönemlerde fiyat düşüşlerini önlemek ve dış pazarlara açılabilmektir.

3.5.1 Kivi için optimum depolama koşulları

Yaş sebze ve meyvelerin diğer gıda maddelerinden farkı, daldan koptuktan sonra da yaşamlarını, canlılıklarını sürdürmesidir. Yaşayan her canlı gibi meyve ve sebzelerin karakteri de; cinslerine, yetiştirilme tarz ve yörelerine, yetiştirildiği yılın iklim şartlarına, gübreleme ve sulama durumlarına ve daha bir çok etkenlere göre değişmektedir. Diğer yandan, soğuk muhafaza sırasında, hacimdeki oksijen miktarının azaltılması CO_2 düzeyinin arttırılması olgunlaşmayı yavaşlatmaktadır. Ancak kullanılan O_2 ve CO_2 konsantrasyonları depolana yaş meyve ve sebzelerin tür hatta çeşitlerine göre farklılık göstermektedir. Aynı tür içinde bazı çeşitler için optimum olan bir O_2 düzeyi, bir diğer çeşit için çok düşük olabilmekte, fermantasyona yol açarak meyve kalitesini olumsuz etkileyebilmektedir. Benzer şekilde yüksek CO_2 düzeyleri bazı tür ve çeşitlerde meyve eti kararması gibi olumsuz kalite kriterlerinin oluşumuna yol açabilmektedir. Genel prensip olarak soğuk ortamdaki oksijenin kontrollü şekilde azaltılması ile birlikte soğutma uygulaması soğuk muhafaza süresinin uzatılmasını sağlamaktadır.

Çizelge 3.3 Soğuk odada depolama koşulları (Frigo 2005)

	Depolama Sıcaklığı (^oC)	Bağıl Nem (%)	Yaklaşık Depolama Süresi (Ay)	Su İçeriği (%Ağ.)	En Yük. Donma Sıcaklığı (^oC)	Donma N. Üzerinde Özgül Isı (Kcal/kg. ^oC)	Donma N. Altında Özgül Isı (Kcal/kg. ^oC)	Gizli Isı (Kcal/ kg)
Kivi	0,5	90-95	3-5	82	-0.9	0.90	0.48	69.8
Elma	-1/+4	90	3-8	84	-1.1	0.88	0.45	67.2
Karpuz	+4/+10	80-90	2-3	93	-0.4	0.95	0.48	74.5
Muz	+15	85-95	1/3	75	-1	0.8	0.43	60.5
Nar	0	90	1	82	-3	0.86	0.45	65.7
Şeftali	0(-)	90	1	89	-1	0.92	0.47	71.3

Kivi meyvesi için uygun soğuk depolama şartları; 0 - 0.5 °C meyve sıcaklığı, meyve etrafındaki havada en az % 95 nispi oransal nem, meyve etrafında etilensiz hava (meyveyi çabuk olgunlaştırdığı ve yumuşattığı için), başka meyvelerle birlikte (etilen gazı oluşturdukları için) depolanmama, kontrollü atmosfer şartları %3 CO_2 + %3 O_2 ile

%5 CO_2 + %2 O_2 dir. Bu şartlarda meyvelerde önemli bir sorun olan yumuşama kontrol altında tutulmuş olur (Anonim 2004).

3.5.2 Depolama üzerinde bağıl nemin etkisi

Bütün taze meyveler hasattan sonra su ve ağırlık kaybederler. Kivide ağırlık kaybı %3-4 den daha fazla olduğu zaman meyve buruşmaya başlar. Bir üründeki su kaybına, ürünün içinde bulunduğu ortamın buhar basıncı ile, ürünün hücreleri arasındaki hava boşluklarında bulunan suyun buhar basıncı, arasındaki fark sebep olmaktadır (Anonim 2004).

Soğutulmuş ve 0 °C de depolanmış meyvede ağırlık kaybını etkileyen en önemli faktör, meyve etrafındaki havanın bağıl nemidir. Ancak meyve ağırlığını; meyvenin durumu, etrafındaki havanın sıcaklığı, meyvenin depoya giriş sıcaklığı ve havanın hızı da etkiler. İşleme ve depolama süresince % 1' lik ağırlık kaybı beklenebilir (Anonim 2004).

3.5.3 Depolama üzerine sıcaklığın etkisi

Sıcaklık, hasattan sonra kalite kontrolünü etkileyen en önemli çevresel faktördür. Meyvenin herhangi bir çeşidi için, meyvenin çevresindeki yumuşama oranı, sıcaklık yükselmesine bağlı olarak artar. Çürüme, su kaybı, olgunlaşma ve terlemeyi içeren bütün hayatsal işlevlerin gelişme oranı, esas olarak sıcaklık tarafından belirlenir. 2^oC de depolanan kivinin depolama ömrü, optimum 0^oC sıcaklıkta depolanma ile karşılaştırıldığında, 1–2 ay azalır. Genelde sıcaklıkta 0^oC'den, 5^oC'ye yükselme, terleme oranını iki katına çıkarır ve depolama ömrünü de yaklaşık yarıya indirir (Anonim 2004).

Kivide depolama sıcaklığı 0°C ± 0.5°C'dir. Bunun için -0,5°C'nin altındaki depolama sıcaklığından, donma zararını engellemek için sakınılmalıdır. Kivide donma noktası sınırı -1.7°C'dir. Donma noktası ile depolama sıcaklığı arasındaki bu derece yakınlık, depoda sıcaklık kontrolünün hem güvenle yapılmasını hem de uygun bir termostat konulmasını gerektirir (Anonim 2004).

3.5.4 Etilenin meyve eti sertliğine etkisi

Depolamada en önemli konu meyvelerin etilene maruz kalmamasıdır. 0°C de, 0.1 ppm etilen yoğunluğunda bile meyve yumuşaması artacağından depolama ömrü azalır. Hatta 0.03 ppm etilen konsantrasyonunda bile yavaş bir yumuşama görülür (Reid 1992).

Şayet soğuk hava deposunda etilen ölçülmüşse, genelde havayı temizlemek için 10-15 dakika fanlar çalıştırılarak kapılar açılır. Olası etilen kaynakları kontrol edilir ve temizlenir.

3. 6 Ön Soğutma

Bahçeden gündüz sıcağında hasat edilen meyvelerin hasat anındaki tarla sıcaklığının, depolama sıcaklığına mümkün olan en kısa sürede düşürülmesidir. Prensipte genel olarak soğuk muhafazaya alınacak meyvelerin; temiz, düzgün, iyi kalitede, mekanik zararlanmaya ve mikrobiyolojik bulaşmaya uğramamış olması iyi bir sonuç için gerekmektedir.

Ön soğutmadaki amaç; meyvenin solunum hızını yavaşlatmak, meyvenin su kaybını azaltmak, çürümeye sebep olan mikroorganizmaların üremelerini azaltmak, yaralanma etkisini azaltmak ve etilen üretimini yavaşlatmaktır.

Ön soğutma ile, depolanacak kivi meyvelerinin depolama ömrü artar. Ön soğutma, işleme, nakletme veya soğuk depolamadan önce, meyvenin soğutulma süresidir. Geleneksel soğuk depolarda kiviler, 0°C' de tabla şeklinde istiflendiğinde bir haftada soğutulur. Havayla zorunlu soğutmada bu süre sekiz saatte tamamlanır. Soğutulmuş su ile soğuma; basit, ekonomik ve etkin bir soğutma şekli olup kivi için en sık kullanılan ön soğutma yöntemidir.

Ön soğutmada birkaç değişik teknik uygulanır. Bunlar; oda ön soğutması, zorlanmış hava akımı ile ön soğutma, su ile ön soğutma, paket üzerine buzlama ve vakumla ön soğutmadır.

3.7 Soğutma Yükünün Hesabı

Soğutma yükünün hesabındaki amaç soğutma sistemi elemanlarını (kompresör, kondansör, evaporatör, termostatik ekspansiyon valfi, soğutucu akışkan boruları ve diğer soğutma aksamı) doğru ve ekonomik bir şekilde seçebilmektir. Soğutma elemanlarının doğru seçimi ile sistemin verimli, bekleneni verecek tarzda ve aksamadan çalışması sağlanmış olacaktır.

Soğutma yükünü meydana getiren ısı kazançları; soğutulan hacmi çevreleyen duvar, döşeme ve tavandan geçen ısı (transmisyon ısısı), soğutulan hacme dışarının daha yüksek ısı tutumundaki havasının girmesiyle meydana gelen ısı yükü (infiltrasyon ısısı), soğutulan hacme konulan ürünlerin ısısı (transpirasyon ısısı), soğutulan hacmin içerisindeki ısı kaynaklarından gelen ısı kazançlarıdır (insanlar, aydınlatma, motor, vs.).

3.7.1 Soğuk oda dış duvarlarından ısı akımı ile oluşan ısı yükü

Bir soğuk deponun verimli çalışması şu iki koşulun sağlanmasına bağlıdır (Anonymous 1983):

1. Termik etki altındaki yapı elemanlarından etkin ısı yalıtımı,
2. Zamanla bozulmayan ve doğru yerde uygulanmış buhar kesici katman.

Duvar ve yalıtım malzemeleri ile diğer yapım malzemeleri, küçük gözenekleri nedeniyle hava akımlarını bir ölçüde geçirirler. Yazın dış ortamdan soğuk depo içine doğru olan ısı akımı ve beraberindeki buhar difüzyonu, kış aylarının soğuk günlerinde yön değiştirerek depodan dış çevreye doğru gerçekleşir. Mevsimlere göre bazı illerdeki sıcaklık değerleri Çizelge 3.4'de verilmiştir. Yüksek sıcaklıklığa sahip olan odalarda ısı-buhar yalıtımlarının ayrı olması yerine buhar kesici katmandan vazgeçilip buhar geçirmez ısı yalıtım malzemelerinin kullanılması daha uygundur. Soğuk oda kapasite tayini Çizelge 3.5'den yardım alınarak yapılır (Özkol 2004). Bu değerler izolasyon malzemelerinin kalınlığını belirlerken kullanılır.

Çizelge 3.4 Soğuk oda projelendirilmesinde yararlanılacak şehirlere göre yaz / kış dış hava sıcaklıkları

Şehir Adı	Kış Sıcaklığı (°C)	Yaz Kuru Term. Sıcaklığı (°C)	Yaz Yaş Term. Sıcaklığı (°C)
ARTVİN	-3	30	26
GİRESUN	-3	29	25
ORDU	-3	30	22
RİZE	-3	30	26

Çizelge 3.5 Soğuk oda kapasite tayini (kcal/h)

Oda İç Hacmi (m^3)	0/+20°C (Kivi) 10cm Tecrit (*)	
	Normal Kullanma	Aşırı Kullanma
10	750	1125
20	1350	2025
40	2200	3300
80	3450	5200
150	5760	8650
300	8750	13100
500	12250	18500
1000	22000	33000
2000	42000	60000
5000	105000	150000

Çizelge 3.6 Soğuk odalar için tavsiye edilen minimum izolasyon kalınlıkları

Soğuk Oda İç Sıcaklığı (°C)	Serin / Kuzey Bölge		Sıcak - Güneşli / Güney Bölge	
	Poliüretan λ= 0.020	Styropor λ= 0.035	Poliüretan λ= 0.020	Styropor λ= 0.035
+10/+16	25 mm	50 mm	50 mm	75 mm
+4/+10	50 mm	75 mm	50 mm	100 mm
-4/+4	50 mm	100 mm	75 mm	125 mm
-9/-4	75 mm	125 mm	75 mm	150 mm
-18/-9	75 mm	150 mm	100 mm	175 mm
-26/-18	100 mm	175 mm	100 mm	200 mm
-40/-26	125 mm	225 mm	125 mm	250 mm

Transmisyon ısısının mümkün olduğunca düşük tutulması pek çok yarar sağlar ve bu da duvarlarla tavan ve döşemenin ısı geçirme katsayısının düşük tutulması ile mümkün

olur. Isı geçiş alanları ve iç- dış sıcaklıklar uygulamanın türüne göre belirlenir ve değişmesi söz konusu olamaz. Transmisyon ısısının hesaplanabilmesi için; izolasyon kalınlığı ve cinsinin, yapı konstrüksüyonunun, soğutulacak hacmin fiziksel ölçülerinin, soğutulacak hacmin ve dışındaki hacimlerin sıcaklıkları ile güneş ışınlarının etkisinin bilinmesi zorunludur. Tecrit kalınlığının arttırılması ile ısı geçirgenlik katsayısının düşürülmesi ve soğutma yükünün azaltılması sağlanabilirse de izolasyon kalınlığını aşırı derecede arttırmak hem ilk kuruluş masraflarının artması hem de oda faydalı hacminin azaltılması yönünden uygun olmayacaktır. Bu nedenle, Çizelge 3.6'daki gibi çoğunlukla belirli iç sıcaklık seviyelerine göre düzenlenmiş izolasyon kalınlıkları verilmektedir.

0 °C' nin altındaki muhafaza sıcaklıklarında, dış yapı elemanlarının olabildiğince buhar geçirmez, iç yapı elemanlarının ise buhar geçirgen olması gerekir. Buhar yalıtımı önünde biriken nem, su buharı akımına ters yöndeki kapilarite sayesinde dışarı verilebilir. Bu uygulama soğuk oda bağıl nemini kullanmasına karşın su buharı basıncının düşüp ısı yalıtım katmanında yoğunlaşmasını engeller. Buhar yalıtım bölgesinde yoğunlaşma görülmemesi için duvar ısı yalıtımının ısı transfer katsayısının düşük olması ve buhar kesici malzemenin ısı yalıtım katmanının sıcak bölge tarafında yer alması gerekir. Soğuk depo proje hesaplarında en elverişsiz ısı transfer katsayıları alınmıştır (Özer 1982, Savaş 1987). Bunlar:

α_1 : depo dış yüzeyindeki havanın konvektif ısı transfer katsayısı (8.14 W/ m^2. °C)
α_2 : depo iç yüzeyindeki havanın konvektif ısı transfer katsayısı (23.3 W/ m^2.°C)
α_3 : depo koridorundaki havanın konvektif ısı transfer katsayısı (30 W/ m^2.°C)

Isı taşınımının büyüklüğü basınçla orantılı bulunduğunda koridordan odalara basılan havanın konvektif ısı transfer katsayısı, depo içi ve dışındaki katsayılara göre daha büyüktür. Çizelge 3.7'de duvar için bileşik ısı transfer katsayısı hesabına konu olan yapı elemanlarına ilişkin değerler verilmiştir (Volkan 1992).

Duvarın bileşik ısı transfer katsayısı:

$$K_d = \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{D_1}{\lambda_1} + \frac{D_2}{\lambda_2} + \frac{D_3}{\lambda_3} + \frac{D_4}{\lambda_4} + \frac{D_5}{\lambda_5} + \frac{D_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\alpha_2}} \right] \qquad (3.1)$$

Çizelge 3.7 Duvar yapı elemanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler

Duvar yapı elemanları	**Isı iletim katsayısı (W/ m . °C)**	**Simgesi**	**Yapı elemanının kalınlığı (m)**	**Simgesi**
Dış sıva	0.872	λ_1	0.02	D_1
Dolu tuğla	0.85	λ_2	0.19	D_2
Ara sıva	1.396	λ_3	0.02	D_3
Isı yalıtımı (0ºC' de styropor)	0.0535	λ_4	x_1	D_4
İç sıva	0.698	λ_5	0.02	D_5
İç kaplama	0.175	λ_6	0.015	D_6

Duvar için söz konusu ısı yükü:

$$Q_1 = K_d . A_d . (t_1 - t_2) \qquad (3.2)$$

Q_1: Soğuk oda duvarlarından gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan toplam ısı yükü (W)

K_d: Duvar için bileşik ısı transfer katsayısı (W/ m^2. ºC)

A_d: Depo odalarının sıcak duvarlarının alanı (m^2)

t_1: Çevre sıcaklığı (ºC)

t_2: Soğuk muhafaza sıcaklığı (ºC)

3.7.2 Soğuk oda tavanlarından gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan ısı yükü

Soğuk depolarda en büyük ısı kaybı tavandan olmaktadır (Özer 1982). Güneş ışınımına açık olan çatı yüzeyleri, soğuk depolarda da herhangi başka bir yapıda olduğu gibi binanın iklimlendirme koşullarına etkide bulunan en önemli yüzeydir. Soğuk oda tavanıyla bina çatısı arasındaki bölme havasının yansıma ve radyasyonla ısınmanın önüne geçmek için çatı arasında hava akımı oluşturulması gereklidir. Tavan için yararlanılan yapı elemanlarına ilişkin değerler Çizelge 3.8'de düzenlenmiştir (Volkan1992).

Çizelge 3.8 Tavan yapı elemanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler

Tavan yapı elemanları	**Isı iletim katsayısı (W/m . ºC)**	**Simgesi**	**Yapı elemanının kalınlığı (m)**	**Simgesi**
Tavan betonu	0.814	λ_7	0.15	D_7
Tavan sıvası (Ara sıva)	1.396	λ_8	0.02	D_8
Isı yalıtımı (0 ºC' de styropor)	0.0535	λ_4	x_2	D_9
İç sıva	0.698	λ_{10}	0.02	D_{10}

Tavanın bileşik ısı transfer katsayısı:

$$K_t = \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{D_7}{\lambda_7} + \frac{D_8}{\lambda_8} + \frac{D_9}{\lambda_9} + \frac{D_{10}}{\lambda_{10}} + \frac{1}{\alpha_2}} \right] \qquad (3.3)$$

Tavan için söz konusu ısı yükü:

$$Q_2 = K_t . A_t .(t_1 - t_2) \qquad (3.4)$$

Q_2 : Soğuk oda tavanlarında gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan toplam ısı yükü (W),

K_t : Tavanın bileşik ısı transfer katsayısı (W/m^2. ° C),

A_t : Toplam tavan alanı (m^2),

t_1 : Çevre sıcaklığı (° C),

t_2 : Soğuk muhafaza sıcaklığı (° C).

3.7.3 Soğuk oda tabanlarından oluşan ısı akımı nedeniyle oluşan ısı yükü

Soğuk depoların ince kum ya da balçık üzerine kurulması, kışın donan toprağın depo tabanında çatlamaya neden olma olasılığını arttırır. Toprağın donmasını önlemenin yolu, depo inşaatı öncesinde drenaj yapılarak toprağın kurutulması ve kaba çakıl (taş blokaj) döşeyerek kapilaritenin kırılmasıdır. Çakıl üzerine kaba beton (grobeton) atılıp buhar yalıtım katmanı döşendikten sonra ısı yalıtım malzemesi konulur. Yalıtım,

tesviye betonuyla örtülüp şap biçiminde bırakılabileceği gibi çeşitli kaplama malzemelerinden biriyle de kaplanabilir. Çizelge 3.9 da tabanda yararlanılan yapı elemanlarına ilişkin değerler verilmiştir (Volkan1992).

Tabanın bileşik ısı transfer katsayısı:

$$K_f = \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{D_{11}}{\lambda_{11}} + \frac{D_{12}}{\lambda_{12}} + \frac{D_{13}}{\lambda_{13}} + \frac{D_{14}}{\lambda_4} + \frac{D_{15}}{\lambda_{15}} + \frac{D_{16}}{\lambda_{16}} + \frac{1}{\alpha_2}} \right] \qquad (3.5)$$

Taban için söz konusu ısı yükü:

$Q_3 = K_f . A_f . (t_3 - t_2)$

Q_3: Tabandan gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan ısı yükü (W),

K_f: Tabanın bileşik ısı transfer katsayısı (W/ m^2.°C),

A_f: Toplam taban alanı (m^2),

t_3: 50 cm derinlikteki toprak sıcaklığı (°C),

t_2: Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

Çizelge 3.9 Taban yapı elemanlarından gerçekleşen ısı transferine ilişkin değerler

Taban yapı elemanları	**Isı iletim katsayısı (W/m.°C)**	**Simgesi**	**Yapı elemanının kalınlığı (m)**	**Simgesi**
Toprak dolgu	0,519	λ_{11}	0,2	D_{11}
Kaba çakıl	0,582	λ_{12}	0,2	D_{12}
Kaba beton	1,047	λ_{13}	0,1	D_{13}
Isı yalıtımı	0,0535	λ_4	X_3	D_{14}
Tesviye betonu	1,4	λ_{15}	0,1	D_{15}
Karomazyik	1,279	λ_{16}	0,05	D_{16}

3.7.4 Soğuk oda kapılarından oluşan ısı yükü

Soğuk depo odalarının ürün giriş ve çıkışlarının yapılmasına izin veren birer kapısı vardır. Oda kapılarının nitelik ve etkinliği; sağlamlığına, içindeki ısı yalıtımına, kapı eşiği bulunup bulunmadığına, kapı şeritlerinin yapısına ve montajın özenine bağlıdır. Kapıların imalatı, paslanma ve çürüme tehlikesi bulunmayan galvanizli çelikten, alüminyum sac ile kaplanmış ahşap levha ve çerçevelerden, plastik türevi malzemelerden yapılabilmektedir. Soğuk kayıplarını önlemek için koridor havasını emip kapı önünde dikey olarak aşağı püskürten ve böylece soğutan sistemler geliştirilmiştir. Kapıların mekanik açılma düzenleri, optik ve akustik alarm sistemleriyle desteklenmektedir. Çizelge 3.10 da ilgili yapı elemanlarının özellikleri verilmiştir (Volkan 1992).

Çizelge 3.10 Soğuk oda kapılarının yapı elemanlarının ısı transferine ilişkin değerleri

Kapı yapım elemanı	**Isı iletim katsayısı (W/m.°C)**	**Simgesi**	**Yapı elemanının kalınlığı (m)**	**Simgesi**
Alüminyum sac kaplı ahşap levha	0,14	λ_{17}	0,02	D_{17}
Isı yalıtımı	0,0535	λ_4	x_4	D_{18}

Soğuk oda kapılarının bileşik ısı transfer katsayısı:

$$K_s = \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{D_{17}}{\lambda_{17}} + \frac{D_{18}}{\lambda_4} + \frac{D_{17}}{\lambda_{17}} + \frac{1}{\alpha_3}} \right] \qquad (3.6)$$

Kapılar için söz konusu ısı yükü:

$Q_4 = K_s . A_s . (t_1 - t_2)$,

Q_4: Soğuk oda kapılarından gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan ısı yükü (W),
K_s: Soğuk oda kapılarının bileşik ısı transfer katsayısı (W/ m^2. °C),
A_s: Kapıların toplam alanı (m^2),
t_1: Çevre sıcaklığı (°C),
t_2: Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

3.7.5 Ürünün muhafaza sıcaklığına getirilmesi için gerekli ön soğutma yükü

Ürünün muhafaza sıcaklığına getirilmesi için gerekli ön soğutma yükü: Depoya yüklenmesi yapılan ürünün sıcaklığı, ürün yükleme programı, soğutma kapasitesi ve muhafaza kasalarının materyali gibi.
Muhafaza edilmek üzere soğuk depoya getirilen ürünü soğuk muhafaza sıcaklığına kadar soğutmak için uzaklaştırılması gerekli ısı miktarı aşağıdaki eşitlik yardımı ile bulunabilir:

$$Q_{51} = G_g . c_e . (t_1 - t_2) . \frac{1}{86,4} \qquad (3. 7)$$

Q_{51} : Üründen ön soğutmayla uzaklaştırılan ısı (W),
G_g : Depoya bir günde gelen ürün miktarı (kg/ gün),
c_e : Ürünün özgül ısısı (kj/ kg. °C),
t_1 : Çevre sıcaklığı (°C),
t_2 : Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

Ürün kasalarından uzaklaştırılması gereken ısı yükü ise benzer biçimde 3.8 eşitliğinden elde edilir:

$$Q_{52} = G_k . E_k . c_w . (t_1 - t_2) . \frac{1}{86,4} \qquad (3. 8)$$

Q_{52} : Kasalardan uzaklaştırılan ısı (W),
G_k : Her bir kasanın ağırlığı (kg),
E_k : Depoya bir günde getirilen kasa sayısı (adet / gün),

c_w : Tahta kasaların özgül ısısı (kj / kg .°C),

t_1: Çevre sıcaklığı (°C),

t_2: Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

3.7.6 Ürünün solunum ısısı

Üründen ileri gelen bir diğer ısı kaybı canlı ürünün solunum (transpirasyon) ısısıdır. Çizelge 3.11 de çeşitli meyvelerin 0°C ve +5°C de ürettikleri solunum ısıları verilmiştir (Özkol 2004). Hasatla birlikte belirgin olarak artış kaydettiği gözlenen solunum ısısı, kısa süreli duraklamalar göz ardı edildiğinde soğuk depolama dönemi boyunca artışını sürdürmektedir. Kivi gibi meyveler soğuk oda ve kontrollü atmosferde muhafaza süresince yeme olumuna erişebilmektedirler. Bu nedenle ayrıca bir olgunlaştırma odasına gerek yoktur. Ancak ticari amaçlı yapılan bir oda, kivi depolama süresi sonrasında başka ürünler için de kullanılacaksa olgunlaştırma odasının bulunmasının herhangi bir sakıncası yoktur.

Çizelge 3.11 Meyvelerin muhafaza edildikleri sıcaklıklara göre, bir günde ürettikleri solunum ısısı

Meyvenin türü	**1 ton meyvenin bir günde ürettiği ısı (kcal / ton× 24 saat)**	
	0 °C	**+ 5 °C**
Kivi	190- 225	280- 395
Elma	110- 170	225- 505
Kayısı	280- 320	355- 500
Karpuz	___	170- 225
Üzüm	75- 130	170- 320

Depolanan toplam ürün miktarına göre ürün solunum ısısı 3.9 eşitliğinden bulunur:

$$Q_6 = 1100 \cdot 10^{-5} \cdot \exp(0{,}115013 \cdot t_2) \cdot G_g \cdot G_s \qquad (3.9)$$

Q_6 : Ürünün solunum ısısı (W),

G_g : Depoya bir günde gelen ürün miktarı (kg / gün),

G_s : Depoya ürün getirilen gün sayısı,

t_2 : Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

3.7.7 Hava değişimi (infiltrasyon) ısı yükü

Soğuk oda kapısının her açılıp kapatılışında bir miktar harici sıcak hava odaya girerek ek bir soğutma yükü oluşturur. Harici havada daha fazla olan su buharı da bu soğutma yükünün bir parçasını oluşturur. Bu yükün sağlıklı bir şekilde saptanması, gerçek kullanma durumunun bilinmesi ile mümkündür. Bu sebeple, infiltrasyon yükünü tam olarak hesaplamak güçtür. Aşağıdaki Çizelge 3.12'de oda iç hacmine göre soğuk odaların günlük hava değişim değerlerini vermektedir (Frigo 2005).

Çizelge 3.12 İnfiltrasyon tablosu

Oda İç Hacmi (m^3)	**24 Saatte Hava Değişimi**	
	Oda sıcaklığı > 0^oC	**Oda sıcaklığı < 0^oC**
10	31.1	24.2
20	21.2	16.9
40	14.3	11.7
100	8.7	6.7
200	5.9	4.6
500	3.7	2.8
1000	2.5	1.9
3000	1.35	1.11
5000	1.17	0.93
Aşırı kullanım halinde, verilen değerler 2 ile çarpın. Uzun süreli muhafaza odaları için verilen değerleri 0,6 ile çarpın.		

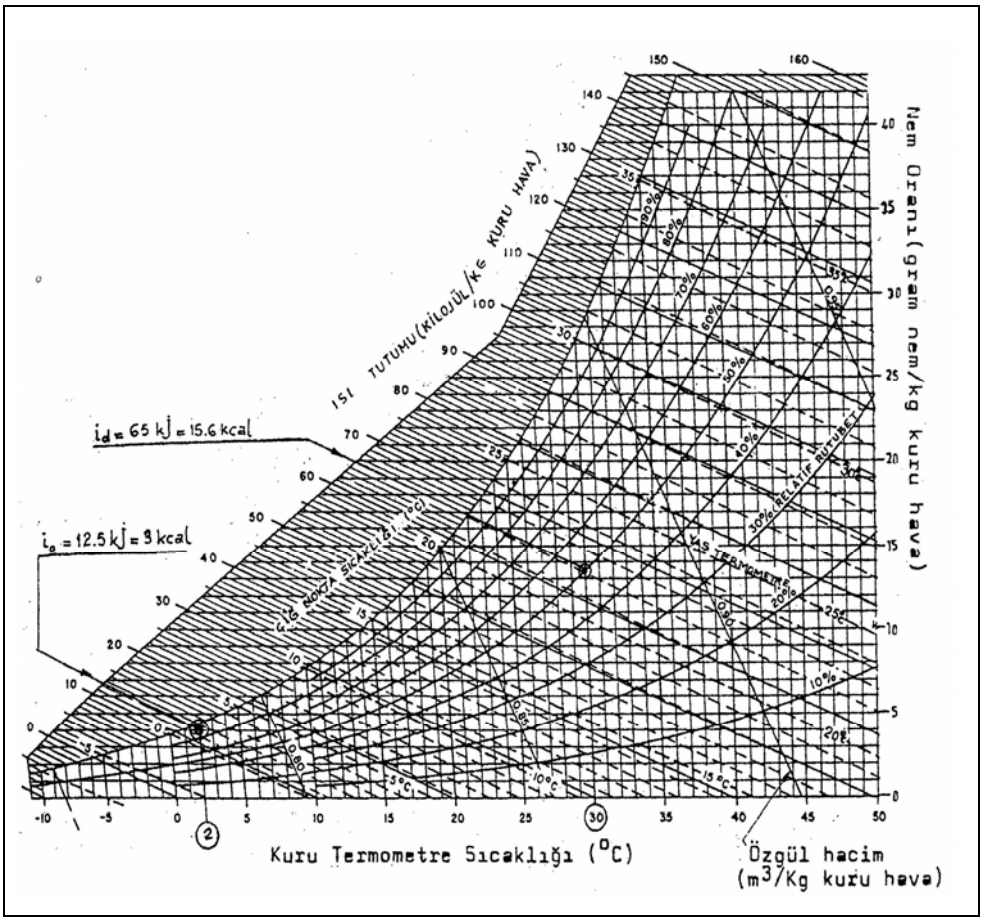
İnfiltrasyon ısısı = Hava değişimi x Oda hacmi x ($i_d - i_o$) x γ (3.10)

$İ_o$: Oda ısı tutumu (psikrometrik diyagramdan bulunur),

$İ_d$: Harici havanın ısı tutumu (psikrometrik diyagramdan bulunur),

γ : Havanın özgül ağırlığı (kg / m^3).

Soğuk oda, herhangi bir sebeple havalandırma sistemiyle havalandırılıyorsa, havalandırma sisteminin hava debisi ile infiltrasyon hava değişimi karşılaştırılarak büyük olan değerler kullanılarak infiltrasyon ısı kazancı hesaplanabilir.



Şekil 3.13 Psikrometrik diyagram

Koridor ve soğuk odalardaki havanın özgül hacmi ve entalpi değerleri kullanılarak aşağıdaki eşitlikten infiltrasyon ısısı bulunabilir (Volkan1992) :

$$Q_7 = \frac{V.N.(h_1 - h_2).L}{\frac{v_k + v_o}{2}} . \frac{1}{86{,}4} \qquad (3.11)$$

Q_7 : Hava değişimi (infiltrasyon) ısı yükü (W) ,

V : Soğuk oda hacmi (m^3) ,

N : Günlük hava değişimi sayısı (adet / gün) ,

h_1 : Koridor havasının entalpisi (kj/ kg) ,

h_2 : Soğuk oda havasının entalpisi (kj/ kg) ,

L : Soğuk oda sayısı,

v_k : Koridor havasının özgül hacmi (m^3 / kg) ,

v_o : Soğuk oda havasının özgül hacmi (m^3 / kg) .

3.7.8 Defrost ısı yükü

Kompresörün devrede dolaşımını sağladığı soğutucu akışkan hacmi, gerekli soğutma kapasitesi için ayarlanmadığında sorun yaratır. Bu sorun, soğutma çevrimi yinelendikçe buharlaşma sıcaklığı ve basıncının belirlenen değerlerden aşağı inmesi şeklinde izlenir. Bu durumda evaporatörden geçen soğutucu akışkan buharının entalpisi ve dolayısıyla sistem soğutma kapasitesi düşer. Soğuk odadan çekilen ısı azalırken birim soğutma miktarı için harcanan iş artar. Birim soğutma miktarı, devrede dolaştırılan çok daha soğuk soğutucu akışkanla ancak elde edilebilir. Genel olarak buharlaşma ve soğuk muhafaza sıcaklıkları arasındaki en büyük fark 10°C' yi geçtiğinde evaporatör yüzeyinde karlanma ya da buz birikimi olur (King 1971; Savaş 1974).

Kivi depolandığında % 90-95 bağıl nem ve 0.5°C sıcaklığa ihtiyaç duyduğu, evaporatör içindeki sıcaklığın -10°C olmasından dolayı oda içerisindeki hava evaporatör içerisine geldiğinde katılaşacak ve evaporatör üzerinde karlanmaya neden olacaktır. Bu istenmeyen bir durumdur. Önlenebilmesi için defrost sistemine ihtiyaç vardır. Su ile defrost yapılması ekonomik ve geçerli bir yöntem olup defrost yapmak üzere evaporatöre ılık su püskürtülür. Bu su ve erittiği kar odadan atılmalıdır. Defrost solenoidi elle kumandalı veya defrost saati kumandalı olarak açılıp suya yol verir. Defrost sırasında hava üfleyici fan motoru durdurulmalıdır.

Evaporatördeki buz birikimi, hava ile evaporatör yüzeyi arasındaki ısı geçişini azaltır. Isı geçişine buzun oluşturduğu yalıtım etkisinin büyüklüğünün bulunması zordur. Serpantin ve kanatçıklar üzerindeki buz, havanın odadan ısı almasını engelleyerek hava değişimi ısı yükünün de artmasına ve bir tür ısı yalıtımı etkisine neden olur.
Sistem soğutma kapasitesinin bir kısmı karlanma ya da buzlanma oluşumu sırasında açığa çıkan donma gizli ısısının emilmesine; bir kısmı da defrost sırasında ortaya çıkan

eritme ısısını soğutma ortamından uzaklaştırmaya harcanır. Defrost işlemi genellikle periyodik olarak uygulanır (Volkan 1992).

Defrostla ortaya çıkan ısı yükü aşağıdaki eşitlikle hesaplanır (Volkan1992):

$$Q_8 = \frac{V_h}{v_o} \cdot c \cdot t_d \cdot Nd \cdot L \cdot \frac{1}{86,4} \qquad (3.12)$$

Q_8 : Defrost ısı yükü (W),

V_h : Her bir odadaki günlük hava debisi (m^3 /gün),

v_o : Soğuk oda havasının özgül hacmi (m^3 / kg),

c : Havanın özgül ısısı (kj / kg. °C),

t_d : Her bir odada defrost nedeniyle oluşan sıcaklık artışı (°C),

Nd : Bir günde yapılan defrost sayısı (adet / gün),

L : Soğuk oda sayısı (adet).

3.7.9 Soğuk depoda kullanılan istif aracından kaynaklanan ısı yükü

Özellikle büyük hacimli soğuk muhafaza depolarında soğutulan hacme forklift, motorlu veya bataryalı nakil arabaları, vinç, konveyör gibi elemanlar sokulmaktadır. Bunların meydana getirdikleri ısı yükü, bu elemanın türüne göre ve soğutulan hacimde kalacağı süreye göre hesaplanıp soğutma yüküne eklenmelidir. Soğuk odalarda ısı kaynağı olarak görülebilecek en önemli ekipman kaldırma çatallarıdır (forklift).

Her bir forkliftin oluşturduğu ısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir (Adre ve Hellickson 1989) :

$$Q_9 = \frac{N_c}{K} \cdot B \cdot \frac{E_K}{F_c.S} \cdot D \cdot 1000 \qquad (3.13)$$

Q_9 : Kaldırma çatalının oluşturduğu ısı yükü (W),

N_c : Kaldırma çatalının gücü (kW),

K : Kaldırma çatalının motor verimi (0,85),

B : Ürünün istifinden kaldırma çatalının gücünden yararlanma oranı (0,6),

E_k : Depoya bir günde istiflenebilecek kasa sayısı (adet / gün),

F_c : Kullanılacak kaldırma çatalı sayısı (adet),

S : Kaldırma çatalının her seferde taşıyabileceği kasa sayısı (adet),

D : Soğuk oda içerisinde çalışma süresinin günlük çalışma süresine oranı (Kaldırma çatalının ürünü soğuk depo odasına kadar getirme ve oda içerisinde uygun bir yere yerleştirilmesi için geçirdiği süreler eşit kabul edildiğinden bu değer 0,5'dir).

3.7.10 Vantilatör ısı yükü

Soğutma sisteminin etkinliği, evaporatörden ürünlerin üzerine gönderilen hava debisiyle değişmektedir. Havanın büyük debi ve küçük basınçta verilmesi için genellikle eksenel vantilatörler kullanılır. Vantilatörün yarattığı ısı yükü hareket aldığı güç kaynağının (elektrik motoru) elektriksel güç eş değerindeki ısı miktarıdır. Vantilatör motorunun harcadığı her kW güç için çevreye yaydığı ısı 3600 kj /h' dir. Bu nedenle önce, vantilatör ya da vantilatörleri çalıştıracak motorların güç gereksinimi bulunmalıdır.

Vantilatörün nominal güç gereksinimi 3.14 numaralı eşitlikten bulunabilir (Adre ve Hellickson 1989) :

$$N_n = \frac{V_h \cdot P}{\varepsilon_v} \cdot 2{,}724 \cdot 10^{-7} \qquad (3.14)$$

N_n : Her bir vantilatörün nominal güç gereksinimi (kW),

V_h : Her bir soğuk odanın günlük hava debisi (m^3 / h),

P : Vantilatörün toplam basıncı (Pa),

ε_v : Vantilatörün verimi (eksenel vantilatörler için 0,4 alınabilir).

En yakın standart elektrik motoru gücüne dahil edilerek düzenlenmiş vantilatör motorunun oluşturduğu ısı yükü ise, 3. 15 numaralı eşitlik ile hesaplanabilir (Volkan 1992) :

$$Q_{10} = N \,.\, 1000 \,.\, V_n \,.\, L \qquad (3.15)$$

Q_{10} : Vantilatör motorunun oluşturduğu ısı yükü (W),

N : Toplam vantilatör elektrik motorunun gücü (kW),

V_n : Her bir soğuk odadaki vantilatör sayısı (adet),

L : Soğuk oda sayısı (adet).

Evaporatör vantilatörleri yalnızca defrost süresince durdurulabilmekte, bazı defrost yöntemlerinde ise çalışmasını sürdürmesine izin verilmektedir. Her bir defrost için kabul edilen ortalama süre 10- 15 dakika olup bir günde yapılacak defrost sayısı, sistem soğutma kapasitesinin büyüklüğüne bağlıdır. Depolama sıcaklığına getirilmiş meyveler için her altı saatte bir kez defrost yeterli görülmektedir (Adre ve Hellickson 1989).

3.7.11 Aydınlatma lambalarının yaydığı ısı

Ürünün depoda bulunduğu dönemde günlük çalışma süresince odaların aydınlatılmalarından doğan ısı yükü; oda sayısı, odadaki lamba sayısı ve her bir lambanın elektriksel gücü çarpılarak bulunur:

$$Q_{11} = k \cdot r \cdot l \qquad (3.16)$$

Q_{11} : Lambaların oluşturduğu ısı yükü (W),
k : Bir günde yükleme yapılan oda sayısı (adet / gün),
r : Her bir soğuk odadaki lamba sayısı (adet),
l : Her bir lambanın elektrikse gücü (W).

3.7.12 Depo personelinin oda içi çalışmalarından ileri gelen ısı yükü

Soğutulan odada çalışan insanların yaydığı ısı miktarı bu odanın sıcaklığına, çalışan insanların bedensel gayretine ve giyimine, sayısına, hacmin içinde kaldıkları süreye, hacmin büyüklüğüne, dışarıdan soğuk hacme giriş- çıkış sıklığına bağlı olarak değişmektedir.

Forklifti çalıştıran bir işçinin çevresine yaydığı ısı yükü:

$$Q_{12} = R \cdot \frac{E_k}{S} \cdot G_t \cdot D \qquad (3.17)$$

Q_{12} : Forklifti çalıştıran işçinin yaydığı ısı miktarı (W),
R : Her bir işçi için ısı yayılım miktarı (W),
E_k : Depoya bir günde yüklenen kasa sayısı (adet / gün),
S : Forkliftin her seferde taşıyabileceği kasa sayısı (adet),
G_t : Günlük çalışma süresi (ortalama 10 saat),

D : Soğuk oda içerisinde çalışma süresinin günlük çalışma süresine oranı.

İnsanlardan gelen ortalama soğuk oda ısı yükü Çizelge 3.13'de verilmiştir (Özkol 2004):

Çizelge 3.13 Çalışan personelden kaynaklanan ortalama soğuk oda ısı yükü

Oda sıcaklığı (^{0}C)	**Yayılan ısı yükü (kcal / h × şahıs)**	**Oda sıcaklığı (^{0}C)**	**Yayılan ısı yükü (kcal / h × şahıs)**
+10	180	**-10**	290
+5	210	**-15**	315
0	235	**-20**	340
-5	260	**-25**	365
Sık sık girip çıkma halinde % 10 ile % 25 eklenecektir.			

Forklift ile çalışıldığında orta derecede bir bedensel zorlama içerisinde bulunulduğu kabul edilmektedir. Orta güçteki çalışmalar için yayılan ısı 0,23- 0,29 kW arasındadır (Dağsöz 1990).

Soğuk depoya ilişkin günlük soğutma yükü, 3.7.1'den 3.7.12'ye dek 12 başlık altında toplanan ısı yüklerinin toplanmasıyla elde edilir. Kompresörün günlük çalışma süresi 16 saat kabul edildiğinde depo için saatlik toplam soğutma yükü aşağıdaki eşitlik ile elde edilir (Ayık 1985) :

$$Q_T = \frac{Q}{t_ç} \qquad (3.18)$$

Q_T : Soğuk deponun saatlik toplam soğutma yükü (W),

Q : Soğuk deponun toplam soğutma yükü (W),

$t_ç$: Kompresörün günlük çalışma süresi (ortalama 16 saat).

3.8 Soğutma Kompresörleri

Kompresörler, soğutma devresinin alçak basınç bölgesindeki düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharını emerek yoğuşturucuya pompalayan iş makineleridir. Kompresörün bu işlem için sahip bulunması gereken gerçek kapasite, evaporatörden emilip kondensere basılan soğutucu akışkan buharının birim zamanda taşıdığı ısı miktarına, yani sistem soğutma kapasitesine eşit olmalıdır (Savaş 1987).

Soğutma Kompresörünün Sistemdeki Görevi:

• Buharlaştırıcı-soğutucudaki ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak.
• Buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan seviyeye çıkartmaktır.

İdeal bir kompresörde bulunması gereken karakteristik özellikler:

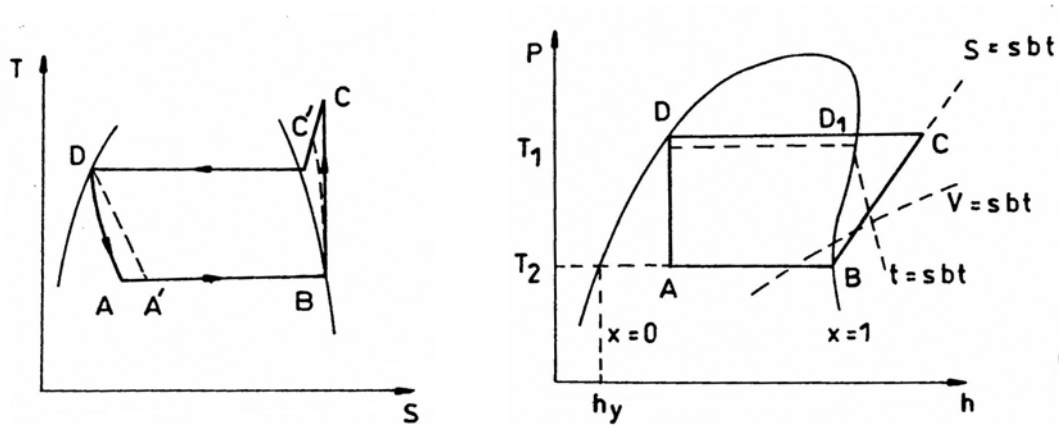
• Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi - çalışma rejimine uyabilme,
• İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,
• Verimlerin kısmi yüklerde de düşmemesi,
• Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi,
• Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması,
• Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması,
• Daha az bir güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi,
• Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olmasıdır.

Kompresör kapasitesi, sistem soğutma kapasitesinden düşükse buharlaşma sıcaklığı ve dolayısıyla buharlaşma basıncı yükseldiğinden kompresör aşırı zorlanır. Soğutma kapasitesinden daha yüksek kompresör kapasitesi ise buharlaşma sıcaklık ve basıncını azaltarak alçak basınç bölgesinin vakum basıncına kadar düşmesine yol açabilir. Bu durumda kompresör boğaz körüğü ve vana salmastralarından devreye atmosfer basıncı sızar. Akışkanın yanında havanın da sistemde dolaşması demek olan bu durum yoğuşma

basıncını yükselterek soğutma veriminin azalmasıyla sonuçlanır. Çok düşük oda sıcaklıklarında gerçekleşen buharlaşma, evaporatörde karlanma yaparak yine kompresörün işini artıracak yönde etkir. Bu sorunları en aza indirmek için özellikle 41800 kJ / h' i aşan soğutma kapasitelerinde, kompresörün soğutucu akışkan debisine kumanda eden kapasite ayar sistemleri kullanılmalıdır (Savaş 1987).

Kompresörün yaptığı işin ve kompresör soğutma kapasitesinin belirlenmesinde ön koşul, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının bilinmesidir. Yoğuşma sıcaklığı, kondansör ısı transfer yüzeyi ve yoğuşturma ortamının sıcaklığına bağlı olarak saptanır. Isı transferine konu olan yüzeyin artırılma olanağı kısıtlı bulunduğundan yoğuşma sıcaklığının yüksek tutulması gerekmektedir. Yoğuşma ve ortam sıcaklığı arasındaki farkın ise olanak ölçüsünde küçük olması, sınırlayıcı bir unsurdur (Savaş 1987). 0ºC dolayında soğuk muhafaza yapan depolarda buharlaşma sıcaklığı -10ºC olacak biçimde düzenlenir. Yoğuşma sıcaklığı, su soğutmalı kondansörlerde 30-35ºC alınabilmektedir. Ilıman bölgelerde küçük, tropikal bölgelerde daha büyük yoğuşma sıcaklıkları uygundur.

Evaporatörde soğutucu akışkan buharlaşırken B ve A noktaları arasındaki entalpi farkı kadar ısı, soğutma ortamından alınır (Şekil 3.14). Kompresörün sıkıştırdığı akışkana verdiği iş C ve B noktalarının entalpi farkı kadardır. Soğutucu akışkanın kondansör suyuna verdiği ısıysa C ve D noktalarındaki entalpi farkıdır.



Şekil 3.14 Soğutma çevrimine ilişkin termodinamik durum değişimlerinin incelenmesinde yararlanılan entropik ve entalpik diyagramlar

Soğutucu akışkanın buharlaşmak için soğuk odadan aldığı ısı nedeniyle yarattığı entalpi farkı "soğutma etkisini" ni verir. Soğutma yükü için gerekli soğukluğu sağlayacak bir kütlesel debi söz konusudur. Soğutma etkisinin kütlesel debiyle çarpımı "sistem soğutma kapasitesi" dir. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça ya da buharlaşma sıcaklığı düştükçe aynı soğutma kapasitesi için gerekli akışkan miktarı artar.

Soğutma etkisi aşağıdaki eşitlikle gösterilebilir:

$$SE = h_b - h_d \qquad (3.19)$$

SE : Soğutma etkisi (kJ / kg),
h_b : Kompresöre emilen soğutucu akışkanın doygun buhar entalpisi (kJ / kg),
h_d : Soğutucu akışkanın genleşme ventiline giriş entalpisi (kJ / kg).

Sistem soğutma kapasitesinin hesaplanması ise şöyledir:

$$SK = \frac{QT \cdot 3600}{1000} \qquad (3.20)$$

SK : Sistem soğutma kapasitesi (kJ / h),
QT : Soğuk deponun saatlik toplam yükü (W).

Teorik maksimum soğutma katsayısı negatif CARNOT çevriminin soğutma katsayısıdır:

$$COP = \frac{t_e + 273}{t_k - t_e} \qquad (3.21)$$

COP : Maksimum soğutma katsayısı (Performans katsayısı),
t_e : Buharlaşma sıcaklığı (°C),
t_k : Yoğuşma sıcaklığı (°C).

Evaporatörün en yüksek soğutma etkinliğine göre maksimum gerçek soğutma katsayısı aşağıdaki gibi düzenlenir:

$$MSK = \eta_{ev} \cdot COP$$

MSK : Düzenlenmiş maksimum soğutma katsayısı,

η_{ev} : Evaporatörün soğutma etkinliği,

COP : Maksimum soğutma katsayısı.

Kompresörün sıkıştırdığı her kg soğutucu akışkana uygulanan sıkıştırma işi (Savaş 1987):

$$W_{ks} = h_c - h_b \qquad (3.22)$$

W_{ks} : Birim soğutucu akışkan miktarına uygulanan sıkıştırma ısısına eşdeğer iş (kj/kg),

h_c : Soğutucu akışkanın kızgın buhar durumundaki entalpisi (kj/ kg),

h_b : Kompresöre emilen soğutucu akışkanın doygun buhar entalpisi (kj/ kg).

Kütlesel debi, sistem soğutma kapasitesine bağlı olarak 3. 23 eşitliğinden bulunur:

$$m = \frac{SK}{MSK \cdot W_{ks}} \qquad (3.23)$$

m : Soğutucu akışkanın kütlesel debisi (kg/ h),

SK : Sistem soğutma kapasitesi(kj/ h),

MSK : Düzenlenmiş maksimum soğutma katsayısı,

W_{ks} : Birim soğutucu akışkan miktarına uygulanan sıkıştırma ısısına eşdeğer iş (kj/kg).

Kompresöre evaporatörden emilen soğutucu akışkanın hacimsel debisi, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığındaki özgül hacmine bağlıdır (Volkan 1992):

$$V_d = m \cdot v \qquad (3.24)$$

V_d : Soğutucu akışkanın hacimsel debisi (m^3 / h),

m : Soğutucu akışkanın kütlesel debisi (kg / h),

v : Buharlaşma sıcaklığındaki özgül hacim (m^3 / h).

3.8.1 Volumetrik verim hesabı

Volumetrik verim, kompresör silindirinden geçen akışkan buharı hacminin silindir hacmine oranıdır. Kompresöre giriş ve çıkıştaki basınç değerleri ile strok hacmi,

volumetrik verimi en çok etkileyen unsurlardır. Genel kural olarak küçük güçlü kompresörlerin volumetrik verimi de düşüktür.

Proje hesaplamalarında gerekli volumetrik verimi bulmayı sağlayan ilişki şöyledir (Savaş 1987) :

$$\eta_v = P_v \cdot \left\{ 1 - \frac{V_s}{V_{st}} \cdot \left[\left(\frac{1{,}1 \cdot P_k}{0{,}9 \cdot P_e} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \qquad (3.25)$$

η_v : Volumetrik verim,

P_v : Kompresörden basılan soğutucu akışkan hacminin kompresöre emilen akışkan hacmine oranı (Termik pompalama verimi),

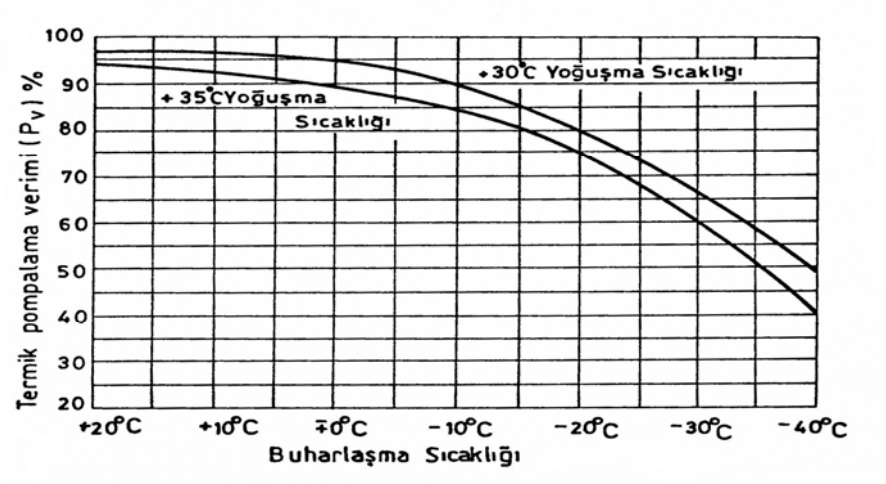
$\frac{V_s}{V_{st}}$: Silindir ölü hacminin strok hacmine oranı (Kompresör boşluk oranı da denen bu değer genellikle 0,06 alınmaktadır),

P_k : Kondansördeki yoğuşma basıncı (Pa),

P_e : Evaporatördeki buharlaşma basıncı (Pa),

n : Politropik üs.

Termik pompalama verimi, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak Şekil 3.15 yardımıyla belirlenir.



Şekil 3.15 Termik pompalama veriminin çeşitli buharlaşma sıcaklıklarında yoğuşma sıcaklığa bağlı değişimi (Savaş 1987)

Kompresör pistonunun üst ölü noktasıyla silindir tavanı arasındaki boşluğa ölü hacim (klierans) adı verilmektedir. Basma stroğu tamamlandığında bu boşlukta kalan yüksek basınçlı soğutucu akışkan, pistonun alt ölü noktaya dönüşündeki ilk ivmelenmeye yardımcı olmaktadır. Sıkıştırma oranı arttıkça klierans boşluğunda kalan gaz basıncı nedeniyle silindire emiş gecikir. Emilen akışkan hacminin azalması nedeniyle volumetrik verim düşer. Büyük klierans boşlukları, basma hattına verilemeyen yüksek sıcaklıklı gaz akışkanın silindirde kalmasına yol açar. Silindire emilen akışkan, daha sıkıştırılmadan silindirdeki ısıyı alır ve kompresörün soğutulma sorunu belirir. Düşey pistonlu amonyak kompresörlerinde bırakılan boşluk 0,7-1 mm, yatay pistonlularda 2-3 mm'dir (Altınkurt 1990).

Politropik üs değeri aşağıdaki eşitlik yardımı ile hesaplanır (Savaş 1987) :

$$n = \frac{\log \frac{P_k}{P_e}}{\log \frac{v_b}{v_c}} \qquad (3.26)$$

n : Politropik üs,

P_k : Kondenserdeki yoğuşma basıncı (Pa),

P_e : Evaporatördeki buharlaşma basıncı (Pa),

v_b : Kompresöre emilen soğutucu akışkanın özgül hacmi (m^3 / kg),

v_c : Kondensere basılan soğutucu akışkanın özgül hacmi (m^3 / kg).

Kompresör pistonlarının emdiği soğutucu buhar halindeki akışkan miktarı şu ilişki ile hesaplanabilir (Volkan 1992):

$$Vb = \frac{Vd}{60 \cdot nk \cdot ns} \cdot P_v \cdot 10^6 \qquad (3.27)$$

Vb : Kompresör silindirine emilen gaz fazındaki akışkan hacmi (cm^3),

Vd : Soğutucu akışkanın hacimsel debisi (m^3 / h),

nk : Kompresör devir sayısı (min^{-1}),

ns : Kompresörün silindir sayısı (adet),

P_v : Termik pompalama verimi.

Kompresörün her bir silindire ait strok hacmi ise hesaplanırken aşağıdaki denklem kullanılır (Volkan 1992):

$$V_{st} = \frac{Vb}{\eta_v} \qquad (3.28)$$

V_{st} : Kompresör silindirlerinin strok hacmi (cm^3),
Vb : Kompresör silindirine emilen soğutucu akışkan buharının hacmi (cm^3),
η_v : Volumetrik verim.

Kompresör silindirinde strok uzunluğu silindir çapına eşit kabul ederek silindirlerden her birinin çapının hesaplanmasında 3. 29 eşitliği kullanılır :

$$D = \left[\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi}\right]^{\frac{1}{3}} \qquad (3.29)$$

D : Kompresör silindirlerinin çapı (cm),
V_{st} : Kompresör silindirlerinin strok hacmi (cm).

Soğutucu akışkanın kompresör aracılığıyla evaporatörden kondensere taşıdığı saatlik ısı miktarı kompresörün kuramsal soğutma kapasitesini belirler (Zorkun 1980):

$$QKL = \frac{V_{st}}{10^6} \cdot Sa \cdot n_s \cdot n_k \cdot 60 \qquad (3.30)$$

QKL : Kompresörün kuramsal soğutma kapasitesi (kj / h),
V_{st} : Kompresörün silindirlerinin stok hacmi (cm^3),
Sa : Soğutucu akışkanın soğutma kapasitesi (kj / m^3),
n_s : Kompresörün silindir sayısı (adet),
n_k : Kompresör devir sayısı (min^{-1}).

Uygulamada gerçek kompresör kapasitesi, kuramsal kompresör kapasitesinin volumetrik verimle çarpımıyla bulunur :

$$QGK = QKL \,.\, \eta_v \qquad (3.31)$$

QGK : Kompresörün gerçek soğutma kapasitesi (kj / h),

QKL : Kompresörün kuramsal soğutma kapasitesi (kj / h),

η_v : Volumetrik verim.

Kompresör kapasitesinin günlük soğutma yüküne bağlı bir büyüklük olan sistem soğutma kapasitesine eşit olması gerekir. Soğutma kapasitesi kritik soğutma yükü için belirlenmekte olup deponun yüklenme periyodu sonunda soğutma yükü gereksinimi azalır. Bu nedenle kompresör soğutma kapasitesi, ayar mekanizmaları yardımıyla sistem soğutma kapasitesi düzeyine göre düzenlenmelidir. Bu amaçla kompresörün %50, %75 ve tam yükte çalışma koşularına ayarlanması olanaklıdır.

3.8.2 Kompresörün gereksinim duyduğu elektrik motoru güç hesabı

Kompresörün elektrik motoru güç gereksinimi 3.32 eşitliğiyle belirlenir (Suntur 1985):

$$N = \frac{QGKD}{MSK \cdot 3600} \cdot \frac{c}{\eta_m} \qquad (3.32)$$

N : Kompresöre gerekli elektrik motoru gücü (kW),

QGKD : Kompresörün düzenlenmiş gerçek soğutma kapasitesi (kj / h),

MSK : Düzenlenmiş maksimum soğutma katsayısı,

c : Çarpım katsayısı,

η_m : Mekanik verim (0,75 kabul edilebilir).

Eşitlikte, düzenlenmiş maksimum soğutma katsayısı ile 3600 sabitinin çarpımı 1 kWh'lik güç tüketerek soğutma yapmaya gerekli enerjiyi kj cinsinden verir. Bu değere "özgül soğutma gücü" denir.

Elektrik motorunun güç gereksinimi, kullanılacak elektrik motoru sayısına göre standart bir üst güç sınıfına konularak belirlenir.

Elektrik motorları genellikle kalkış momentini sağlayabilme durumları göz önüne alınarak seçilirler. Soğutmada asıl önemli nokta, soğutmanın başlangıcındaki buharlaşma sıcaklığının, normal rejime geçinceye dek yüksek kalmasıdır. Bu nedenle soğutma kapasitesinin kısa süre için yükselerek güç gereksinimini artırması söz konusudur.

3.9 Isı Değiştiricilere İlişkin Hesaplamalar

Belirli kapasitede bir ısı alışverişi için gerek duyulan ısı değiştiricinin boyutlandırılmasında şu aşamalar izlenir (Kıncal 1983) :

i. Isı akış düzenine göre ortalama sıcaklık farkının bulunması,
ii. Bileşik ısı transfer katsayısının hesaplanması (Çözüm sağlamaya ilişkin değerler ya da gerek duyulan özel işlemler elde edilemediğinde daha önce saptanmış bileşik ısı transfer katsayıları kullanılabilir),
iii. Bileşik ısı transfer katsayısı, ortalama sıcaklık farkı ve transfer ısısı,
iv. Isı transfer kapasitesinin sağlanabilmesi için ısıtma ya da soğutma ortamındaki akış hızı ve akışkanların sıcaklık değerlerinin bulunması, yardımıyla ısı transfer alanının bulunması,
v. Bulunan ısı transfer alanına uygun ısı transferi sağlayabilecek ısı değiştiricinin boyutlarının belirlenmesi.

Bu aşamalardaki verilerin elde edilmesi amacıyla bilgisayar programındaki işlem sırasına göre yararlanılan ilişkiler aşağıda verilmiştir.

3.10 Evaporatöre İlişkin Hesaplamalar

Bir soğutma sisteminde evaporatör, sıvı soğutkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamda ısıyı aldığı cihazdır. Diğer bir ifadeyle evaporatör bir soğutucudur.

Evaporatörün yapısı; soğutkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin ısısını iyi bir ısı geçişi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve soğutkanın giriş ve çıkıştaki basınç farkını en az düzeyde tutacak şekilde seçilmelidir.

Evaporatör tipleri uygulamada 3 ana grupta toplanırlar:

1. Gaz haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler
2. Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler
3. Katı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler

Soğuk depolarda depo koridorundan emilen hava evaporatör üzerinden odalara verilir. Evaporatörden geçerken soğutulan havanın, soğuk oda sıcaklığını belirli bir düzeyde

tutabilmesi için belirli bir hız değerini sağlaması gerekir. Bu tip hava soğutucu evaporatörlerde, havanın düşük ısı transfer katsayısını olabildiğince yüksek tutmak ve hava geçiş yüzeylerini artırmak amacıyla borulara kantçıklara eklenebilir (Özkol 1988).

Kanatçıklar boru üzerine dizilirken aralarında bırakılması gereken açıklık; ısı transferinin büyüklüğüne etkisi nedeniyle sistem soğutma kapasitesiyle ve evaporatör yüzeyindeki buzlanma durumuyla yakından ilgilidir. Sözü edilen açıklıklar buzlanmayla kaplanarak kanatçıkların etkinliğini düşürmemelidir. Soğuk muhafaza odalarında kullanılan evaporatörlerde kanatçıklar arasında 10 mm bırakılırken donmuş muhafazada bu değer 16,67 mm'ye yükselir. 1 m evaporatör boyu için soğuk muhafazada 100, donmuş muhafazada 60 olan kanatçık sayısı, dondurma tünellerinde 45'e inmektedir (Anonymous1983).

Evaporatör üzerinden geçen hava hızı, evaporatör alın yüzeyi kesitin göre ortalama 3 m/s olacak şekilde hesaplanmaktadır. Kanatçık ve boruların kesit içinde daralmaya neden olması ve daralan kesitten geçen hava hızının kesit daralma oranından daha fazla artması, bileşik ısı transfer katsayısının hesabından hava hızının 5 m/s alınmasını gerektirmektedir.

Koridordan soğuk odaya alınan ve kanatçıklarla karşılaşan hava için Reynold sayısı :

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot l \cdot \rho}{\mu} \qquad (3.33)$$

Re : Evaporatör boyunca ilerleyen havanın Reynolds sayısı ,

V : Hava hızı (m / s),

l : Kanatçık için karakteristik uzunluk (m),

ρ : Havanın özgül kütlesi (kg. s^2 / m^2),

μ : Hava için dinamik viskozite (kg .s / m^2).

Isı transfer yüzeyinin düz levha biçiminde olduğu zorlanmalı ısı taşınımı için kanatçıkların konvektif ısı transfer katsayısı hesabında Nusselt sayısı (Ayık 1985) :

$$\mathrm{Nu} = 0{,}664 \cdot \mathrm{Re}^{0,5} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3} \qquad (3.34)$$

Kanatçıkların konvektif ısı transfer katsayıları ise:

$$\alpha_d = \frac{N_u \cdot k_a}{l} \qquad (3.35)$$

α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/ m^2 .°C),

Nu : Nusselt sayısı,

k_a : Havanın ısı iletim katsayısı (W /m.°C),

l : Kanatçık için karakteristik uzunluk (m).

Ülkemizde soğuk muhafazada en çok kullanılan evaporatör bloklarının kalınlıklarına uygun olarak 5 m/s hava hızı için karşılaşılan direnç değerleri Çizelge 3.14'de verilmiştir (Anonymous 1983).

Çizelge 3.14 10 mm kanatçık aralığı bulunan soğuk muhafaza evaporatörlerinden farklı boru sayıları ve 5 m/s hava hızında, blok kalınlığıyla hava direncinin değişimi

Evaporatörde paralel boru sayısı	**Blok kalınlığı (cm)**	**Direnç (Pa)**
4	28	70
6	42	90
8	56	110
10	70	130
12	84	150
14	98	170
16	112	190

Evaporatör boruları içindeki konvektif ısı transfer katsayısının uygulamadaki yaklaşık değerleri için Çizelge 3.15'den yararlanılmıştır.

Bileşik ısı transfer katsayısı, tek katmanlı boru yüzeyleri için 3.36 eşitliğiyle belirlenmiştir (Ayık 1985) :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \cdot r_i} + \frac{1}{\lambda}.\ln\frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d \cdot r_d}} \qquad (3.36)$$

K : Bileşik ısı transfer katsayısı (W/m.°C),

α_i : Evaporatör borularının iç yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C),

r_i : Evaporatör borusunun iç yarıçapı (m),

λ : Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı (W / m .°C),

r_d : Evaporatör borusunun dış yarıçapı (m),

α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C).

Boru et kalınlığı boru çapına göre ince olduğundan boru cidarının ısı transferine direnci yok sayılarak bileşik ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanmıştır :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_d}} \qquad (3.37)$$

K : Evaporatörün bileşik ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C),

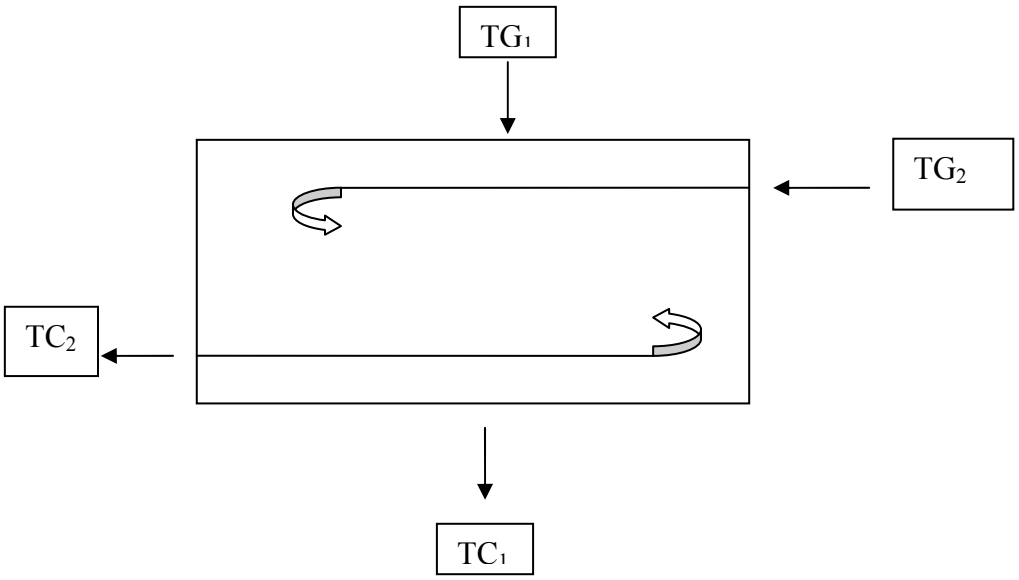
α_i : Evaporatör borularının iç yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2 .°C),

α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C).

Çizelge 3.15 Boru iç yüzeyleri için konvektif ısı transfer katsayıları (Suntur 1985)

Akışkan hızı (m/ s)	**Yüzeyin ortalama ısı transfer katsayısı (W/ $m^2.^0C$)**	**Geçerli olduğu ortam ve muhafaza koşulları**
0,44- 0,6 **0,48- 0,6**	1163- 1396 1163- 1768	Zorlanmış konveksiyonla sebze, meyve, balık, yumurta muhafazası, donmuş muhafaza
0,5- 0,6	1535- 1628	Düşük sıcaklıklı soğutma sınır
0,5- 1	1535- 2838	Serin basınçlı havayla soğutma
0,8- 1	2379- 2791	İklimlendirme tesisi için hava soğutucusu
3,5- 4	5815- 6280	Şok dondurma uygulamaları, dondurma tünelleri, yüksek hızlı hava akışlı dondurucular
3,5- 5 **9- 11**	5815- 7216 10281- 11770	Boru demetli evaporatör, evaporatif kondenser
9- 8	5350- 13550	Kanatlı borulu hava soğutucuları
4- 5	6280- 7211	Kurutma, ürün işleme ve paketleme odaları
8- 9	9537- 10118	Şok donduruculu frigorifik araçlar

Zorlanmış konveksiyonlu evaporatörler ister çıplak borulu ister kanatlı borulu olsun ; hava akımı ile borulardan akış halindeki soğutucu akışkan çapraz akım oluşturur.



Şekil 3.16 Evaporatörden geçen sıcak ve soğuk akışkanların gösterimi

Çapraz akım için aritmetik ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta M = \frac{(TG_1 - TG_2) + (TC_1 - TC_2)}{2} \qquad (3.38)$$

ΔM : Aritmetik ortalama sıcaklık farkı (°C),

TG_1 : Havanın evaporatörden geçişindeki ilk sıcaklığı (°C),

TG_2 : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı (°C),

TC_1 : Havanın evaporatörden ayrıldığı sıcaklık (°C),

TC_2 : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı (°C).

Evaporatör yüzey alanı aşağıdaki eşitlikten hesplanır (Ertaş 1984) :

$$A = \frac{QGKD}{3{,}6 \cdot K \cdot \Delta M} \qquad (3.39)$$

A : Evaporatörün toplam alanı (m^2),

QGKD : Düzenlenmiş kompresör kapasitesi (kj / h),

K : Evaporatörün bileşik ısı transfer katsayısı ($W/m^2 .°C$),

ΔM : Aritmetik ortalama sıcaklık farkı (°C).

3.10.1 Evaporatör kanatçık veriminin bulunması

Evaporatör kanatçık verimi 3. 39 eşitliğiyle bulunur (Foust 1960):

$$\eta f = \frac{(\Delta T)_m}{\Delta T_1} = \frac{\tanh \cdot m \cdot l}{m \cdot l} \qquad (3.40)$$

$(\Delta T)_m$: Kanatçık sıcaklığı ile kanatçığı çevreleyen akışkan sıcaklığının farkı (Kanatçık boyunca ortalama bir değerdi) (°C),

ΔT_1 : Kanatçığın evaporatör borusuyla kesiştiği bölgedeki sıcaklık ile soğuk oda sıcaklığı arasındaki fark (°C),

m : Kanatçık verim faktörü,

l : Kanatçık için karakteristik uzunluk (m),

tanh : Hiperbolik tanjant fonksiyonu.

Kanatçık veriminin hesaplanabilmesi için kanatçık verim faktörünün bilinmesi gerekir. Sabit kesitli kanatçıklar için verim faktörü (Kakaç 1982) :

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_d \cdot Pk}{k_s \cdot Ak}} \qquad (3.41)$$

m : Kanatçık verim faktörü (m^{-1}),

α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı ($W/m^2.°C$),

Pk : Kanatçık çevresi (m),

k_s : Kanatçık malzemesinin ısı iletim katsayısı (W/m.°C),

Ak : Her bir kanatçığın toplam ısı transfer yüzeyi (m^2).

Kanatçığın ortasından geçen evaporatör borusu, kanatçığın ısı transfer yüzeyini (Ak) azaltır. Buna karşın ısı transferi, kanatçığın her iki yüzeyinden gerçekleşmektedir:

$$Ak = 2 (l^2 - \pi . r^2) \qquad (3.42)$$

Ak : Her bir kanatçığın toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),

l : Kanatçık için karakteristik uzunluk (m),

r : Evaporatör borusunun dış yarıçapı (m).

Hiperbolik tanjant fonksiyonu kanatçık verimine uyarlandığında 3.43 eşitliği elde edilir:

$$\tanh m.\, l = \frac{\exp(m \cdot l) - e(-m \cdot l)}{\exp(m \cdot l) + e(-m \cdot l)} \qquad (3.43)$$

Kanatçıkların ısıl verimi, konvektif ısı transfer katsayısının artışıyla ters orantılıdır. Soğutucu akışkanlarla soğutma yapılan ısı değiştiricilerde kullanılan kanatçıklar yüksek verim değerleri sağlarken, soğutucu akışkan olarak su kullanıldığında ısı transferinde kanatçıkların ısıl verimi oldukça düşer (Kakaç 1982).

Kanatçıklarla hava arasındaki ısı transferi, kanatçığa taban kısmında iletilen ısı miktarına bağlı olduğundan evaporatör borularının cidar sıcaklığının saptanması zorunludur. Boru cidar sıcaklığı iki akışkanın sıcaklığına bağlı olarak bulunabilir (Kakaç 1990).

$$t_w = \frac{(TG_1 + TC_1) + (TG_2 + TC_2)}{2} \qquad (3.44)$$

t_w : Evaporatör borularının cidar sıcaklığı (°C),
TG_1 : Havanın evaporatörden geçişindeki ilk sıcaklığı (°C),
TG_2 : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı (°C),
TC_1 : Havanın evaporatörden ayrıldığı sıcaklık (°C),
TC_2 : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı (°C).

Kanatçık sıcaklığının, karakteristik uzunluk boyunca sabit ve cidar sıcaklığına eşit olması koşulunda kanatçık yüzeyinde gerçekleşen en büyük ısı transferi ise (Kakaç 1982):

$$Qk = \alpha_d \cdot Ag \cdot (t_w - t_2) \qquad (3.45)$$

Qk : Kanatçık yüzeylerinden geçen toplam ısı transfer miktarı (W),
α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki ısı transfer katsayısı ($W/m^2.°C$),
Ag : Kanatçıların toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),
t_w : Evaporatör borularının cidar sıcaklığı (°C),

t_2 : Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

Kanatlı borulu bir evaporatör için toplam ısı transferi (Kakaç 1982):

$$Q_e = \eta_f \cdot Ag \cdot \alpha_d \cdot (t_w - t_2) + (A - Ag) \cdot \alpha_i \cdot (t_w - t_2) \qquad (3.46)$$

Q_e : Kanatlı borulu evaporatör için toplam ısı transfer miktarı (W),
η_f : Kanatçık verimi,
Ag : Kanatçıkların toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),
A : Evaporatörün toplam alanı (m^2),
α_d : Evaporatörün dış yüzeyindeki ısı transfer katsayısı ($W/m^2.°C$),
α_i : Evaporatör borularının iç yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı ($W/m^2.°C$),
t_w : Evaporatör borularının cidar sıcaklığı (°C),
t_2 : Soğuk muhafaza sıcaklığı (°C).

Kanatçıklı yapıdaki evaporatörlerde hesaplanması gereken toplam yüzey alanı başlıca üç grupta incelenebilir (Ballaney 1983):

i. Evaporatör kanatçıklarının toplam ısı transfer yüzeyi,
ii. Boru dış yüzeyleri (Kanatçıklarla ortak yüzey oluşturan kısımları hariç),
iii. Boru kıvrımlarının yüzey alanı.

Kanatçıkların toplam ısı transfer yüzeyi 3. 47 numaralı eşitlikten bulunur:

$$Ag = Ak \cdot Lb \cdot n \qquad (3.47)$$

Ag : Kanatçıkların toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),
Ak : Her bir kanatçığın toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),
Lb : Evaporatörün toplam boru uzunluğu (m),
n : Her bir metre boru uzunluğundaki kanatçık sayısı (adet/m).

Evaporatörde kanatçıklarla ortak yüzey oluşturmayan düz boruların alanı:

$$Aeb = \pi \cdot d \cdot Lb \cdot (1 - lk \cdot n) \qquad (3.48)$$

Aeb : Evaporatörün düz borularının yüzey alanı (m^2),
d : Evaporatör borusu dış çapı (m),

Lb : Evaporatörün toplam boru uzunluğu (m),

lk : Her bir kanatçığın kalınlığı (m),

n : Her bir metre boru uzunluğundaki kanatçık sayısı (adet / m).

Boru kıvrımlarının yüzey alanı ise:

$$Abk = \pi^2 \cdot \frac{d_c}{2} \cdot d \cdot (Bs - 1) \qquad (3.49)$$

Abk : Boru kıvrımlarının yüzey alanı (m^2),

d_c : Boru kıvrımlarının bükülme çapı (m),

d : Evaporatör borusu dış çapı (m),

(Bs-1) : Evaporatörde boru kıvrımı sayısı (adet).

Buna göre, evaporatörün toplam ısı transfer alanı (Volkan 1992):

$$A = Ag + Aeb + Abk \qquad (3.50)$$

A : Evaporatörün toplam alanı (m^2),

Ag : Kanatçıkların toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),

Aeb : Evaporatörün düz borularının yüzey alanı (m^2),

Abk : Boru kıvrımlarının yüzey alanı (m^2).

Evaporatör borularının uzunluğunun hesaplanmasında 3.51 numaralı eşitlikten yararlanılır (Özkol 2004):

$$Lb = \frac{A - \pi^2 \cdot \frac{d_c}{2} \cdot d \cdot (Bs - 1)}{Ak \cdot n + \pi \cdot d \cdot (1 - lk \cdot n)} \qquad (3.51)$$

Lb : Evaporatör borularının uzunluğu (m),

A : Evaporatörün toplam alanı (m^2),

d_c : Boru kıvrımlarının bükülme çapı (m),

d : Evaporatör borusu dış çapı (m),

(Bs-1) : Evaporatörde boru kıvrımı sayısı (adet),

Ak : Her bir kanatçığın toplam ısı transfer yüzeyi (m^2),

n : Her bir metre boru uzunluğundaki kanatçık sayısı (adet /m),

lk : Her bir kanatçığın kalınlığı (m).

Soğuk odada bulunan her bir evaporatörün uzunluğu ise :

$$Lt = \frac{Lb}{s \cdot Bs} \qquad (3.52)$$

Lt : Her bir evaporatörün uzunluğu (m),
Lb : Evaporatör borularının uzunluğu (m),
s : Her bir odadaki evaporatör sayısı (adet),
Bs : Evaporatörün paralel boru sayısı (adet).

Evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark (süperhit miktarı) , en az 5°C , en çok 7 °C' dir (Zorkun 1980). Buna göre tasarımda:

$$5 \leq (TC1 - TG1) \leq 7 \qquad (3.53)$$

$$5 \leq -10 - TG1 \leq 7 \qquad (3.54)$$

$$-15 \geq TG1 \geq -17 \qquad (3.55)$$

olması nedeniyle soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı ortalama –16°C olacaktır. Ayrıca soğutucu akışkanın %14 kadarı, genleşme ventilindeyken buharlaşmaktadır (Altınkurt 1990). Bu nedenle, evaporatörün gerçek verimi 3.56 eşitliği ile verilebilir :

$$\eta_{ev} = \left[\frac{QGKD}{0{,}86 \cdot m \cdot \left(c_{pa} \cdot (TC1 - TG1) + SBE \right)} \right] \qquad (3.56)$$

η_{ev} : Evaporatör verimi ,
QGKD : Düzenlenmiş kompresör kapasitesi (kj / h),
m : Soğutucu akışkanın kütlesel debisi (kg/h),
c_{pa} : Soğutucu akışkanın özgül ısısı (kj / kg. °C),
TG1 : Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığı (°C),
TC1 : Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığı (°C),
SBE : Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığındaki entalpisi (kj /h).

3.11 Kondansöre ilişkin hesaplamalar

Soğutma sisteminde soğutkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olan ısının sistemden alınması kondansörde yapılır. Böylece soğutkan sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genleştirilerek evaparatörden ısı alacak duruma getirilir.

Kondansördeki ısı alışverişi 3 safhada gerçekleşir:

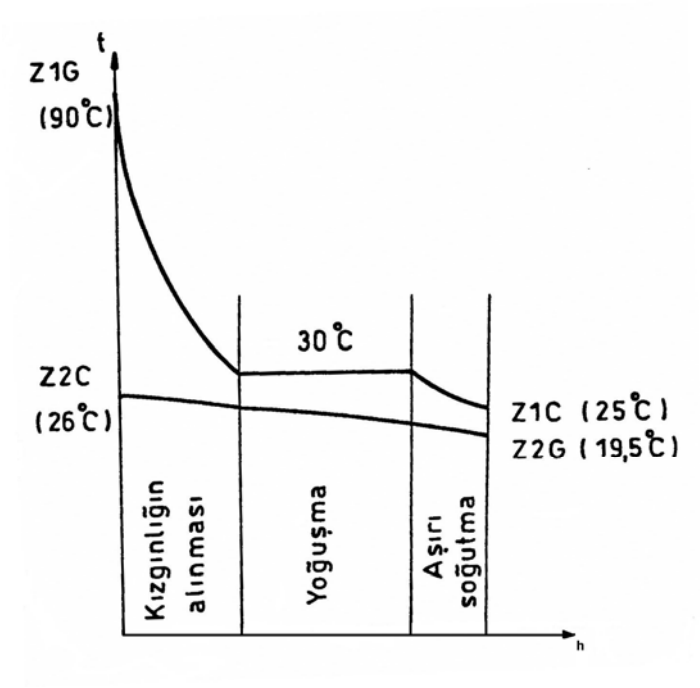
1.Kızgınlığın alınması
2.Soğutkanın yoğunlaşması
3.Aşırı soğutma

3 değişik tip kondansör mevcuttur:

1.Su Soğutmalı Kondansörler
2.Hava ile Soğutmalı Kondansörler
3.Evaporatif (Hava - Su) Kondansörler

Uygulamada hangi tip kondansör kullanılacağı genellikle ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan su soğutmalı ve evaporatif kondansörlerde yoğuşum sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik veriminin daha yüksek olacağı bir gerçektir ve bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir.

Küçük ve orta kapasiteli soğuk depolarda yaygın kullanılan kondansör, su soğutmalı yatay boru demetli olandır. Fiyatının ucuzluğu ve su tüketiminin azlığı yanında kapladığı hacim de küçüktür. Kullanılan soğutucu akışkan, kondansörün manto borusunun içine kızgın buhar olarak girerken; kondansör içindeki boruda dolaşan soğutma suyu, akışkanı soğutma görevini gerçekleştirir. Kondansörde soğutucu akışkanın ısısının alınmasında söz konusu aşamalar Şekil 3.17'de verilmiştir (Altınkurt 1990).



Şekil 3.17 Soğutucu akışkan ısısının alınma aşamaları

Çalışmada seçilen su soğutmalı borulu kazan tipi kondansörde ısı transferinin, soğutma suyu ve soğutucu akışkanın zıt yönlü akımlarıyla oluşturulması nedeniyle ortalama logaritmik sıcaklık farkı ters akımlı olarak hesaplanır (Volkan1992):

$$OLF = \frac{(Z1G - Z2C) - (Z1C - Z2G)}{\ln \frac{Z1G - Z2C}{Z1C - Z2G}} \qquad (3.57)$$

OLF : Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (°C),
Z1G : Soğutucu akışkanın kondansöre giriş sıcaklığı (°C),
Z1C : Soğutucu akışkanın kondansörden çıkış sıcaklığı (°C),
Z2G : Soğutma suyunun kondansöre giriş sıcaklığı (°C),
Z2C : Soğutma suyunun kondansörden çıkış sıcaklığı (°C).

Kondansör ısı yükü, kompresör soğutma kapasitesiyle kompresör sıkıştırma işinin ısıl eşdeğeri toplamıdır. Sıkıştırma işi, kütlesel debinin sıkıştırma entalpisi ya da kompresörü hareketlendiren elektrik motoru gücüne eşdeğerdir.

Kondansör ısı yükü :

$$QKON = QGKD + Ne \cdot 3600 \qquad (3.58)$$

QKON : Kondansör ısı yükü (kj/h),
QGKD : Düzenlenmiş kompresör kapasitesi (kj/h),
Ne : Elektrik motorunun gücü (kW).

Kondansör yükü genellikle kompresör soğutma kapasitesinin %20-30 üzerinden gerçekleşmektedir (Anonymous 1983) .

Kondansör soğutma suyunun kütlesel debisi 3. 59 eşitliğiyle bulunabilir :

$$M_{su} = \frac{QKON}{c_s \cdot (Z2C - Z2G)} \qquad (3.59)$$

QKON : Kondansör ısı yükü (kj /h),
M_{su} : Suyun kütlesel debisi (kg /h),
c_s : Suyun özgül ısısı (kj / kg.°C),
Z2G : Soğutma suyunun kondansöre giriş sıcaklığı (°C),
Z2C : Soğutma suyunun kondansörden çıkış sıcaklığı (°C).

Kondansör boruları, kanatçıklı olarak imal edilmişse düzgün sıralı, kanatçıksız yapıdaysa karışık sıralıdır (Suner 1969). Projede kanatçıksız borulu kazan tip kondansör için karışık sıralı boru dizilişi seçilmiştir.

Boru demeti için Nusselt sayısı (Ayık 1985):

$$Nu = 0{,}286 \cdot F_a \cdot \mathrm{Re}^{0,61} \qquad (3.60)$$

Nu : Nusselt sayısı,
F_a : Boru diziliş faktörü (karışık sıralı için F_{ak}),
Re : Reynold sayısı.

Karışık sıralı boru demeti için Nusselt sayısının hesaplanmasında yalnızca diziliş faktörünü değiştirerek yukarıda verilen eşitlik kullanılabilir:

$$F_{ak} = \frac{1{,}16}{\left(\frac{S1}{d_k}\right)^2} + 0{,}0084 \cdot \frac{Sq}{d_k} \qquad (3.61)$$

F_{ak} : Boru diziliş faktörü,

Sq : Komşu boruların enine eksenel uzaklığı (m),

S1 : Komşu boruların boyuna eksenel uzaklığı (m),

d_k : Boruların iç çapı (m).

Komşu boruların alın levhaları üzerindeki konumları gereği yatay ve düşey iki uzunluk değeri ise şöyle bulunur:

$$ls = \frac{Sq - 2 \cdot d}{2} \qquad (3.62)$$

$$rl = S1 - d \qquad (3.63)$$

ls : Komşu boruların dış çapları arasında bırakılan yatay uzaklık (m),

rl : Komşu boruların boş çapları arasında bırakılan düşey uzaklık (m),

Sq : Komşu boruların enine eksenel uzaklığı (m),

S1 : Komşu boruların boyuna eksenel uzaklığı (m),

d : Kondansör borularının dış çapı (m).

Alın levhasının eni, 3. 64 eşitliğiyle ve levhanın boyu da 3. 65 eşitliğiyle bulunmuştur (Volkan 1992):

$$NT = n \cdot d + (n-1) \cdot ls + 2 \cdot z \qquad (3.64)$$

$$BT = m \cdot d + (m-1) \cdot rl + 2 \cdot z \qquad (3.65)$$

NT : Alın levhasının eni (m),

BT : Alın levhasının boyu (m),

n : Kondansör alın levhasının her bir yatay sırasındaki boru sayısı (adet),

m : Kondansörün ayrıldığı varsayılan her bir dilimdeki boru sayısı (adet),

d : Kondansör borularının dış çapı (m).

ls : Komşu boruların dış çapları arasında bırakılan yatay uzaklık (m),

rl : Komşu boruların dış çapları arasında bırakılan düşey uzaklık (m),

z : Kondansörün alın levhasının kenar boşlukları (m).

Alın levhasının köşegenlerinin kesim noktası koordinatları (x_k ; y_b) olmak üzere;

$$x_k = \frac{NT}{2} \qquad (3.66)$$

$$y_b = \frac{BT}{2} \qquad (3.67)$$

yazılabilir. Bu durumda bu noktaların merkez koordinatlarını verdiği çemberin yarıçapı 3.68 eşitliğiyle hesaplanır :

$$Rz = \sqrt{x_k^{\,2} + y_b^{\,2}} \qquad (3.68)$$

Manto borunun çapı :

$$Dz = 2 \cdot Rz \qquad (3.69)$$

olarak bulunur.

Boru demetlerindeki su hızı 3. 70 numaralı eşitlikle bulunur (Kakaç 1990):

$$U_s = \frac{4 \cdot M_{su}}{\pi \cdot d_k^{\,2} \cdot \gamma \cdot 3600} \qquad (3.70)$$

U_s : Kondansör borusu içindeki soğutma suyunun hızı (m/s),

M_{su} : Suyun kütlesel debisi (kg/h),

d_k : Kondansör borularının iç çapı (m),

γ : Suyun özgül ağırlığı (kg /m^3).

Kondansör borularında iç yüzeydeki akış için Reynold sayısı :

$$\mathrm{Re} = \frac{U_s \cdot d_k \cdot \rho}{\mu} \qquad (3.71)$$

Re : Reynold sayısı,

U_s : Kondansör borusu içindeki soğutma suyunun hızı (m/s),

d_k : Kondansör borularının iç çapı (m),

μ : Suyun dinamik viskozitesi (kg.s/m^2).

Su için konvektif ısı transfer katsayısı 3. 72 eşitliğiyle belirlenir:

$$\alpha_s = \frac{Nu \cdot k_s}{d_k} \qquad (3.72)$$

α_s : Soğutma suyunun aktığı boru iç yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.^{0}C),

Nu : Nusselt sayısı,

k_s : Suyun ısı iletim katsayısı (W/m.°C),

d_k : Kondansör borularının iç çapı (m).

Manto borularından akan soğutucu akışkan için söz konusu eşdeğer çap şöyle bulunur (Ayık 1985):

$$de = \frac{Dz^2 - bn \cdot d^2}{Dz + bn \cdot d} \qquad (3.73)$$

de : Manto borularının eşdeğer çapı (m),

Dz : Manto boru çapı (m),

bn : Manto boru içindeki boru sayısı (adet),

d : Kondansör borularının dış çapı (m).

Manto boru içindeki boru sayısı ise :

$$bn = m \cdot n \qquad (3.74)$$

bn : Manto boru içindeki boru sayısı (adet),

n : Kondansör alın levhasının her bir yatay sırasındaki boru sayısı (adet),

m : Kondansörün ayrıldığı varsayılan her bir dilimdeki boru sayısı (adet).

Kondansör manto boru içerisinde ilerleyen soğutucu akışkan hızı (Kakaç 1990):

$$U_a = \left[\frac{4 \cdot QKON}{\pi \cdot d_e{}^2 \cdot c_{pa} \cdot \gamma_a \cdot (Z1G - Z1C) \cdot 3600} \right] \quad (3.75)$$

Ua : Kondansör içerisinde çıkışa ilerleyen soğutucu akışkan hızı (m/s),

QKON : Kondansör ısı yükü (kj / h),

de : Manto borularının eşdeğer çapı (m),

c_{pa} : Soğutucu akışkanın özgül ısısı (kj / kg .°C),

γ_a : Soğutucu akışkanın özgül ağırlığı (kg/m^3),

Z1G : Soğutucu akışkanın kondansöre giriş sıcaklığı (°C),

Z1C : Soğutucu akışkanın kondansörden çıkış sıcaklığı (°C).

Soğutucu akışkan için Prandtl sayısı:

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_{pa} \cdot \upsilon \cdot \gamma_a}{k_m} \quad (3.76)$$

Pr : Prandtl sayısı,

c_{pa} : Soğutucu akışkanın özgül ısısı (kj /kg .°C),

γ_a : Soğutucu akışkanın özgül ağırlığı (kg/m^3),

υ : Soğutucu akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s),

k_m : Soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m.°C).

Soğutucu akışkan için Reynold sayısı:

$$\mathrm{Re} = \frac{U_a \cdot d_e}{\upsilon} \quad (3.77)$$

Re : Reynold sayısı,

Ua : Kondansör içerisinde çıkışa ilerleyen soğutucu akışkan hızı (m/s),

de : Manto borularının eşdeğer çapı (m),

υ : Soğutucu akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s).

Gaz ve sıvı akışkanlardan tek boru dışı için Nusselt sayısı (Ayık 1985):

$$Nu = c \cdot \mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^{0,31} \quad (3.78)$$

Kullanılacak katsayılar Reynold katsayısına göre aşağıdaki çizelgeden alınır.

Çizelge 3.16 Akış şekline göre kullanılacak katsayılar (Ayık 1985)

Re	**1-4**	**4-40**	**40-4000**	**4000-40000**	**40000- 400000**
m	0,33	0,385	0,466	0,618	0,805
c	0,987	0,91	0,681	0,193	0,027

Buna göre boruların dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı 3.79 numaralı eşitlikten hesaplanır:

$$\alpha_a = \frac{Nu \cdot k_m}{d_e} \qquad (3.79)$$

α_a : Boruların dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C),

Nu : Nusselt sayısı,

k_m : Soğutucu akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m .°C),

d_e : Manto boru eşdeğer çapı (m).

Böylece kondansör deki bileşik ısı transfer katsayısı 3. 80 eşitliğinden bulunabilir:

$$K = \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_a}} \right] \qquad (3.80)$$

K : Bileşik ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C),

α_s : Soğutma suyunun aktığı boru iç yüzeyinde konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C),

α_a : Kondansör borularının dış yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısı (W/m^2.°C).

Kondansör ısı transfer alanı ise 3. 81 eşitliğinden hesaplanır:

$$A = \frac{QKON}{3{,}6 \cdot K \cdot OLF} \qquad (3.81)$$

A : Kondansörün ısı transfer alanı (m^2),

QKON : Kondansör ısı yükü (kj/h),

K : Bileşik ısı transfer katsayısı (W/m^2 .°C),

OLF : Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (°C).

Kondansör içerisinde dolaşan düz boru uzunluğu 3.82 eşitliğiyle bulunur :

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d \cdot bn \cdot GKS} \qquad (3.82)$$

L : Birim düz boru uzunluğu (m),

A : Kondansörün ısı transfer alanı (m^2),

d : Kondansör borularının dış çapı (m),

bn : Manto boru içindeki boru sayısı (adet),

GKS : Kondansör sayısı (adet).

Suyun dolaştığı kondansör borularındaki basınç düşümünün hesaplanmasında 3. 83 eşitliği kullanılır (Kakaç 1990):

$$\Delta P = \frac{(Z2C - Z2G) \cdot f \cdot \gamma \cdot U_s{}^2 \cdot 10}{OLF \cdot 2 \cdot g \cdot St} \qquad (3.83)$$

ΔP : Kondansör su devresindeki basınç düşümü (Pa),

Z2G : Soğutma suyunun kondansöre giriş sıcaklığı (°C),

Z2C : Soğutma suyunun kondansörden çıkış sıcaklığı (°C),

f : Tam gelişmiş turbülans akım için reynold sayısının bir fonksiyonu,

OLF : Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (°C),

γ : Suyun özgül ağırlığı (kg/m^3),

U_s : Kondansör borusu içindeki soğutma suyunun hızı (m/s),

g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2),

St : f sayısının deneysel değerlerinden hesaplanan Stanton sayısı.

Reynold sayısının 30000 < Re < 10^6 aralığı için (Kakaç 1990):

$$f = 0{,}046 \cdot \mathrm{Re}^{-1/5} \qquad (3.84)$$

Aynı koşullar altında Stanton sayısı ise (Kakaç 1990):

$$St = 0{,}023 \cdot \mathrm{Re}^{-1/5} \qquad (3.85)$$

Reynold sayısının 5000 < Re < 30000 aralığı için f' nin bulunmasında Blasius denklemi kullanılır (Kakaç 1990):

$$f = 0{,}079 \cdot \mathrm{Re}^{-1/4} \qquad (3.86)$$

Kondansörün su sirkülasyon devresindeki sürtünmelerde dahil olmak üzere kondansör soğutma suyunu ileten pompanın toplam manometrik yüksekliği 3.87 eşitliğinden bulunmuştur (Tosun 1984):

$$H_m = 1{,}5 \cdot \frac{\Delta P \cdot 0{,}1}{\gamma_a} \cdot ng \qquad (3.87)$$

H_m : Sirkülasyon pompasının toplam manometrik yüksekliği (m),
ΔP : Kondansör su devresindeki basınç düşümü (Pa),
γ_a : Soğutucu akışkanın özgül ağırlığı (kg/m^3),
ng : Sirkülasyon pompasından kondansöre su veren boru sayısı (adet).

Sirkülasyon pompasının iki kondansöre soğutma suyu taşıdığı kabul edilerek gerekli pompa gücü şöyle bulunur (Savaş 1984):

$$QSP = \frac{M_{su} \cdot H_m}{\eta_p \cdot 102 \cdot 3600} \qquad (3.88)$$

QSP : Sirkülasyon pompasının güç gereksinimi (kW),
M_{su} : Suyun kütlesel debisi (kg/h),
H_m : Sirkülasyon pompasının toplam manometrik yüksekliği (m),
η_p : Pompa verimi.

3.12 Yardımcı Aksam ve Kontrol Elemanları

Bir soğutma sisteminde değişik amaçlarla pek çok yardımcı aksam kullanılmaktadır. Bunlardan beklenen ana işlemler; servis-bakım-tamir sırasında soğutkanı açıp kapatmak, normal çalışma sırasında soğutkanı açıp kapatmak, çalışma emniyetini sağlamak, çalışma şartlarını ve verimliliğini daha iyi bir seviyede tutmak, daha sonra çıkabilecek aksaklıkları önceden kontrol ve tespit edebilmek soğutkanın ve yağlama yağının temiz tutulmasını sağlamaktır.

1. Kapama Valfleri
2. Geri Tepme (Çek Valfler)
3. Solenoid Valfler
4. Emniyet Valfleri ve Tapaları
5. Gözetleme / Nem Kontrol Camları
6. Filtre-Kurutucular
7. By-Pass Valfleri (Basınç Düşürücü Regülatörler)
8. Soğutkan Distribütörleri
9. Kompresörün Soğutkan ve Yağ Akışlarını Düzenleyici Elemanlar (Yağ Ayırıcılar - Yağ Seviye Kontrolü-Emiş Hattı Düzenleyiciler - Kompresör Basma Tarafı Susturucusu - Isı Değiştiricileri - Sıvı Toplama Deposu - Karter Isıtıcıları)

3.13 Soğutma Sisteminin Elektrik Kuvvet ve Kumanda Parçaları

Motor yol verme elemanları: akım rölesi, potansiyel röle, ısıl röle, elektronik röle, aşırı yük koruyucu, büyük takatlı trifaze motorlardır.

İşletme ayar ve kontrol elemanları: sıcaklık ölçen elemanlar, rutubeti ölçen elemanlar, basınç ölçen elemanlardır.

Emniyet otomatikleri: alçak ve/veya yüksek basınç otomatiği, yağ basınç farkı otomatiği, akış kontrol şalterleri, emniyet termostat ve presostatları, aşırı yük termikleri ve koruyucuları, zaman geciktirme röleleri, kondansör yoğuşum basıncının muhafazasıdır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Tez kapsamında kivi depolamak için bir soğuk deponun başlıca; soğutma yükü, kompresör, kondansör ve evaporatör hesaplamaları bilgisayar yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Kivinin yetiştirileceği ve depolanacağı bölge seçilen Doğu Karadeniz'in iklim koşullarına uygun, gerekli olan ekipmanların nasıl seçileceği incelenmiştir.

Tesiste soğutucu akışkan olarak R- 134A seçilmiş ve soğutmanın merkezi soğutma sistemi ile sağlanması öngörülmüştür. Soğuk hava deposunun yanı sıra paketleme, sınıflandırma ve ön soğutma sistemleri de anlatılmıştır. Ön soğutmadaki ısı yükünün, kritik soğutma yükü bileşenlerinden biri olması nedeniyle ön soğutma odası için ek hesaplama yapılmamıştır.

4.1. Soğutma Yükü ve Yalıtım Kalınlığı

Soğuk depo projelerinde öncelikler kritik soğutma yükü hesabının yapılma zorunluluğu bulunmuştur. Ancak ilgili eşitliklerde ya çok sayıda kabullenmeye gitmekte ya da bilinmeyen verileri birer birer saptamak gerekmektedir. İklimsel veriler ve yapı elemanlarına ilişkin değerler bulunduktan sonra yalıtım kalınlığının belirlenme sorunuyla karşılaşılmıştır.

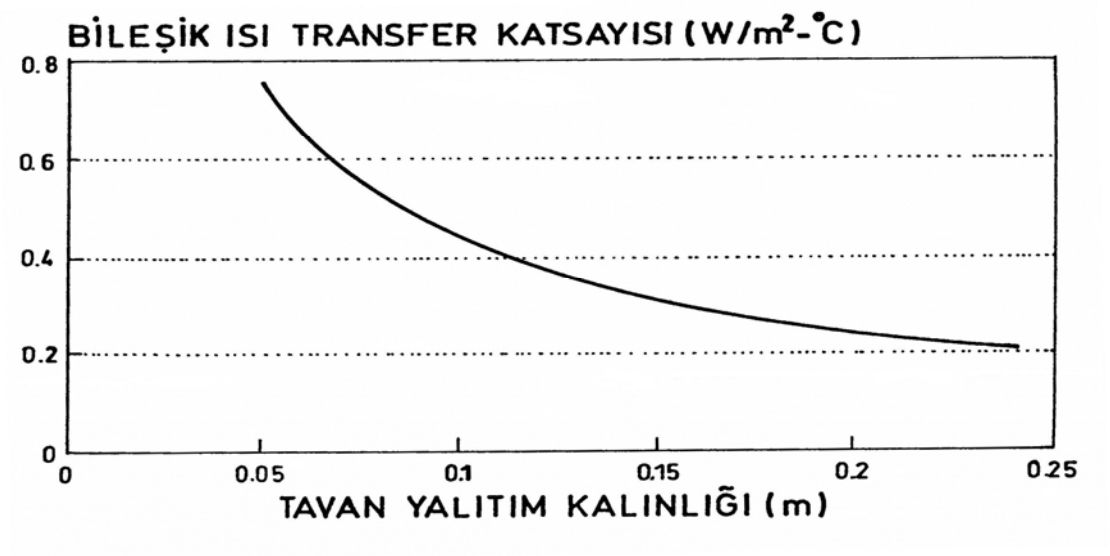
Sorunun çözümüne ilişkin olarak izlenmesi önerilen bir yöntem de, ekonomik yalıtım kalınlığı için soğuk depo duvar, taban ve tavan konstrüksiyonlarının birim alanından gerçekleşen ısı transferi, bileşik ısı transfer katsayısı bilinmeyeniyle çarpan biçiminde oluşturulur. Pratik soğutma katsayısından yola çıkılarak soğutmaya harcanan enerjinin birim alan başına yıllık giderini yine bileşik ısı transfer katsayısı çarpan olarak bulunacak şekilde elde etmek olanaklıdır. Yalıtım kalınlığının farklı değerleri için hesaplanan bileşik ısı transfer katsayıları esas alınarak yıllık enerji giderinin yalıtım kalınlığına bağlı masraf eğrileri çizilmiştir. Böylece birim alan başına yıllık enerji giderinin en düşük olduğu nokta, kurulacak soğuk depo için uygun yalıtım kalınlığı değerini vermektedir (Savaş 1987). Yöntem uygulamalarında, henüz tasarım

aşamasındaki bir soğuk deponun pratik soğutma katsayısının bilinmesi olanaksız olduğundan kabullenmede bulunulmaktadır. Hesaplamaların gider bazına oturtulması günümüz koşullarındaki ikinci bir sorunu gündeme getirmektedir.

Bu çalışmada, soruna daha bilimsel yaklaşmak için söz konusu hesaplamaya bir alternatif oluşturulmuştur. Hesaplamanın hareket noktası; duvar, tavan ve tabanın farklı ısı kayıpları için aynı ısı transfer katsayısının, dolayısıyla da aynı yalıtım kalınlığının kullanılmasının doğru olmayacağıdır.

Değişik koşullara uyarlanmasının söz konusu olabileceği düşünülerek sınırları geniş tutulan yalıtım kalınlığı değerleri için farklı bileşik ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Bileşik ısı transfer katsayısının yalıtım kalınlığıyla değişimi, istatistiksel analize alınarak ilişkiyi karakterize eden regresyon denklemi çıkarılmıştır. Bileşik ısı transfer katsayısının yalıtım kalınlığına bağlı karakteristik denklemiyle, yine bu ilişkiyi tanımlayan regresyon denkleminin eşitlenerek çözülmesiyle bir fonksiyon vektörü bulunmuştur. Fonksiyon vektörü ve onun türevinden bulunan jacobian matrisinden elde edilen ters matris çarpımının sıfıra en yakın olduğu koşuldaki kök değeri, yalıtım kalınlığını vermektedir (Volkan 1992).

Tavanın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kanlılığı arasında çıkarılan ilişki Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1 Tavanın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki

Çalışmada en fazla ısı transferinin gerçekleştiği yüzey olan ve literatür tarafından da doğrulanan tavan için söz konusu hesaplamada izlenen yol ve ulaşılan sonuç, örnek olarak 4.1 ve 4.8 eşitlikleri arasında verilmiştir.

Buna göre tavan yapı elemanı olarak seçilen malzemeler için hesaplanan bileşik ısı transfer katsayısı :

$$KT = \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,15}{0,814} + \frac{0,02}{1,396} + \frac{x_2}{0,0535} + \frac{0,02}{0,698} + \frac{1}{8,14} \right)^{-1} \qquad (4.1)$$

$$KT = \frac{0,0535}{0,021 + x_2} \qquad (4.2)$$

olarak elde edilmiştir.

İlişkinin regresyon denklemi ise:

$$KTR = -1,04 + 1,86 \cdot x_2 - 0,282 \cdot In\left(x_2{}^2\right) \qquad (4.3)$$

$$KT = KTR \qquad (4.4)$$

Bulunan fonksiyon vektörü de 4.5 numaralı denklemden yararlanılarak 4.6 denkliğinde verilmiştir.

$$f(x) = KT - KTR = 0 \qquad (4.5)$$

$$f(x) = 0,282 \cdot x_2 \cdot Inx_2{}^2 + 0,005922 \cdot Inx_2{}^2 - 1,86 \cdot x_2{}^2 + 1,00094 \cdot x_2 + 0,07534 = 0 \qquad (4.6)$$

Jacobian matrisi:

$$\frac{\partial f(x)}{\partial x} = j(x) \qquad (4.7)$$

$$j(x) = 0,282 \cdot In\left(x_2{}^2 + 2\right) - 3,72 \cdot x_2 + \frac{0,011844}{x_2} + 1,00094 = 0 \qquad (4.8)$$

j(x) denkleminin Newton- Rapson yöntemi ile çözümü, hazır bir programdan yararlanılarak:

$$x_2 = 0{,}1173090m \qquad (4.9)$$

olarak alınmıştır.

Aynı hesaplama, bilgisayar programlarında geri beslemeli ardışık yineleme (iterasyon) yöntemiyle yapılmış ve sonuçların geçerliliği her iki değerin yakınlığıyla ortaya konmuştur. Buna göre, hazırlanan programa Doğu Karadeniz Bölgesi uzun yıllar ortalaması çevre sıcaklığı (19°C) ve kivinın soğuk muhafaza sıcaklığı (0,5°C), veri değerleri olarak girildiğinde elde edilen tavan yalıtım kalınlığı ise :

$$D_9 = 0{,}1178012m \qquad (4.10)$$

olarak hesaplanmıştır. İki değer arasında %0,42 düzeyinde oransal bir fark bulunmuştur. Milimetreden küçük olan bu farkın yalıtıma etkisinin bulunmadığı kabul edilebilir.

Tavan için varılan sonuçlar yaklaşık olarak duvar için de geçerlidir. Şekil 4.2'de duvarın bileşik ısı transfer katsayısı ile yalıtım kalınlığının değişimi görülmektedir. Duvarın bileşik ısı transfer katsayısından yararlanarak oluşturulan denklemin Newton-Rapson yöntemiyle çözümü :

$$x_1 = 0{,}1266865m \qquad (4.11)$$

değeri verilmiştir.

Bilgisayar programından elde edilen duvar yalıtım kalınlığı:

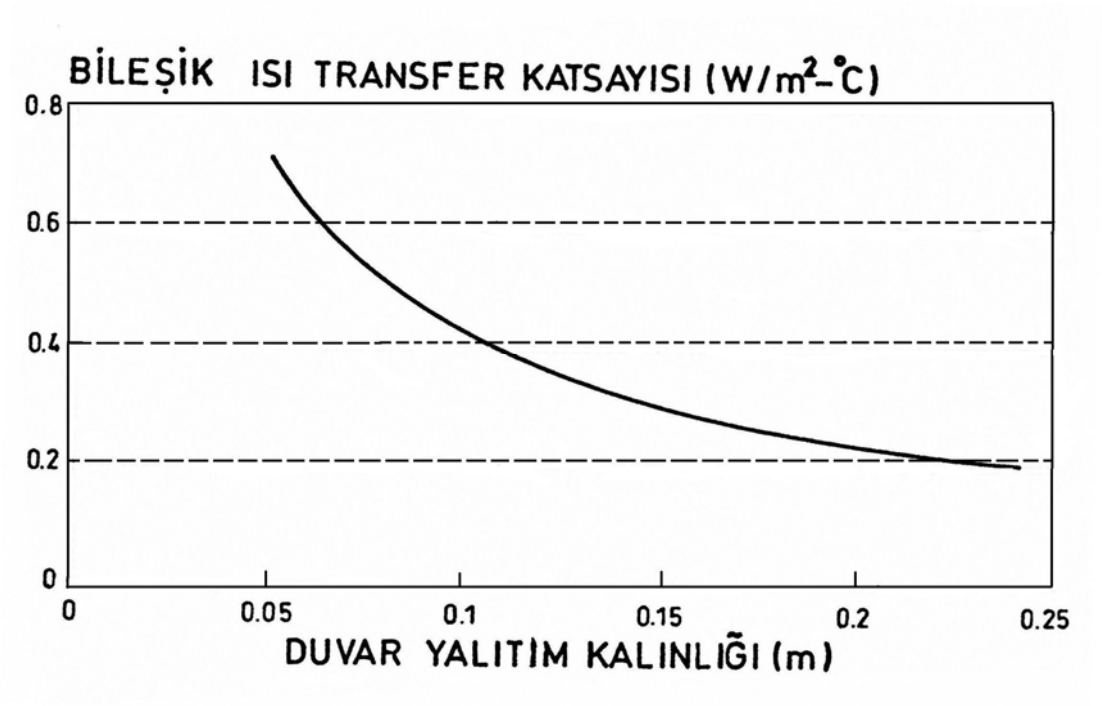
$$D_4 = 0{,}1298014m \qquad (4.12)$$

olarak bulunmuştur.

İki değer arasındaki oransal fark %2,4'dür. Oransal farkın yükselmesi, yapı elemanının neden olduğu ısı yükünde görülen düşüşle açıklanabilir. Tavanlar için 4152,276 W olan ısı yükü, duvarlarda 2046,284 W olarak hesaplanmıştır.

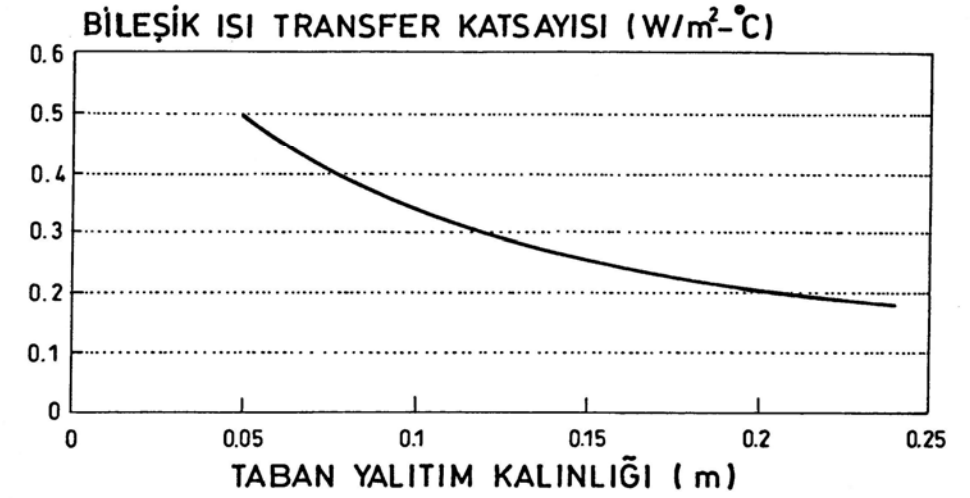
Duvar yalıtımının, iterasyonla bulunan değeri olan 12,98 cm için değil de Newton-Rapson yöntemi kullanılarak elde edilen 12,67 cm dolayında artışının nedeni, duvarın

bileşik ısı transfer katsayısının bilgisayar programıyla hesaplanan 0,34544 W/m^2.°C'den 0,35288 W/m^2.°C'ye çıkmasıdır. Sistemin saatlik toplam soğutma yükünün kritik koşulda 112539,2 W olarak hesaplandığı göz önünde tutulursa, yalıtım kalınlığının, saptanan her iki değer için değişiminin getireceği varsayılan ısı yükünün ne kadar küçük olduğu daha iyi anlaşılabilir (Volkan 1992).



Şekil 4.2 Duvarın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki

Soğuk depo tabanına yerleştirilen yapı malzemelerinin kalınlıklarının diğer yapı bölümleri olan duvar ve tavandan belirgin bir farklılığı bulunmaktadır. Bu çalışmada, soğuk oda tabanında, toprak dolgudan karo mozaiğe kadar çeşitli yapı elemanlarınca oluşturulan kalınlık, 78,5 cm'yi bulmuştur. Doğu Karadeniz Bölgesi için 50 cm derinlikteki ortalama toprak sıcaklığı olan 22°C sıcaklık, taban için dış çevre sıcaklığı kabul edilmiştir. Çevre sıcaklığındaki yükselmeye karşılık depo tabanındaki yapı, tabanın bileşik ısı transfer katsayısını; duvar, tavan ve taban üçlüsü arasında en küçük duruma getirmiştir. 5 cm yalıtım kalınlığı için duvarın bileşik ısı transfer katsayısı 0,71264 W/m^2.°C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.3 Tabanın bileşik ısı transfer katsayısıyla yalıtım kalınlığı arasındaki ilişki.

Taban için bileşik ısı transfer katsayısının üst sınırı, diğer yapı bölümlerine göre düşük olduğu gibi, alt sınır değerinin de üst sınır başlangıç değerine göre çok küçülmediği, yani sözü edilen katsayının yalıtım kalınlığı ile değişiminin fazla olmadığı sonucuna varılır (Volkan 1992).

Duvar için :

$$KDR = -0{,}913 + 1{,}61 \cdot x - 0{,}257 \cdot Inx^2 \qquad (4.13)$$

olan ve bileşik ısı transfer katsayısının yalıtım kalınlığıyla değişimini tanımlayan regresyon denklemi,

taban için:

$$KB = 7{,}92 \cdot x^2 - 3{,}81 \cdot x + 0{,}646 \qquad (4.14)$$

olarak elde edilmiştir.

Lineer olmayan fonksiyonlara yanıt aramada başarıyla kullanılan Newton – Rapson denklem takımı çözüm yöntemi, tabanın daha fazla sayıda yapı malzemesinden oluşması nedeniyle karakteristik denklemin paydasını büyüterek bileşik ısı transfer katsayısının küçülmesine neden olmaktadır. Kullanılan yöntemde bunun etkisi, yalıtım kalınlığının artması yönündedir.

Bilgisayar programında uygulanan üçüncü bir iterasyon yardımıyla taban yalıtımı:

$$D_{14} = 0{,}1353014m \qquad (4.15)$$

olarak bulunurken Newton- Rapson yöntemiyle taban yalıtım kalınlığı değeri:

$$x_3 = 0{,}2222924m \qquad (4.16)$$

olarak bulunmuştur. MINITAB programından elde edilen logaritmik regresyon denklemi de gerçekçi bir değer vermemiştir. Bu nedenle bilgisayar programıyla elde edilen iterasyon çıktılarının daha güvenilir ve tartışmadan uzak olduğu sonucuna varılmıştır.

Soğuk oda kapılarından gerçekleşen ısı akımı nedeniyle oluşan ısı yükünün büyüklüğü yanında, koridora bakan yalıtımlı duvara ilişkin ısı transferi yok sayılmıştır. Buna karşılık, soğuk oda kapıları için uygulamada söz konusu olan bileşik ısı transfer katsayılarının en büyüğü seçilmiştir.

İterasyona ilişkin döngülerde, kabul edilen her bir yalıtım kalınlığı için bulunan çözümlerden bileşik ısı transfer katsayısını en yakın sonuçla sağlayan regresyon denklemi, bilgisayar yardımıyla belirlenmiştir. Artan ısı transfer katsayısına karşılık yalıtım kalınlığının azalması, sistemin kısmen optimize edildiğini ortaya koymaktadır (Volkan 1992).

Çizelge 4.1'de soğuk depodaki ısı transfer yüzeyleri için hesaplanan bileşik ısı transfer katsayısı, yalıtım kalınlıkları ve ısı yükü toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 4.1 Soğuk depo yüzeylerine ilişkin hesaplamalar

Isı transferine konu olan yüzey	**Bileşik ısı transfer katsayısı ($W/m^2.°C$)**	**Yalıtım kalınlığı (cm)**	**Yüzeye ilişkin ısı yükü (W/m^2)**
Tavan	0,38537	11,78	4152,276
Duvar	0,34544	12,98	2046,284
Taban	0,27550	13,53	3330,433
Kapı	0,47	9,02	693,720

5. SONUÇ

Projelenen soğuk depodaki soğutma rejimi, -10/+30 °C buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasında ve iki kompresörden yararlanılarak gerçekleştirilmektedir. 800 ton kivi depolama kapasitesi baz alınmıştır. Kompresör seçimi, her odada bulunan bir adet evaporatörün birim zamanda soğuk odadan çekmesi gerekli ısı miktarı olan sistem soğutma kapasitesine en yakın bir üst kompresör kapasitesi kabul edilerek yapılmıştır. Sistemin kritik soğutma kapasitesi 405141,1 kj/h ve kompresör sayısı 2 olduğundan her bir kompresör 202570,55 kj/h soğutma kapasitesine sahip olmalıdır. Bu durumda kataloglardan alınan değere göre soğutma yapan bir kompresörün bulunduracağı kapasite 203897,2 kj/h olarak bulunmuştur (Volkan 1992).

Sistem soğutma kapasitesinin normal rejimle birlikte kritik soğutma kapasitesinden %37,85 oranında bir azalmayla 153376,6 kj/h'e ineceği hesaplandığından, normal rejime geçildiğinde kompresörlerden birinin yedeğe alınarak sistemi tek kompresörle çalıştırmamın gerekeceği saptanmıştır.

Başlangıçta %90 dolayında verimle çalışan her biri 22 kW gücündeki iki elektrik motoruna ilişkin verimin, normal soğutma rejimine geçilmesiyle büyük ölçüde azalacağının dikkate alınması ise soğutma kapasitesinin sanıldığı kadar da düşük olmayacağını ve 153376,6 kj/h'in üzerine çıkabileceğini ortaya koymaktadır.

Soğuk depo için tasarlanan kanatlı borulu tip evaporatöre ilişkin hesaplamalar EK4'de verilmiştir. Standart olarak düzenlenmiş kompresör soğutma kapasitesi için bulunan evaporatör ısı transfer alanları ve verim değerleri, evaporatörün boru ve kanatçık kısımları için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çizelge 5.1'de bu şekilde bir ayrımla elde edilmiş ısı transfer büyüklükleri verilmiştir (Volkan 1992):

Çizelge 5.1 Evaporatörün farklı kısımları için hesaplanmış ısı transfer değerleri

Evaporatörün yapısal bölümleri	**Isı transfer değeri (kj/ h)**
Boru kanatçıkları	45117,39
Düz borular	335966,80
Boru kıvrımları	28247,97

Düz borulardan gerçekleşen ısı transferinin diğer bölümlerin ısı transfer değerlerinden oldukça fazla olmasının nedeni, formülasyonda kanatçık verimi hesabı yapılırken düz boruların %100 verimle baz alınmasından ileri gelmektedir (Özkol 2004). Evaporatörlerin düz boru, kanatçık ve boru kıvrımlarından gerçekleşen toplam ısı transferi 409332,2 kj/h dir. Bu durumda sistemin 405141,1 kj/h'lık soğutma gereksiniminin karşılanabildiği anlaşılmaktadır.

Her bir evaporatörün eşdeğer toplam düz boru uzunluğu 10,9 m'dir. 8 paralel borudan oluşan evaporatörün boyu 1,36 m olarak belirlenmiştir.

Soğuk depoda dört adet su soğutmalı kondansör bulunup her iki kondansöre bir pompayla soğutma suyu gönderilmektedir. Soğutma devresinde kondansör suyunun dolaşımı santrifüj tip sirkülasyon pompasıyla sağlanmaktadır. Her bir sirkülasyon pompasının güç gereksinimi 2,2 kW, toplam manometrik yükseklik 22,46 m'dir.

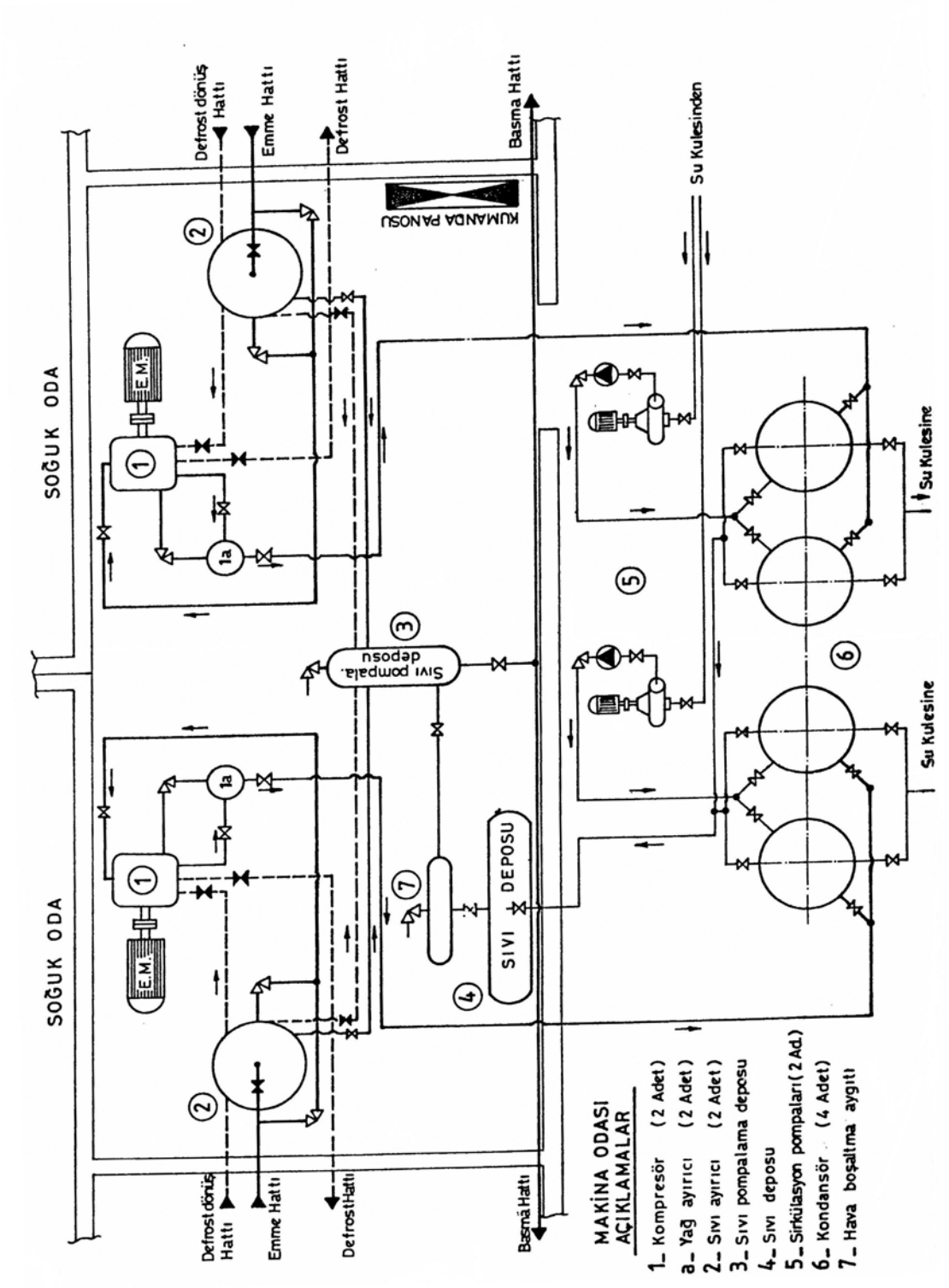
Kondansördeki 36 adet borunun dirseklerle birleştirilen her birinin uzunluğu 3,27 m'dir. Bu boruların geçtiği kondansör aynaları 31,24 x 81,62 cm boyutlarında bulunmuştur. Hesaplanan ayna boyutu için manto borunun dış çapı 87,4 cm'dir. Her bir kondansördeki basınç düşümü 7473,67 Pa olarak elde edilmiştir.

Evaporatörde soğutucu akışkana aktarılan ısı ile kompresör sıkıştırma ısısının oluşturduğu kondansör ısı yükü, kritik soğutma yükü için 578057,1 kj/h hesaplanmıştır. Kondansörlerde soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması için toplam ısı transfer alanının %5'i, aşırı soğutma için de en çok %10 kadarı kullanılmaktadır (Özkol 2004). Bileşik ısı transfer katsayısı hesaplanırken kızgınlık alma ve aşırı soğuma bölgeleri, yoğuşma bölgesine göre daha küçük olduklarından dikkate alınmamaktadır (Ayber 1986). Bu durum da su soğutmalı ters akımlı kondansörlerde ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı transfer alanının küçülmesi, bileşik ısı transfer katsayısının oldukça yüksek değerlerde bulunmasının nedenini açıklamaktadır. Bu çalışmada kondansöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının gerçek değerleri için hesaplanan bileşik ısı transfer katsayısı 59,7 $W/m^2.°C$ bulunmuştur (Volkan 1992).

Soğuk deponun yerleşim planının düzenlenmesi, uygulanması gerekli depolama tekniğinden ödün vermeden depolama veriminin olabildiğince yüksek tutulmasını

sağlamalıdır. Alansal değerlendirmeye dayanan bu rakam, projelenen soğuk depo için %30,17 olarak hesaplanmıştır. Ancak şartnamedeki örnekte yardımcı nitelikli bölüm ve odalar dikkate alınmamış; soğuk depolama dışında yalnızca makine odası, koridor ve duvarlar gibi zorunlu kısımlar dikkate alınmıştır. Böyle bir değerlendirmenin, üç boyutta ifade edilmesi gereken depolama verimini gerçek anlamda açıklamakta da yetersiz kaldığı söylenebilir. Buna göre, projede yapılan hesaplarda, depolama tekniğine uygun bir istiflemeyle 5x7, 76x3 m boyutlarındaki hacim içerisinde yükleme yapılan gerçek hacim değeri % 58,3 bulunmuştur. Şekil 5.1'de bilgisayar yardımıyla tasarlanan soğuk deponun tesisat şeması yer almaktadır.

Bu çalışmada bilgisayar yardımıyla tasarlanan soğuk depoya ilişkin tüm aygıt ve makineler, maksimum yüklere göre projelenip boyutlanmıştır. Ancak bu yükler, çoğu zaman var olmayarak soğutma sistemini kısmi kapasiteyle çalışmaya terk etmektedir. Bu kısmi yüklerde de verimli çalışmanın sağlanması için kapasite ayar mekanizmaları ve otomatik kontrol devreleri yardımıyla en büyük işletme sorunu olan enerji tüketiminin azaltılması gereklidir.



Şekil 5.1 Tesisat şeması

KAYNAKLAR

Adre, N. and Hellickson, M. L. 1989. ‘ Simulation of The Transient Refrigeration Load in a Cold Storage For Apples And Pears’ , Transactions of the ASAE , Vol. 32, Iss: 3, pp. 1038- 1048, General Edition.

Altınkurt, K., Görenoğlu, M. ve Gülyavuz, H. 1983. Soğuk depolama tekniği. M. E. Basımevi, İstanbul.

Anonymous. 1982. Çevre Bakanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü Aylık Klimatolojik Rasat verileri.

Anonymous. 2004. Soğutma Kompresörü tip K 40×70 Katalog.

Anonymous. 1974. Havalandırma ve klima tesisleri proje esasları, MMO Yayın no: 87.

Anonymous. 1983. Soğuk Tekniği notları, SEGEM Yayın no : 105, Ankara.

Ayber, R. 1986. Soğutma tekniği (Ders Notları). İ.T.Ü. Vakfı Kitap Yayınları no: 5, İ.T.Ü. Maden Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul.

Ayık, M. 1985. Ürün İşleme Tekniği ve Makinaları, A. Ü. Z. F. Yayınları:957, Ders Kitabı: 227, A. Ü. Basımevi, Ankara.

Ballaney, P.L. 1983. Refrigeration and air conditioning. Sixth edition, Khanna Publication, Delhi.

Dağsöz, A.K. 1990. Soğutma tekniği – Isı pompaları – Isı boruları. Alp Teknik Kitaplar, 2. Basım, İstanbul.

Ersoydan, A. Y. 1967. Soğutma Teori ve Problemleri, Ticaret matbaacılık T. A. Ş. , İzmir.

Hanly, J. R. , Koffman, E. B. 2003. Problem solving and program design in, İnternational Edition, Boston.

Kakaç, S. 1982. Isı Transferine Giriş 1: Isı İletimi, O.D.T.Ü. Mühendislik Fakültesi Yayın no: 52, Cilt:1, 2. Baskı, Özgün Matbaacılık, Ankara.

Kakaç, S. 1990. Örneklerle Isı Transferi, O.D.T.Ü. Mühendislik Fakültesi Yayın no: 27 , VIII. Baskı, A. Ü. Basımevi, Ankara.

Kılkış, B. 1984. ‘Bilgisayar Yardımı İle Tasarım’ , Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt: 6, Sayı: 3, ss. 44- 45.

Kivi, 2005. http://www.caykur.gov.tr. Erişim Tarihi: 02. 05. 2005.

Kocaoğlu, İ. 1985. Ülkemiz Tarımında Soğuk Hava Depoları ve Projelenmeleri Üzerinde Bir İnceleme, A. Ü. Z. F. Tarımsal Mekanizasyon Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara.

Küçüközer, T. Sözlü görüşmeler. Tunç Teknik Soğutma Sistemleri Fabrikası Genel Müdürü, Elazığ.

Özer M. 1982. Yapılarda ısı- Su Yalıtımları Yapıfiziksel Tanım ve Hesaplama esasları, 1. cilt, Özer Yayınları: 3, İstanbul.

Özkol, N. 1988. Uygulamalı soğutma tekniği. Yayın no: TMMO 115, Maya Matbaacılık Ltd. Şti, Ankara.

Özkol, N. 2004. Uygulamalı soğutma tekniği. Yayın no: MMO/ 2004/ 115/ 6, Ankara.

Savaş, S. 1974. Soğutma tekniğinde kullanılan soğutucu akışkanlar. MMO yayın no: 88.

Savaş, S. 1987. Soğuk depoculuk ve soğutma sistemlerine giriş. Cilt: 1, U.Ü. Basımevi, yayın no: 5 - 001 – 0155.

Suntur, S. R. 1985. Soğuk Tekniği Bilim ve Teknolojisinde Teorik-Pratik, Soğuk Tekniği Atlası, Çağlayan Kitapevi, 1. Basım, İstanbul.

The C Programming Language, 2006. http://www.engin.umd.umich.edu/cıs. Erişim Tarihi: 11. 01. 2006.

The Development Of The C Language, 2006. http://cm.bell_labs.com/cm. Erişim Tarihi: 11. 01. 2006.

Uras, N. 1981. Türkiye soğuk depo envanter etüdü. Türkiye Sanayi Kalkınma Bankası A.Ş., Sektör programları ve proje müdürlüğü, Yayın no: 37.

Ülger, P. 1985. Ürün işleme ilkeleri ve makinaları. T.Z.D.K. Mesleki Yayınları yayın no: 37, Ankara.

Volkan, E.V. 1992. Soğuk hava depolarının bilgisayar yardımı ile projelenmesi. Yüksek lisans tezi, Ankara Üniversitesi, Ankara.

Zorkun, M. E. ve Ardıç, A. R. 1980. Soğutma Tekniği ve Klima, M. E. B. Mesleki ve Teknik Öğretim Kitapları, Etüd ve Programlama Dairesi Yayınları no: 47, 1. Baskı, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul.

EKLER

EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı

```
/** EK-1: SOĞUTMA YÜKÜ HESAPLAMALARINA İLİŞKİN ****/
/**          BİLGİSAYAR PROGRAMI          ****/

#include<iostream.h>
#include<math.h>
int main(void){
        int TIO, TSD;
        double
        DATA_DIZISI[]={0.06,0.09,0.12,0.18,0.25,0,37,0.55,0.75,1.1,1.5,2.2,3,4,5.5 };
        double FARK[13];
        double IHF = 8.14001, DHF = 23.3;
        double D1 = 0.02, D2 =0.19 ,D3 = 0.02, D5 = 0.02, D6 = 0.015;
        double IK1=0.872, IK2=0.85, IK3=0.396, IK4=0.0535, IK5=0.698, IK6=1.116;
        double EN=5, BOY=8.76, YK=3.5, SDSE=6, SDSB=6, OS=12;
        double ADL, D4;
        double KDR, KD, DELD, Q1;

        cout<<" \n*******Berivan in C+++********** \n"<<endl;
        cout<<"CEVRE SICAKLIGI('C) = : ";
        cin>>TIO;
        cout<<"SOGUK MUHAFAZA SICAKLIGI ('C) = :";
        cin>>TSD;
       ADL = YK*(EN*SDSE + BOY*SDSB);
        for( D4 = 0.05; D4 <= 0.3; D4+=0.0001)
        {
                KDR = 0.913+1.61*D4- 0.257*log( pow(D4,2));
                KD                  =                  1                  /
        (1/IHF+D1/IK1+D2/IK2+D3/IK3+D4/IK4+D5/IK5+D6/IK6+1/DHF);
                DELD = fabs((KDR - KD)) ;
                DELD = 0;
```

EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
//KD = fabs(6.5 );
            if( DELD <= 0.00001 ) break;
        }
        cout<<"\n\nDUVAR ICIN BILESIK ISI TRASFER KATSAYISI: KD =
        "<<KD<<"w/m2-'C \n";
        cout<<"DUVAR YALITIMININ KALINLIGI: D4 = "<<D4<<" m \n";
       Q1 =KD*ADL*(TIO-TSD);
        cout<<"DUVAR TOPLAM ISI YUKU: Q1 = "<< Q1 <<"W\n\n\n";
        // TAVAN İLE İLGİLİ -----------------
        double ITK1=0.814, ITK2=1.396, ITK4=0.698, ITK3 = IK4;
        double D7=0.15, D8=0.02, D10=0.02;
        double D9, KTR, KT, DELT, AT, Q2;
        for(D9 = 0.05; D9 <=0.3; D9 +=0.0001)
        {
            KTR=-1.04+(1.86 * D9) - 0.28*log( pow(D9, 2) );
            KT = 1/(1/IHF+D7/ITK1+D8/ITK2+D9/ITK3+D10/ITK4+1/DHF);
            DELT = fabs( KTR - KT );
            if( DELT == 0.000001 ) break;
        }
        cout<<"TAVAN İÇİN BİLEŞİK ISI TRANSFER KATSAYISI: KT =
        "<<KT<<"w/m2-'C \n";
        cout<<"TAVANDAKİ YALITIMININ KALINLIĞI: D9 = "<<D9<<"m\n";
        AT = EN*BOY;
        Q2 = KT*AT*(TIO - TSD)*OS;
        cout<<"TAVANIN TOPLAM ISI YÜKÜ: Q2 = "<< Q2 <<"W\n\n\n";
        // TABAN ILE İLGİLİ --
        double IDK1 =0.519, IDK2 =0.582, IDK3= 1.047, IDK4 =IK4, IDK5 =1.4,
        IDK6 = 1.2;
        double DD1 = 0.2, DD2 = 0.2, DD3 = 0.1, DD4 = D4, DD5 = 0.1, DD6 = 0.05;
        double KB, KTB, DELP;
        for(DD4= 0.05; DD4 <= 0.3 ; DD4 += 0.0001 )
```

EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
{
        KB = 0.656-3.81*DD4+7.92* pow(DD4, 2);
        KTB =
1/(1/IHF+DD1/IDK1+DD2/IDK2+DD3/IDK3+DD4/IDK4+DD5/IDK5+DD6/I
DK6);
        DELP = fabs(KB - KTB);
        if(DELP == 0.00001) break;
}
cout<<"TABAN İÇİN BİLEŞİK ISI TRANSFER KATSAYISI: KTB =
"<<KTB<<"w/m2-'C\n";
cout<<"TABANDAKİ YALITIMININ KALINLIĞI: DD4 = "<<DD4<<"m\n";
double ATB = AT, TTB = 22;
double Q3 = KTB*ATB*OS*(TIO - TSD);
cout<<"TABANIN TOPLAM ISI YÜKÜ: Q3 = "<< Q3 <<"W\n\n\n";
// SOĞUK ODA İLE İLGİLİ --
double KP =0.47, K17 =0.14, D17 =0.02, K18 =IK4, LHF =30, ASD =72;
double DW =18*( 1/KP -(1/IHF+ 2 * D17/K17 + 1/LHF));
cout<<"SOĞUK DEPO KAPILARININ YALITIM KALINLIĞI: DW
="<<DW<<" m \n";
double Q4 = KP*ASD*(TIO-TSD);
cout<<"SOĞUK ODA KAPILARININ TOPLAM ISI YÜKÜ: Q4 ="<<Q4<<"
W \n\n\n";
// KİVİLER İLE İLGİLİ --
double GG =33120, CE =3.64, EK =1440, CW =2.72, GK =3.45, GS =10;
double  Q51 =GG * CE*(TIO -TSD)/86.4;
cout<<"KİVİDEN UZAKLAŞTIRILAN ISI MİKTARI: Q51 ="<<Q51<<" W
\n\n";
double  Q52 =GK * EK*(TIO -TSD)/86.4;
cout<<"KASALARDAN UZAKLAŞTIRILAN ISI MİKTARI: Q52
="<<Q52<<" W \n\n";
double Q6 =0.01254*GG*GS* exp(0.115013*TSD);
```

EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
cout<<"KİVİNİN SOLUNUM ISISI: Q6 ="<<Q6<<" W \n\n";
double DS =40, HE1 =33, HE2 =7, OZ1 =0.82, OZ2 =0.78, VO =153.3, CY =3,
VG =120;
double Q7 =DS*(VO-VG)*OS*(HE1-HE2) / (((OZ1+OZ2)/2)*86.4);
cout<<"HAVA DEĞİŞİMİ (İNFİLTRASYON) ISI YÜKÜ: Q7 ="<<Q7<<"W
\n\n";
double VEB = VO*DS/24;
double CPA =0.7161, TOF =1.9, NDB =2;
double Q8 =VEB*CPA*TOF*NDB*OS/(OZ2*86.4);
cout<<"DEFROST ISI YÜKÜ: Q8 ="<<Q8<<"W \n";
double KCS =26, MEF = 0.85, YF = 0.6, NBS = 10, HS =0.5,FC =2;
double Q9 =2*KCS*YF*EK*HS*1000/(MEF*FC*NBS);
cout<<"KALDIRMA ÇATALLARININ (2 ADET) OLUŞTURDUĞU ISI
YÜKÜ: Q9 ="<<Q9<<" W \n\n";
int BS =2, PBD =5;
while( BS < 18 ){
        BS = BS + 2 ;
        PBD = PBD +2 ;
        if( BS == 8)
        {
                PBD = PBD *10;
                cout<<"EVAPORATÖR BORU ADEDİ :"<<BS<<" VE
VANTİLATÖR BASMA BASINCI: "<<PBD<<" pa \n\n";
        }
}//end while
double VV =0.44, VN =2, NVG;
NVG = VEB* PBD* VN* (2.754 * pow(10, -7) )/ VV;
double M;
for(int i = 0; i < 13; i++)
{
        M = DATA_DIZISI[i];
```

EK 1 Soğutma Yükü Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
            FARK[i] = M - NVG;
            if( FARK[i] > 0 )
                  break;
      }
      double NVGD = M;
      cout<<"VANTİLATÖR MOTORUNUN NOMINAL GÜÇ GEREKSİNİMİ:
      "<<NVGD<<" kW \n\n";
      double Q10 = NVGD * 1000 *OS *1.218;
      cout<<"VANTİLATÖR ISI YÜKÜ: Q10 ="<<Q10<<" W \n\n";
      double SL =2, LG =4, EP =200, PS =2, PIY =0.28,GCS =10, KYS =16;
      double Q11 =SL+LG+EP;
      cout<<"AYDINLATMA LAMBALARININ  YAYDIGI ISI MİKTARI: Q11
      ="<<Q11<<" W \n\n";
      double Q12 =PS *PIY*EK*GCS*HS*1000/NBS;
      cout<<"KALDIRMA ÇATALINI ÇALIŞTIRAN İŞÇİLERİN VERDİĞİ ISI:
      Q12 ="<<Q12<<" \n\n";
      double QSY = Q1 + Q2 + Q3 + Q4 + Q51 + Q52 + Q6 + Q7 + Q8+ Q9 + Q10 +
      Q11;
      cout<<"GÜNLÜK SOĞUTMA YÜKÜ: QSY"<<QSY<<" W\n\n";
      double QT = QSY / KYS;
      cout<<"SAATLİK TOPLAM SOĞUTMA YÜKÜ: QT ="<<QT<<" W\n\n";
      return 0;
}//END OF PROGRAM
```

EK2 Kompresör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı

```
/** EK-2: KOMPRESÖR  HESAPLAMALARINA İLİŞKİN ****/
/**          BİLGİSAYAR PROGRAMI            ****/

#include <iostream.h>
#include <math.h>
int main(void)
{
//double QT =112539.2, PKY =11.895, PEB =3, VSO =VPS * 0.06;
double QT =112539.2, PKY =11.895, PEB =3, VSO = 0.06;
double
DATA_DİZİSİ[]={172077.5,177939,190080.7,200966.4,203897.2,217713.6,229855.3,
                24325.1,246602.5,254976.2,260837.7,276328.8,290982.6,304799.1,
                311916.6,317778.2,3082,5,338712,2,361320.9,375137.3,388116.4,
                                        391884.5,424960.2,7.5,11,15,18.5};
double HA =535.9, HB =1668.4, HC =1873.6, HD =HA;
double TPV =0.9, TEB =263, TKY =303, SKA =3043.8, MV =0.75;
double KSO =PKY/PEB;
cout<<"\n\nKOMPRESÖR SIKIŞTIRMA ORANI: KSO = "<<KSO<<"\n\n";
double SE =HB -HA, VB =0.418, VC =0.141;
double SEE =0.793;
double DSE = TEB/ (TKY- TEB);
double  MSK =SEE*DSE;
cout<<"MAXIMUM GERÇEK SOĞUTMA KATSAYISI : MSK ="<<MSK<<" \n\n";
double SSK =QT* 3.6;
cout<<"SİSTEM SOĞUTMA KAPASİTESİ : SSK ="<<SSK<<" kJ/h \n\n";
double WKS =HC -HB;
cout<<"HER 1 KG. AKIŞKANA UYGULANAN SIKIŞTIRMA  ISISI: WKS
="<<WKS<<" kj/kg \n\n";
double DAK1 =  SSK/ ( MSK *WKS);
cout<<"İLK KÜTLESEL DEBİ: DAK1 = "<<DAK1<<"( kg/h) \n\n";
```

EK2 Kompresör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
double PU = log(PKY/PEB)/ log(VB/VC);
cout<<"POLİTROPİK ÜS: PU ="<<PU<<"\n";
double KVE =TPV*(1.06-pow(0.06*(1.1*PKY/(0.9*PEB)),(1/PU)) );
cout<<"VOLUMETRİK VERİM: KVE ="<<KVE<<" \n\n";
double AHD1 = DAK1*VB;
cout<<"İLK HACİMSEL DEBİ : AHD1 ="<<AHD1<<"m3/h \n\n";
double KDS =1200, KSS =8, LK =2;
double QGK, DELTA;
for( double ESH =231.082 ; ESH<= 231.083; ESH += 0.0001 )
{
        QGK =SKA*ESH*KDS*KSS/(16666.667);
        DELTA = fabs(SSK- QGK);
        if(DELTA == 0.00001)
        {
        cout<<"KOMPRESÖRÜN HER BİR SİLİNDİRİNE EMİLEN AKIŞKAN
MIKTARI: ESH ="<<ESH<<"cm3 \n\n";
        cout<<"KOMPRESÖRÜN GERÇEK SOĞUTMA KAPASİTESİ: QGK
="<<QGK<<"kJ/h \n\n";
        cout<<"KOMPRESÖRÜN SAYISI: LK ="<<LK<<" adet\n";
        cout<<"KOMPRESÖRLERİN TOPLAM SİLİNDİR SAYISI: KSS
="<<KSS<<" adet \n\n";
        }
}
double  L, F;
for( int K =0; K < 25; K++)
{
        L = DATA_DIZISI[K];
        F = L - QGK;
        if( F >= 0 )
                break;
}
```

EK2 Kompresör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
double QGKD = L;
cout<<"DÜZENLENMİŞ TOPLAM KOMPRESÖR KAPASİTESİ: QGKD ="<<QGKD<<"kJ/h \n\n";
double DAK =QGKD/(MSK *WKS);
cout<<"DÜZENLENMİŞ KÜTLESEL DEBİ: DAK ="<<DAK<<"kg/h \n\n";
double AHD =DAK* VB;
cout<<"DÜZENLENMİŞ HACİMSEL DEBİ: AHD ="<<AHD<<"m3/h \n\n";
double ESHD =16666.667 * QGKD/(TPV *KSS*KDS*SKA);
cout<<"HERBİR SİLİNDİRE EMİLEN, KAPASITESİYE GÖRE DÜZENLİ AKIŞKAN HACMİ:";
cout<<"ESHD ="<<ESHD<<"cm3\n";
double VPS =ESHD/KVE;
cout<<"STROK HACMİ: VPS ="<<VPS<<"cm3\n";
double PI =3.141592654;
double DSC =pow( (4*(VPS/PI)), (1/3));
cout<<"KOMPRESÖR SİLİNDİRLERİNİN ÇAPI : DSC ="<<DSC<<"cm \n\n";
double NK (QGKD*1.35/(MSK*3600*LK*MV));
cout<<"ELEKTRIK MOTORLARININ HER BİRİNİN GÜCÜ: NK ="<<NK<<"kW \n\n";
double NEF, FARK;
for(int J = 0; J < 11; J++)
{
        NEF = DATA_DIZISI[J];
        FARK = NK - NEF;
        if( FARK <= 0.37)
        {
                cout<<"STANDART ELEKTRİK MOTORU GÜCÜ: NEF ="<<NEF<<"kW \n\n";
                break;
          return 0;
        }
```

EK 3 Kondansör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı

```
/** EK3: KONDANSÖR  HESAPLAMALARINA İLİŞKİN ****/
/**          BİLGİSAYAR PROGRAMI          ****/

#include< iostream.h >
#include< math.h >

int main(void)
{
        double DATA_DIZISI[] = {0.75,1.1,1.5,2.2,3,4,5.5};
        double DEM = 1.5, KM = 1.5;
        double Z1G =90, Z1C =25, Z2G =19.5, Z2C = 26;
        double SBL =Z1G, TZR =Z1C -Z2G;
        double OLF = (SBL-TZR)/ log(SBL-TZR);
        cout<<"\nORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKI: OLF
="<<OLF<<"'C \n\n";
        double D =0.0254, DK =0.856 *D, OS =12, GKS =4;
        double DAK =370.5581, SE =1132.5, SSK =405141.1;
        GKS = DAK*SE;
        double NEF =22, LK =2;
        double QKON = GKS+ LK*NEF *3600;
        cout<<"KODANSÖRÜN ISI YÜKÜ: QKON ="<<QKON<<"kJ/h \n\n";
        double CPS =4.1864, KSU =0.62, ROS =998.2;
        double MSU = QKON/( CPS*(Z2C - Z2G) );
        cout<<"SOĞUTMA SUYUNUN KÜTLESEL DEBİSİ : MSU
="<<MSU<<"kg/h \n\n";
        double PI =3.141592654;
        double N =6, M =12, VZ =0.05, BN = M*N/2;
        double KVS =9.51 *pow(10, -7), DVS =0.00095;
        double SL = 0.0628, SQ =0.0748;
        double FA =1.16/(pow((SL/DK),2)) + 0.0084 *SQ/DK;
        double LS =(SQ-2*D)/2;
        double RL = SL -D;
        double NT = N*D+(N-1)*LS+2*VZ;
        double BT = M*D+(N-1)*RL+2*VZ;
        cout<<"KONDANSÖR AYNALARININ BOYUTLAR: ";
        cout<<"EN = "<<NT<<"m VE BOY ="<<BT<<"m \n\n";
        double XK = NT/2, YB = BT/2;
        double RZ =   sqrt( pow(XK,2)+ pow(YB,2));
        double DZ = 2*RZ;
        cout<<"MANTO BORUNUN DIŞ ÇAPI: DF ="<<DZ<<"m\n";
        double US = 4*MSU/(PI * (pow(DZ,2)) *ROS*(OS/GKS) * 3600 );
        KVS = 9.51 *pow(10, -7);
        cout<<"KONDANSÖR BORULARINDAKİ SUYUN HIZI: US ="<<US<<"m/s
\n\n";
        double RES =US * DK/KVS;
        double BNU = 0.286 *FA*(pow(RES, 0.61));
```

EK 3 Kondansör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
        double PR = CPS * DVS * 10000 / KM;
        double REB = DAK*DEM / KVS, C;

        if( REB > 4000 && REB < 40000 )
        {
                M = 0.618;
                C = 0.193;
        }
        else if( REB > 40 && REB < 4000)
        {
                M = 0.466;
                C = 0.681;
        }
        double NU = C * pow(REB,M) *pow(PR, 0.31);
        double LAT = NU * KM/DEM;
        double KTK = 1/(1/REB + 1/LAT);
        cout<<"KONDANSÖR  BİRLEŞİK ISI TRANSFER KATSAYISI: KTK
="<<KTK<<"W/m2-'C \n\n";
        double AKY =QKON/((OS/GKS) *3.6*KTK*OLF);
        cout<<"KONDANSÖR BORULARININ TOPLAM YÜZEY ALANI: AKY
="<<AKY<<"m2 \n\n";

        double LB = AKY / (PI*D*BN *GKS );
        cout<<"KONDANSÖRDE DİRSEK YARDIMIYLA DİĞER BORULARA
BİRLEŞTİRİLEN HER BİR ";
        cout<<" BORU UZUNLUĞU : LB = "<<LB<<"m \n\n";
        double  F;
        if( RES > 30000 && RES < pow(10,6) )
                F =  0.046 *pow(RES, -0.2);

        if( RES > 5000 && RES < 30000 )
                F =  7.900001 *pow(10, -02) * pow( RES, -0.25);
        double ST =0.023 * pow( RES, 0.2), G =9.8100001;
        double BD = ROS * US * US * (Z2C -Z2G) * F * 10/(OLF * 2 * G * ST);
        cout<<"HER BİR KONDANSÖRDEKİ BASINÇ DÜŞÜMÜ: BD
="<<BD<<"pa \n\n";
        double H = 1.5 * BD /ROS *(GKS/2);
        cout<<"TOPLAM MANOMETRİK YÜKSEKLİK: H ="<<H<<"m \n\n";
        double PV = 0.7;
        double QSP = MSU*H/(PV*102*3600);
        cout<<"SİRKÜLASYON POMPASI GÜÇ GEREKSİNİMİ: QSP
="<<QSP<<"kW \n\n";
        double FARK, NS;
        for( int S = 0; S < 6 ; S ++)
        {
                NS = DATA_DIZISI[S];
```

EK 3 Kondansör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
                FARK = NS - QSP;
                if( FARK >= 0) break;
        }
        cout<<"POMPAYI ÇALIŞTIRACAK ELEKTRİK MOTORUNUN GÜCÜ : NS
="<<NS<<"kW \n\n";
        double SPS = GKS/2;
        cout<<"SİRKÜLASYON POMPASI SAYISI: SPS ="<<SPS<<"adet \n\n";
        double  MSD = MSU;
                return 0;
}
```

EK 4 Evaporatör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı

```
/** EK-4: EVAPORATÖR  HESAPLAMALARINA İLİŞKİN ****/
/**          BİLGİSAYAR PROGRAMI          ****/

/* REM EVAPORATÖR İLİŞKİN HESAPLAMALAR  */

#include<iostream.h>
#include<math.h>

int main(void){
        cout<<"\n\n!!EVAPORATÖRE İLİŞKİN HESAPLAMALAR !!\n\n";
        double V = 5, PI = 3.141592654, DAK =370.5581;
        double ADV = 0.18, ROA = 1.29, CP = 1000, KA = 0.0242, L = 0.07, SAY =
0.7597;
        double AKV = ADV * 0.001 / ROA;
        double RE = V * L / AKV;
        cout<<"\n\nEVAPORATÖR ÜZERİNDEN GEÇEN HAVA İÇİN REYNOLDS:
RE ="<<RE<<"\n\n";
        double PR = CP * ADV / KA;
        double NU = 0.664 * pow(RE, 0.5) * pow(PR, 0.333);
        double HF = NU * KA / L;
        cout<<"BORU DIŞ YÜZEYİ İÇİN KONVEKTİF ISI TRANSFER
KATSAYISI: HS ="<<HF<<"W/m2-'C\n\n";
        double KS = 100, KC = 4 * L, UAK = 3.922082;
        double AHD = 154.8933, OS = 12, HA = 535.9, HB =1668.4, G = 9.810001;
        double DSIS = sqrt(( 4 * AHD/( PI * UAK * OS * 36000)));
        cout<<"SİSTEMİN  BASMA BORULARININ ÇAPI: DSIS
="<<DSIS<<"m\n\n";
        double UEC = sqrt(((HB - HA) + (UAK * UAK)/(2*G))* 2 * G );
        cout<<"EVAPORATÖR ÇIKIŞINDA SOĞUTUCU AKIŞKAN HIZI: UEC
="<<UEC<<"m/s \n";
        double DIE = pow((4 * DAK /(SAY * PI * UEC * 3600)), 0.5);
        cout<<"EVAPORATÖR BORULARININ ÇAPI: DIE ="<<DIE<<"m \n\n";
        double DD = 1.5 *0.0254;
        double AY = (2 * L * L *-( 2 * PI * DD * DD/4)) * KS;
        cout<<"1 m. BORU BOYUNDA TOPLAM KANATÇIK ALANI: AY
="<<AY<<"m2 \n\n ";
        double QGKD = 424960.2, LK = 0.0004, KDC = 0.08;
        double TG1 = -16, TG2 = 15, TC1 = -10, TC2 = -2;
        double T1 =TG2-TG1, TE = TC2 - TC1;
        double AOSF = (T1 + TE)/ 2 ;
        cout<<"ÇAPRAZ AKIMDA ARİTMETİK ORTALAMA SICAKLIK FARKI:
AOSF="<<AOSF<<"'C \n\n";
        double H1 = 13550;
        double K = 1 / (( 1 / H1) + (1 / H1));
```

EK 4 Evaporatör Hesaplamalarına İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

```
        cout<<" EVAPORATÖR İÇİN BİLEŞİK ISI TRANSFER KATSAYISI: K
="<<K<<"w/m-'C\n\n";
        double EA2 = QGKD / ( 2 * 3.6 * K * AOSF);
        cout<<"HERBİR EVAPORATÖR TOPLAM ISI TRANSFER ALANI: EA2
="<<EA2<<"m2 \n\n ";
        double BS = 8;
        double LB =(EA2 -PI *PI *DD *(BS -1) *KDC /2) /(AY +PI *DD *(1-0.0004
*KS));
        double HOES = 1;
        double LBT =LB / HOES;
        cout<<"HER ODADAKİ EVAPORATÖR BORU UZUNLUGU: LBT
="<<LBT<<"m \n\n";
        double P = (4 * L - PI * DD), KE1 = 60.6;
        double EU =LBT / BS;
        cout<<"EVAPORATÖR BOYU: EU ="<<EU<<"m \n\n";
        double VFK =sqrt( HF * P / (KE1 * AY / 100));
        cout<<"KANATÇIK VERIM FAKTÖRÜ: VFK ="<<VFK<<"\n\n";
        double TANH = (exp(VFK*L)-exp(-VFK*L))/(exp(VFK*L)- exp(-VFK*L));
        double KF = TANH / (VFK * L);
        cout<<"KANATÇIK VERİMİ: KF ="<<KF<<" \n\n";
        double BF =0.86, CPA = 2.052, SBE = 1668.86;
        double EV = QGKD /(BF *DAK *(CPA *(TC1 -TG1) +SBE));
        cout<<"EVAPORATÖR İÇİN GENEL VERİM DEĞERİ: EV
="<<EV<<"\n\n";
        double TIO = -1, TW = ((TG2 +TC2) +(TG1 +TC1)) /2;
        double QK = (KF *(AY +LBT)) *HF *(TIO -TW) *3.6;
        cout<<"KANATÇIKLARDAN TOPLAM ISI TRANSFERİ: QK
="<<QK<<"kJ/ h\n\n";
        double QDB = (PI *DD *LBT *(1 -LK *KS)) *H1 *(TIO -TW) *3.6;
        cout<<"DÜZ BORULARDAN TOPLAM ISI TRANSFERI: QDB
="<<QDB<<"kJ/ h\n\n";
        double ABK = PI *PI *DD *(BS -1) *KDC /2;
        double QBK = ABK *H1 *(TIO -TW) *3.6;
        cout<<"BORU KIVRIMLARINDAN OLUŞAN ISI TRANSFERİ: QBK
="<<QBK<<"kJ /h\n\n";

        return 0;
}
```

EK 5 Soğuk Odada Ürün Yerleşimine İlişkin Bilgisayar Programı

```
/** EK-5: SOĞUK ODADA ÜRÜN YERLEŞİMİNE İLİŞKİN ****/
/**          BİLGİSAYAR PROGRAMI          ****/

/* SOĞUK ODA İÇERİSİNDEKİ KİVİ KASALARININ YERLEŞİMİ VE
HESAPLAMALAR*/

#include<iostream.h>
#include<math.h>

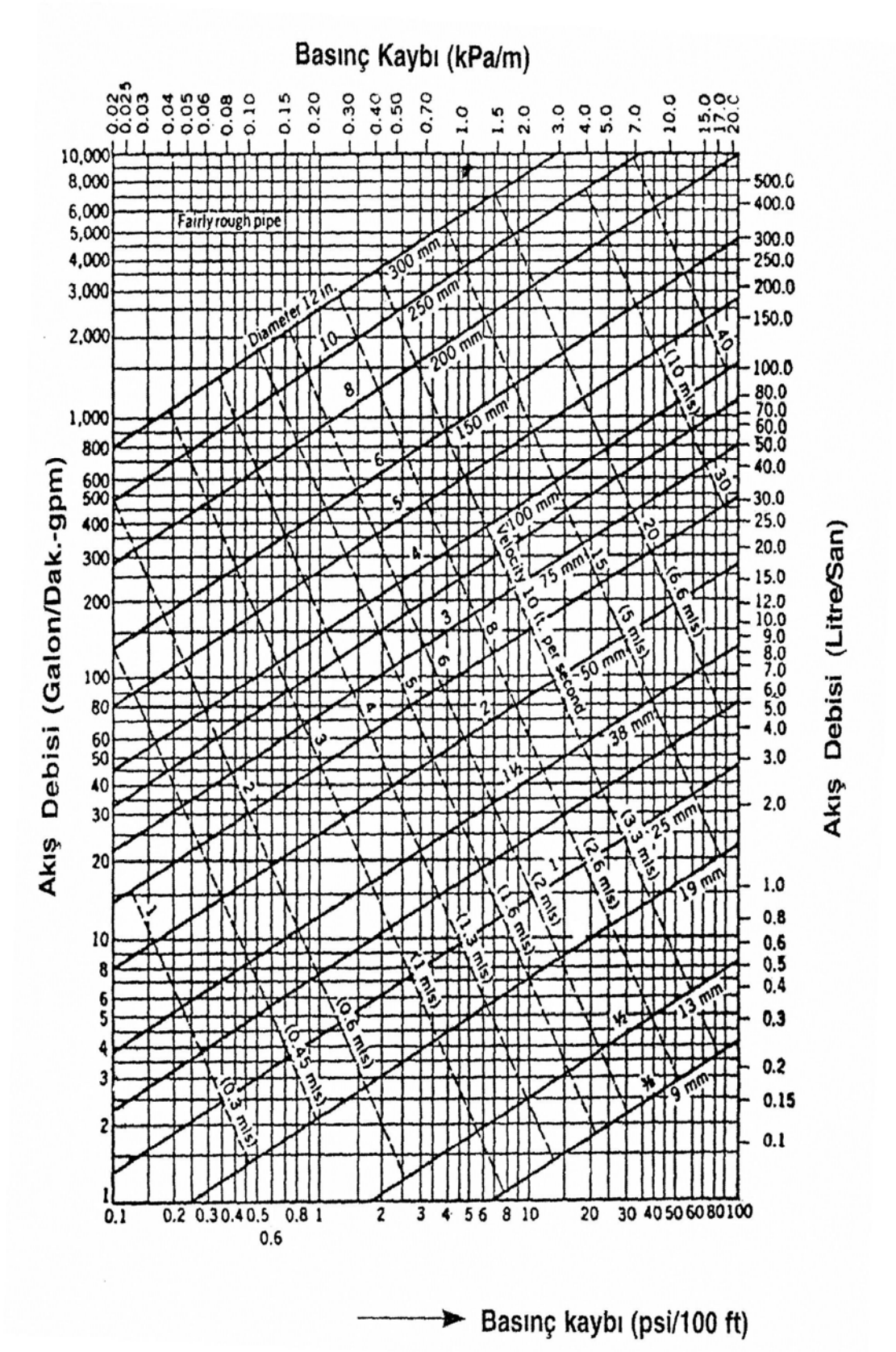
int main( void )
{
        double AA = 12, YY =10, EN =5, DKA = 0.14, KKA = 0.08, KG = 04, KB =
0.55, GB = 1;
        double BOY = 8.776, UU = 10;
        double AUA = 2 * DKA*EN;
        cout<<"\n\nODA ENİNDE DUVAR-KASA ARASINDA BIRAKILMIŞ
BOŞLUK ALANI: AUA ="<<AUA<<"m2 \n\n";
        double SBY = 2 * (DKA * KB * AA * DKA * KKA *(AA - 1));
        cout<<"ODA BOYUNDA DUVAR-KASA ARASINDA BIRAKILMIŞ
BOŞLUK ALANI: SBY ="<<SBY<<"m2 \n\n";
        double YBB = KB * (YY - 1) *KKA * AA;
        cout<<"X EKSENİ YÖNÜNDE KASALAR ARASI BOAŞLUKLARIN
ALANI: YBB ="<<YBB<<"m2 \n\n";
        double YBA = KG * KKA * (AA - 1) * YY;
        cout<<"Y EKSENİ YÖNÜNDE KASALAR ARASI BOŞLUKLARIN ALANI:
YBB ="<<YBA<<"m2 \n\n";
        double HOB = KKA *KKA * (AA - 1) * (YY - 1);
        cout<<"HER DÖRT KASA ARASINDAKI ORTAK BOŞLUK ALANI: HOB
="<<HOB<<"m2 \n\n";
        double GTB = EN * GB;
        cout<<"ODA GİRİŞİNDE BIRAKILAN HAREKET ALANI: GTB
="<<GTB<<"m2\n";
        double ABR = AUA + SBY + YBB + YBA + HOB;
        cout<<"DEPOLAMADA YARARLANILAMAYAN ODA ALANI: ABR
="<<ABR<<"m2 \n\n";
        double PTA = EN * (BOY - 1);
        cout<<"DEPOLAMAYA KONU OLAN ODA ALAN: PTA ="<<PTA<<"m2
\n\n";
        double E = (PTA-ABR) * 100/PTA, YUK = 3.5, Y = 3;
        cout<<"SOĞUK ODA TABANINDAN YARARLANMA ORANI: E
="<<E<<"% \n\n";
        double VG = (PTA -ABR) * Y;
        cout<<"HERBİR ODADA YÜKLEME YAPILAN GERÇEK HACIM: VG
="<<VG<<"m3 \n\n";
        double V = EN*(BOY - 1) * YUK;
```

EK 5 Soğuk Odada Ürün Yerleşimine İlişkin Bilgisayar Programı (devamı)

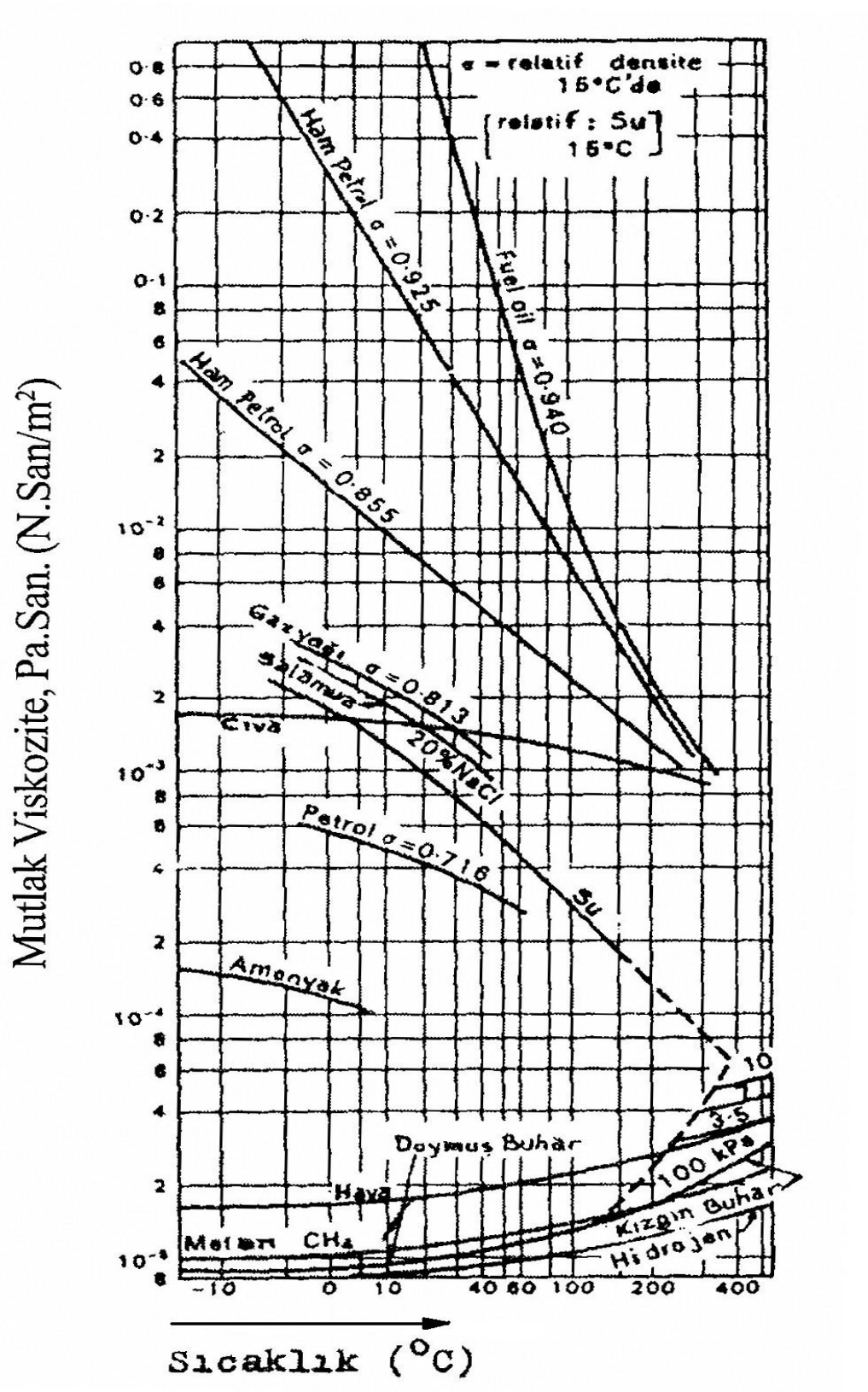
```
        double  EVV = (VG/V) * 100;
        cout<<"ODA HACMİNDEN YARARLANMA ORANI: EVV ="<<EVV<<"%
\n\n";
        double  EKM = 23, RL = 25, GK = 3.5;
        double OKS = AA * YY * UU;
        double HEK = OKS * EKM;
        cout<<"HERBİR ODADA SAKLANABİLECEK KİVİ MİKTARİ: HEK
="<<HEK<<"kg \n\n";
        double ALW = 2 * AA * YY * RL;
        cout<<"KASALARIN ARASINA YERLEŞTİRİLMİŞ PALETLERİN
AĞIRLIĞI: ALW ="<<ALW<<"kg \n\n";
        double P = HEK +  OKS * GK * ALW;
        cout<<"ODA TABANINA ETKIYEN TOPLAM YUK: P ="<<P<<"kg \n";
        double Z = P / (PTA - ABR);
        cout<<"ZEMİN DAYANIMI: Z ="<<Z<<"kg/m2 \n";
        double DU = HEK / (EN *(BOY - 1) * Y);
        cout<<"BİRİM ODA HACMİNE KONACAK KİVİ MİKTARİ: DU
="<<DU<<"kg/m3 \n\n";
        double DEN = 25, DBO = 42, OS = 12;
        double TH = (PTA - ABR) * OS * 100 / ( DEN*DBO);
        cout<<"BİNA DEPOLAMA VERİMİ: TH ="<<TH<<"% \n\n";

        return 0;
}
```

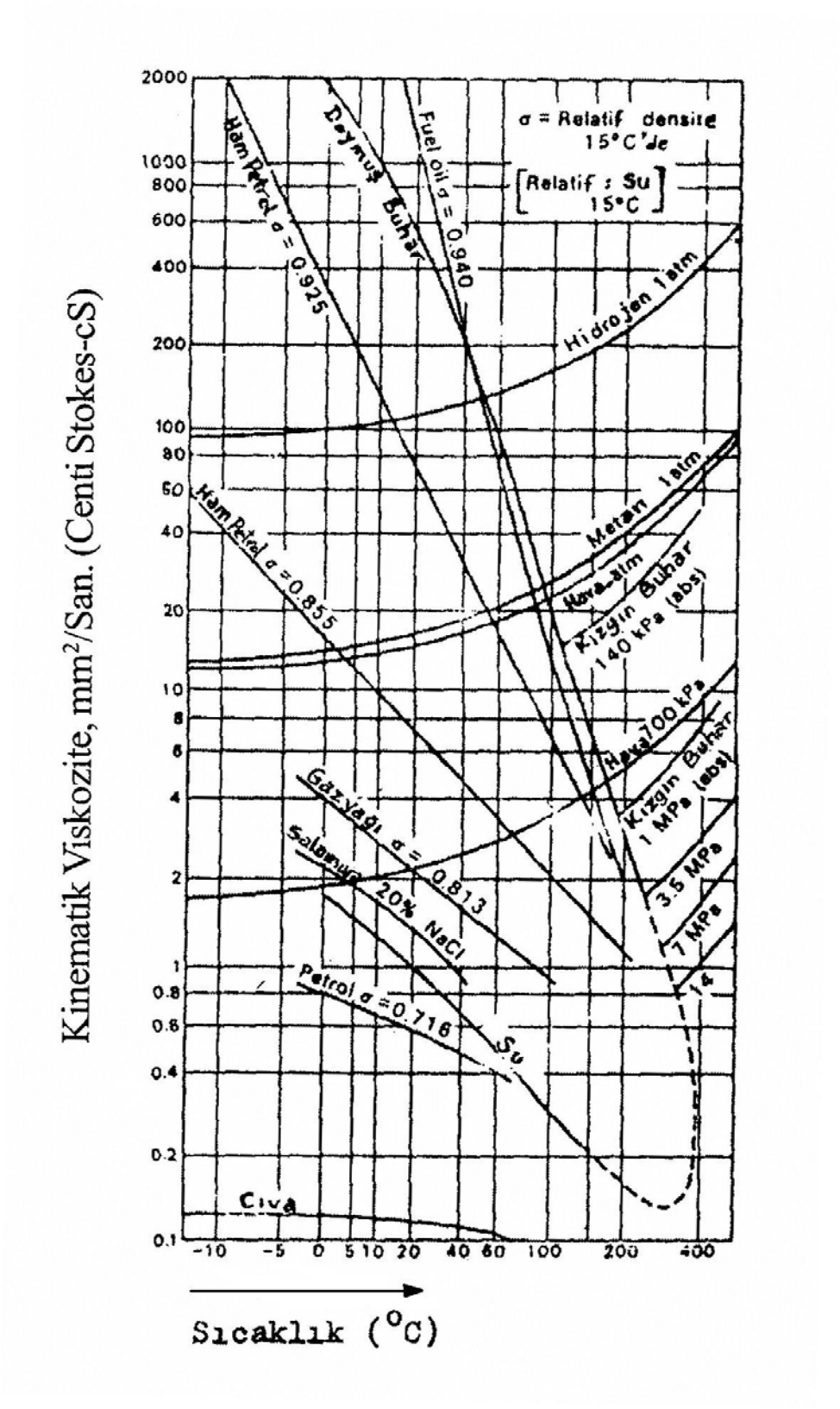
EK 6 Borularda Basınç Kaybı



EK 7 Akışkanlarda Vizkozite Değişimi (Mutlak)



EK 8 Akışkanlarda Vizkozite Değişimi (Kinematik)



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Berivan ALKAŞ

Doğum yeri : Ankara

Doğum Tarihi : 20. 07. 1979

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Ankara Atatürk Lisesi

Lisans : Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü

Yüksek Lisans : Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Ana Bilim Dalı

Çalıştığı Kurum/ Kurumlar ve Yıl

Havaş 2005

Yayınları (SCI ve diğer)

Kivi Meyvesi İçin Soğuk Depo Tasarım Parametreleri 2006