

39627

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

39627

HAVALANDIRMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ender EKMEKÇİ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 24 Ocak 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 14 Şubat 1994

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Nilüfer EĞRİCAN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. A. Rasim BÜYÜKTÜRK
Doç. Dr. Murat TUNÇ

OCAK 1994

ONSÖZ

Konunun belirlenmesinde ve çalışmalarımda yardımlarını esirgemeyen sayın Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN'a ve Mak. Yük. Müh. Gazanfer UĞURAL'a teşekkürü borç bilirim.

İstanbul 1994

Ender EKMEKÇİ



İÇİNDEKİLER

OZET	vi
SUMMARY	vii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. HAVALANDIRMA SİSTEMLERİ	3
2.1. Havalandırma Sistem Çeşitleri	3
2.2. Vantilatör Tipleri	10
2.3. Vantilatör Seçimi	11
2.4. Vantilatör Kanunları	12
2.5. Vantilatör-Motor İlişkisi.....	13
2.6. En uygun Kanal Tasarımı	14
2.7. Havalandırma normları ve sistem tasarım Hızları	17
BÖLÜM 3. HAVALANDIRMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU	19
3.1. Giriş	19
3.2. Vantilatörlerde Enerji Ekonomisi	19
3.2.1. İşletme Sırasında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar	19
3.2.2. Vantilatör Kontrolü Sırasında Enerji Ekonomisi	22
3.3. Isı Geri Kazanma Sistemleri	27
3.3.1. Giriş	27
3.3.2. Borulu Tip Hava Isıtıcıları	29
3.3.3. Levhalı Tip Hava Isıtıcıları	29
3.3.4. Isıtıcı Akışkanlı Sistemler	30
3.3.5. Döner Rejeneratif Hava Isıtıcıları ..	31
3.4. Yatırımların Geri Odeme Süresi Hesabı ...	33
BÖLÜM 4. UYGULAMAYA AİT BİR ORNEK	34
4.1. Darüşşafaka Lisesi Kampüs İnşaatı Hakkında On Bilgiler	34
4.2. Isıtma ve Havalandırma Sistem Prensipleri ..	34
4.3. Enerji Geri Kazanma Sistemlerinin Etüdü .	38

4.4. Dış Hava Şartlarına Ve Bina İşletme Programına Göre Hesaplanan Isı Yükleri	40
4.4.1. $t_{dış} = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$ Şartlarına Göre Hesaplanan Isıtma ve havalandırma yükleri	40
4.4.2. Aylık Ortalama Dış Hava Sıcaklıklarına Göre Hesaplanan Isıtma ve Havalandırma Yükleri	45
4.5. Vantilatör Devir Ayarı İle Yapılacak Elektrik Enerjisi Tasarrufu	56
4.6. Egzost Havası İle Dış Temiz Havanın Isıtılması	57
4.6.1. Döner Rejeneratör Kullanarak Yapılabilecek Enerji Geri Kazancı	57
4.6.2. Yüzeyle Isı Değiştiricisi Kullanarak Yapılabilecek Enerji Geri Kazancı	60
4.7. Kazanların Baca Gazı-Atık Isısından Faydalanarak Yapılabilecek Enerji Geri Kazancı	62
4.8. Sonuçlar Ve İrdelenmesi	64
KAYNAKLAR	70
EK A	72
EK B	76
EK C	77
EK D	78
EK E	86
ÖZGEÇMİŞ	90

KULLANILAN SEMBOLLER

B_g	Kazan sarfiyatı , kg/h
CRF	Geri kazanma katsayısı
D	Vantilatör boyutu , m
E_L	Elektrik fiyatı , TL
E_p	Senelik işletme gideri , TL
F	Toplam ısı geçiş yüzeyi , m^2
Q_{KI}	Isı kaybı (1. grup) , kcal/h
Q_{HI}	Havalandırma ihtiyacı (1. grup) , kcal/h
Q_{TI}	Toplam ısıtma/havalandırma ihtiyacı , kcal/h
$Q_{T24saat}$	Günlük ısı ihtiyacı , kcal
Q_{bg}	Baca gazı debisi , m^3/h
Q	Vantilatör debisi , m^3/h
P_t	Vantilatör toplam basıncı , Pa
P	Basınç , Pa
N	Güç , KW
n	Vantilatör devri , d/d
M_s	Yıllık sistem maliyeti , TL
T	Sistem çalışma süresi , h
K	Toplam ısı geçiş katsayısı , $kcal/m^2hC$
$t_{dış}$	Dış hava sıcaklığı , C
V_I	Hava ihtiyacı (1. grup) , m^3/h
v_g	Özgül duman gazı miktarı , Nm^3/Nm^3
η	Verim , %
PWEP	Bugünkü değer çarpanı
ρ	Yoğunluk , kg/m^3

ÖZET

Günümüzde enerji maliyetlerinin artması, enerji tasarrufuna olan ilgiyi zorunlu olarak artırmıştır. Bunun neticesinde enerji üreten tesislerde, gerek proje aşamasında titiz hesap yapılmakta gerekse işletme aşamasında enerji geri kazanma sistemleri bilinçli olarak kullanılmaktadır.

Özellikle havalandırma sistemleri enerji tasarrufu uygulamalarına çok açık sistemlerdir. Proje ne kadar mükemmel olursa olsun, enerji geri kazanma tedbirleri ile büyük ölçüde yakıt tasarrufu sağlanmaktadır.

Öncelikle havalandırma sistemleri incelenmiştir. Daha sonra genel olarak havalandırma sistemlerinde yapılabilecek enerji tasarrufu ve özellikle hava ısıtıcılar detaylı olarak incelenmiştir. Teknolojinin gelişmesi ile fiyatları ucuzlayan frekans konverterlerinin havalandırma sistemlerinde kullanımı ve yapılan enerji tasarrufu belirtilmiştir.

Uygulamaya ait bir örnek olarak halen inşaatı devam eden Özel Darüşşafaka lisesi Kampüs inşaatı verilmiştir. Çok büyük ölçekli olan bu kampüsün ısıtma ve havalandırma sisteminde yapılabilecek enerji tasarrufu etüd edilmiştir.

ENERGY RECOVERY IN HVAC SYSTEMS

SUMMARY

In many countries, the energy consumed in buildings represents a significant proportion of the total energy consumption of the country. Most of the energy used in buildings is consumed for space heating and ventilation. Savings in these fields are therefore of vital importance.

In this thesis, installation of heating and ventilating system at private Darüşşafaka high school campus is examined. Sophisticated HVAC system and energy recovery equipments have been proposed at this big scale project. All of them are examined below :

First of all, while preparing a heating and ventilating project, design temperature is very valuable parameter for calculating total heat losses. This temperature value for İstanbul is -3 C. Heating season is six months which begins at 15 november ends 15 may. Heating and ventilating requirements are calculated according to the average monthly ambient temperatures. Using the only required heating and ventilating capacity is drastically reduced by means of building ambient air temperature compensation equipments. In addition of using average monthly ambient air temperature, building work schedule are applied to the campus.

For HVAC applications, four basic types of air to air heat exchangers are used :

- Rotary heat exchangers
- Plate exchangers
- Heat pipes
- Liquid-coupled heat exchangers

For private Darüşşafaka high school campus, rotary heat exchangers and liquid-coupled heat exchangers are examined.

In view of its high efficiency and its ability to recover heat as well as moisture, the rotary heat exchangers offer wide opportunities for reducing radically the installed power and energy demand. By sizing the various components at the project stage to suit the needs of the

plant, the investment and operating costs can be significantly reduced. It is also important to satisfy the recovery demands by correct choice of the type of rotary heat exchanger. Heat recovery can be carried out by means of a hygroscopic rotor, i.e. a rotor which transfers moisture, as well as by means of a non-hygroscopic rotor i.e. a rotor which under normal operating conditions, transfers only sensible heat.

When no humidification demands are made, a non hygroscopic rotor is normally installed. However, even in this type of plant, the hygroscopic rotor offers certain benefits, such as lower frosting point, at the same time as it eliminates the risk of extremely dry indoor air conditions during the winter.

Since heat wheels are the only air to air exchanger which recovers both sensible and latent heat, they are generally the most cost effective energy recovery device for HVAC systems. In addition to preventing moisture from entering the building during the summer, heat wheels also prevent moisture from being exhausted in winter. As a result, the need for humidification is reduced and the level of comfort increased.

Liquid-coupled heat exchangers are easy to install in existing as well as new systems. A liquid-coupled system consists of the following components.

- Finned coil in the exhaust air
- Pipe work with a pump and control valve
- Finned coil in the supply air

The most important benefits of a liquid-coupled system are :

- The supply air and exhaust air ducts can be run independently of each other.
- Several units on the supply and exhaust air sides can be combined into a system
- Simple to incorporate heat recovery into existing systems
- The heat recovery coil in the supply air can be utilised as a cooling coil in the summer

The third proposed energy saving system is changing motor speed of the fresh air unit, exhaust air units and pumps. For several years, electronic variable speed drives have been used on fan motors in large buildings variable-air-volume (VAV) ventilation systems to replace inlet vanes. The most important benefits of a variable speed machine are :

50% of the electrical energy consumed in private Darüßsafaka high school campus HVAC system is used to operate centrifugal or flow loads, such as pumps, fans and blowers. Most of these loads are powered by constant speed squirrel cage induction motors. Since the power consumption varies as the cube of speed, using frequency converters which adjust the motor speed according to the required speed, the power requirements can be significantly reduced.

Two boilers in heating centre represent potential sources for recovering waste heat. This waste heat, boiler flue gas, can be used for preheating the water belongs to hot water system. As a result, boiler gas flow rate and inlet, outlet gas and water temperatures are calculated.

As a result, for each energy recovery system payback period is calculated. All of the methods have been examined and especially it is decided that using average monthly ambient air temperature will give better result than using constant design temperature, -3°C , by means of ambient air compensation equipment, as well as together applying with building's work schedule exactly.

Since the average ambient air temperature for Istanbul is around 9°C , payback period for rotary heat exchanger is very long about 13.5 years. So, rotary heat exchangers are not applicable for Istanbul air conditions. But, energy recovery from boiler exhaust gas using economizer is applicable.

Waste heat recovery calculations usually start with the heat balance. A heat balance is an analysis of a process which shows where all the heat comes from and where it goes. This is a vital tool in assessing the profit implications of heat losses and proposed waste heat utilization projects. The heat balance for a steam boiler, process furnace, air conditioner, etc., must be derived from measurements made during actual operating periods. The measurements that are needed to get a complete heat balance involve : energy inputs, energy losses to the environment, and energy discharges.

Energy enters most process equipments either as chemical energy in the form of fossil fuels, of sensible enthalpy of fluid streams, of latent heat in vapor streams, or electrical energy.

For each input it is necessary to meter the quantity of fluid flowing or the electrical current. This means that if accurate results are to be obtained, sub

metering for each flow is required (unless all other equipment served by a main meter can be shut down so that the main meter can be used to measure the inlet flow to the unit). It is not necessary to continuously submeter every flow since temporary installations can provide sufficient information. In the case of furnaces and boilers that use pressure ratio combustion controls, the control flow meters can be utilized to yield the correct information. It should also be pointed out that for furnaces and boilers only the fuel need be metered. Tests of the exhaust products provide sufficient information to derive the oxidant (usually air) flow if accurate fuel data are available.

Industrial heat exchangers have many pseudonyms. They are sometimes called recuperators, regenerators, waste heat steam regenerators, condensers, heat wheels etc. Whatever name they have, they all perform one basic function: the transfer of heat.

Heat exchangers are characterized as single or multipass gas to gas, liquid to liquid, evaporator, condenser, parallel flow, counterflow, or crossflow. The terms single or multipass refer to the heating media passing over the heat transfer surface once or a number of times. Multipass flow involves the use of internal baffles. The next three terms refer to the two fluids between which heat is transferred in the heat exchanger, and imply that no phase changes occur in those fluids.

The principal methods of reclaiming waste heat in industrial plants make use of heat exchangers. The heat exchanger is a system which separates the stream containing waste heat and the medium which is to absorb it, but allows the flow of heat across the separation boundaries. The reasons for separating the two streams may be any of the following.

- (1) A pressure difference may exist between the two streams of fluid. The rigid boundaries of the heat exchanger can be designed to withstand the pressure difference.
- (2) In many, if not most, cases the one stream would contaminate the other, if they were permitted to mix. The heat exchanger prevents mixing.
- (3) Heat exchangers permit the use of an intermediate fluid better suited than either of the principal exchange media for transporting waste heat through long distances.

Consideration should be given to HVAC energy recovery for both new and retrofit applications where building codes or other regulations require substantial amounts of fresh make-up air. Air-to-air heat exchangers can be used to pre-heat or pre-cool supply air from wasted heat or cooling being exhausted from the building.

In addition to the obvious fuel savings, several other benefits are possible. For instance, when designed into new installations, major savings can be achieved through the reduction in the required capacities of heating and cooling equipment.



BOLÜM 1. GİRİŞ

Enerji, haklı olarak, 80 li yılların gündemindeki en önemli konu olmuştur. Isıtma ve havalandırma sistemlerinin gelişen teknoloji ile daha çok kullanılmaya başlaması ile, bu sistemlerde yapılabilecek tasarruf önlemleri dahada önemli hale gelmektedir.

Her havalandırma sistemi, kendine has özelliklerden dolayı (Sistemin kapasitesi, Bina durumu) bu sisteme uygun bir enerji tasarrufu sistemi gerektirir.

Bu amaçla, şu anda inşaatı büyük bir hızla devam etmekte olan Darüşşafaka kampüsünün çok büyük ölçekli olan ısıtma ve havalandırma sistemi tanıtılmış ve yapılabilecek enerji tasarrufu sistemleri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

İlk tasarruf önlemi olarak, işletme giderlerini büyük ölçüde aşağı çeken bir yöntemdir. Kısaca, dış hava sıcaklık kompanzasyonu ve binaların işletme programının tam olarak uygulanması ile yapılacak enerji tasarrufu olarak açıklanabilir. Bu amaçla, bütün binaların işletme programları sayesinde kat veya bina bazında tüm ısıtma ve havalandırma sistemleri durdurulacak veya çalıştırılacaktır. Buna ilaveten, kompanzasyon sayesinde yapılabilecek enerji tasarrufu detaylı olarak hesaplanmıştır.

Hava ısıtıcıları kullanmak ile yapılabilecek enerji tasarrufu : kızlar yatakhane, erkekler yatakhane ve eğitim binasında mümkün olmaktadır. Binaların kullanım sürelerinin uzunluğu ve atılan egzost hava debisi, sistem seçiminde önemli rol oynamaktadır. Hava ısıtıcı olarak döner rejeneratör ile ısıtıcı akışkanlı sistemler hakkında detaylı olarak bilgi verilmiş ve tasarruf miktarları

hesaplanmıştır.

Çatılara yerleştirilen taze hava santralleri ve egzost santrallerinin motorları çift devirlidir. Bu devir seşiminin, otomatik veya bina işletme programına göre el ile seçimi düşünölmektedir. Oysa bu işlem kademesiz devir ayarı ile ihtiyaca göre yapılabilir. Hatırlanacağı gibi motorların çektiğı güç, devrin kübü ile orantılı değıştiğinden dolayı, devri değıştirerek büyük ölçüde elektrik enerjisi tasarrufu yapılabilir.

Isı merkezinde bulunan iki adet kazanın 250 C'de attığı gazdan faydalanarak sıcak-su sistemine destek yapılması tezin son kısmında detaylı olarak incelenmiştir. Atık gaz debisi hesaplanırken binaların işletme programı dikkate alınmıştır.

BÖLÜM 2. HAVALANDIRMA SİSTEMLERİ

2.1. HAVALANDIRMA SİSTEM ÇEŞİTLERİ

Havalandırma sistemleri genel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir, [1].

a-) Sabit veya değişken hava debili sistemler :
Bir havalandırma sistemi sabit veya değişken debili olabilir. Pratikte çoğu sistem sabit debili olmasına rağmen bu terim onları tanımlamak için kullanılmamaktadır. Bununla beraber, zonlar arası büyük debi farklılıkları gerektiren binalarda değişken debili sistemler kullanmak gerekir.

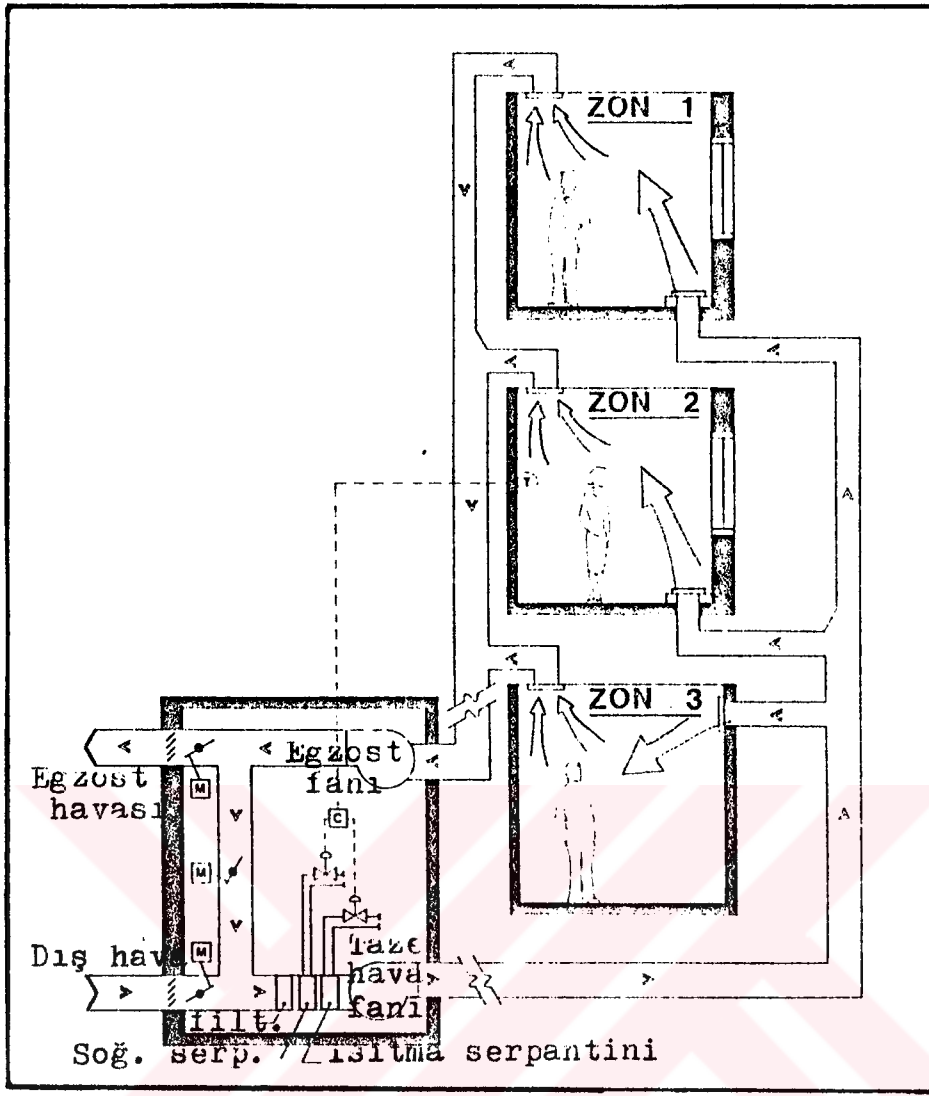
b-) Yüksek, orta veya düşük basınçlı sistemler :
Havalandırma sistemleri ayrıca yüksek-basınçlı, orta-basınçlı, veya düşük basınçlı olarak tanımlanır. Bu sınıflandırma fanın çıkış basınçının değerine göre değişir. Yüksek basınçlı sistemlerde, hava daha küçük bir kanaldan geçeceği için imalat açısından bir tasarruf sağlanacaktır. Buna rağmen yüksek basınçlı sistemler enerjiyi verimsiz kullanmaya eğilimlidir. Hatırlanacağı gibi basınç artışı direkt olarak fan gücündede artış gerektirir.

c-) Kanal sayısı : Diğer bir sınıflandırmada havalandırılacak odaya gelen kanal sayısına göre yapılmaktadır. Tek veya çok kanallı sistemler mevcuttur. Çift kanallı sistemlerde bir kanal sıcak hava diğeri soğuk hava taşır.

Aşağıda genellikle ticari amaçlı binalarda rastlanan havalandırma sistem tipleri tanıtılacaktır.

1. Tip- Tek zonlu havalandırma sistemleri :

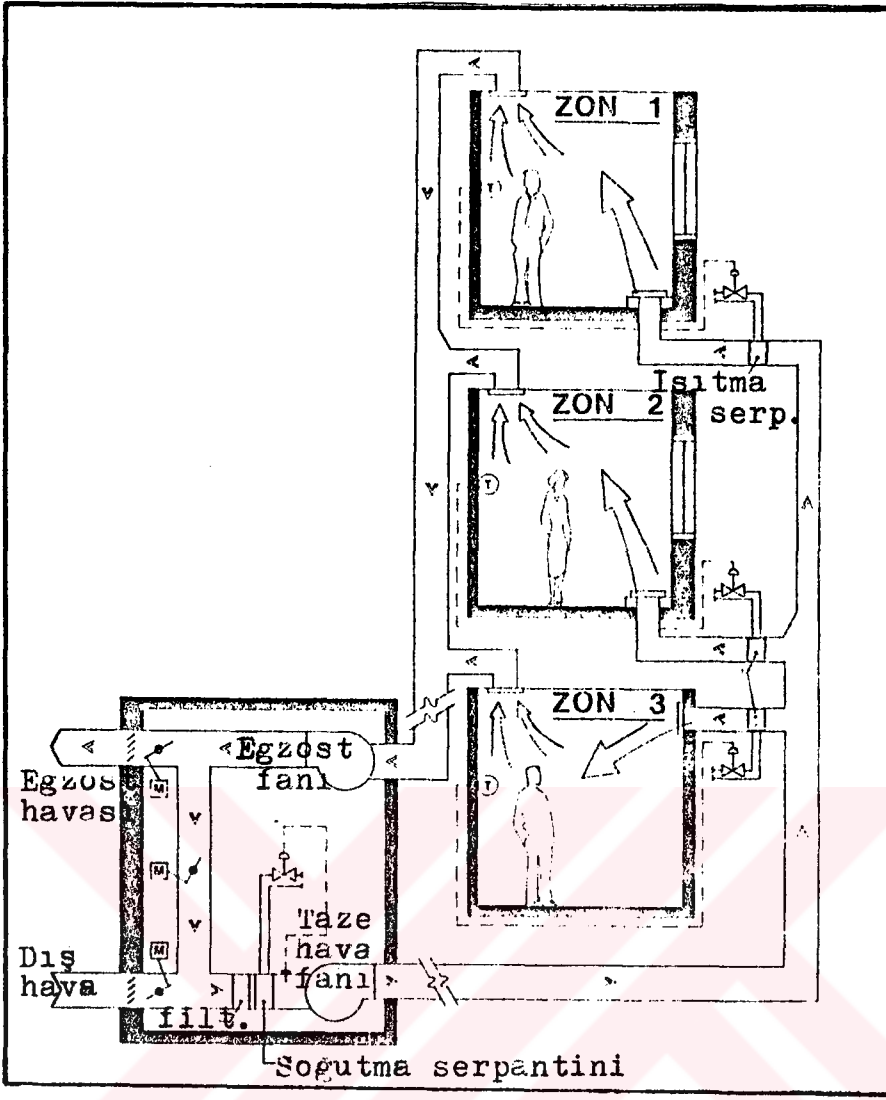
Bu sistem çok yaygın ve en basit havalandırma sistemidir. Ana karakteri, tek bir zonlu kontrol yeteneğine



Şekil 2.1. Tek zonlu havalandırma sistemi

sahip olmasıdır. Tipik bir tek zonlu havalandırma sistemi şekil 2.1. de gösterilmektedir. Görüldüğü gibi istenilen odaya konulan oda termostadı ısıtma veya soğutma serpantinlerini kumanda etmektedir. Bazı küçük sistemlerde oda termostadı direkt olarak fanı kumanda etmektedir.

Sistemin basit olması ve tek kanallı bir sistem gerektirmesi önemli avantajları arasındadır. Isıtma ve soğutma aynı anda yapılmadığında yüksek bir verim sağlanabilmektedir. Yalnız bir odanın sıcaklığının ayarlanabilmesi ve nem kontrolünün iyi olmaması bu sistemin önemli dezavantajları arasında yer almaktadır.



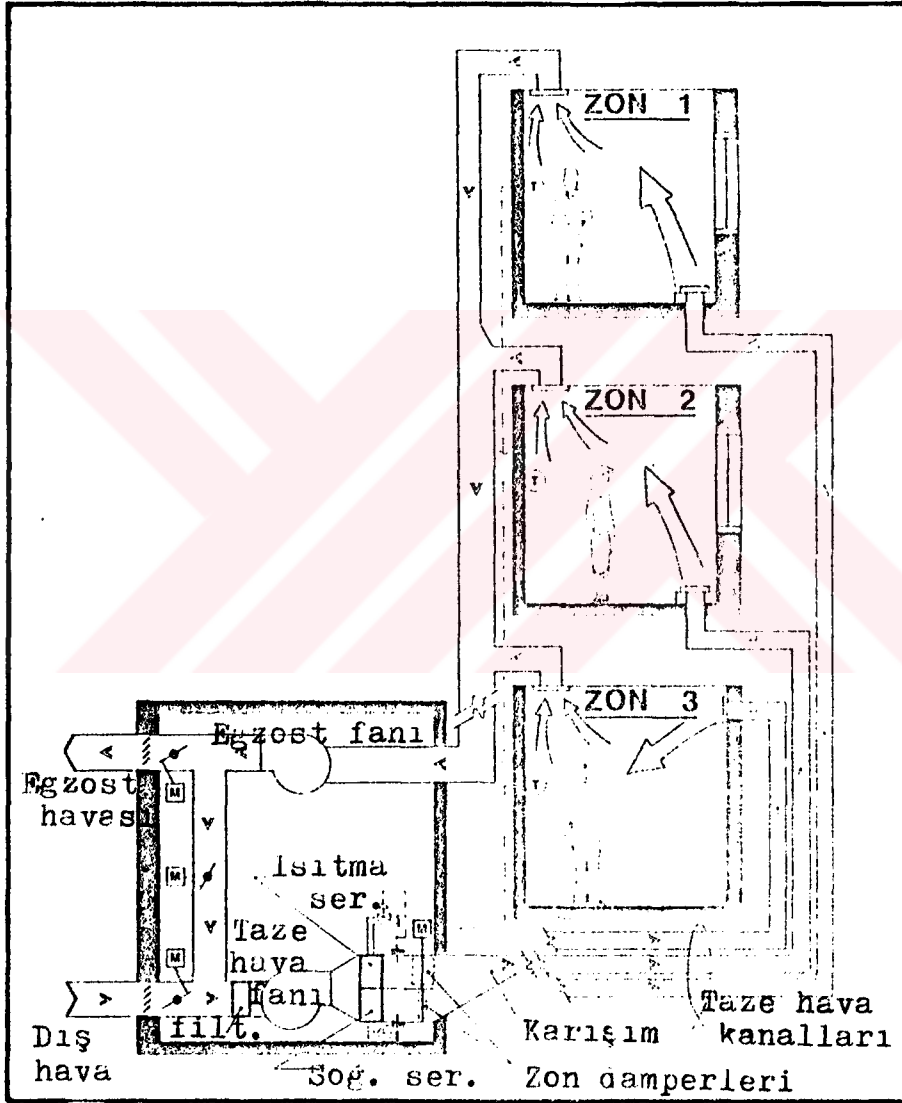
Şekil 2.2. Sekonder ısıtmalı havalandırma sistemi

2. Tip- Sekonder ısıtmalı havalandırma sistemleri:

Tek zonlu havalandırma sistemlerine benzeyen bu sistemde hava, şartlandırılacak olan bölüme girmeden önce serpantinden geçirilerek istenen sıcaklığa ısıtılmaktadır. Her serpantin bir oda termostadı tarafından kumanda edilmektedir. Isıtma serpantini genellikle 90/70 C prensibi ile çalışırlar. Tipik bir sekonder ısıtmalı sistem şekil 2.2. de gösterilmektedir. Yüksek basınçla havayı dağıtmak gereken büyük havalandırma sistemlerinde, serpantin sabit hacimli basınç düşürücü kutusu ile entegre halde dir.

Bu sistem sayesinde mükemmel seviyede sıcaklık ve

nem kontrolü yapılabilmektedir. Tek kanallı bir sistem olarak, imalat açısından az miktarda kanal sacı gerektirir. Ancak, her oda için serpantin, on-off vana, boru , pislik tutucu vs. gerektirmesi dolayısı ile pahalı bir sistem olması en büyük dezavantajları arasındadır. Asma tavanda yer problemi ve su sızıntısı ihtimali diğer olumsuzluklarıdır.

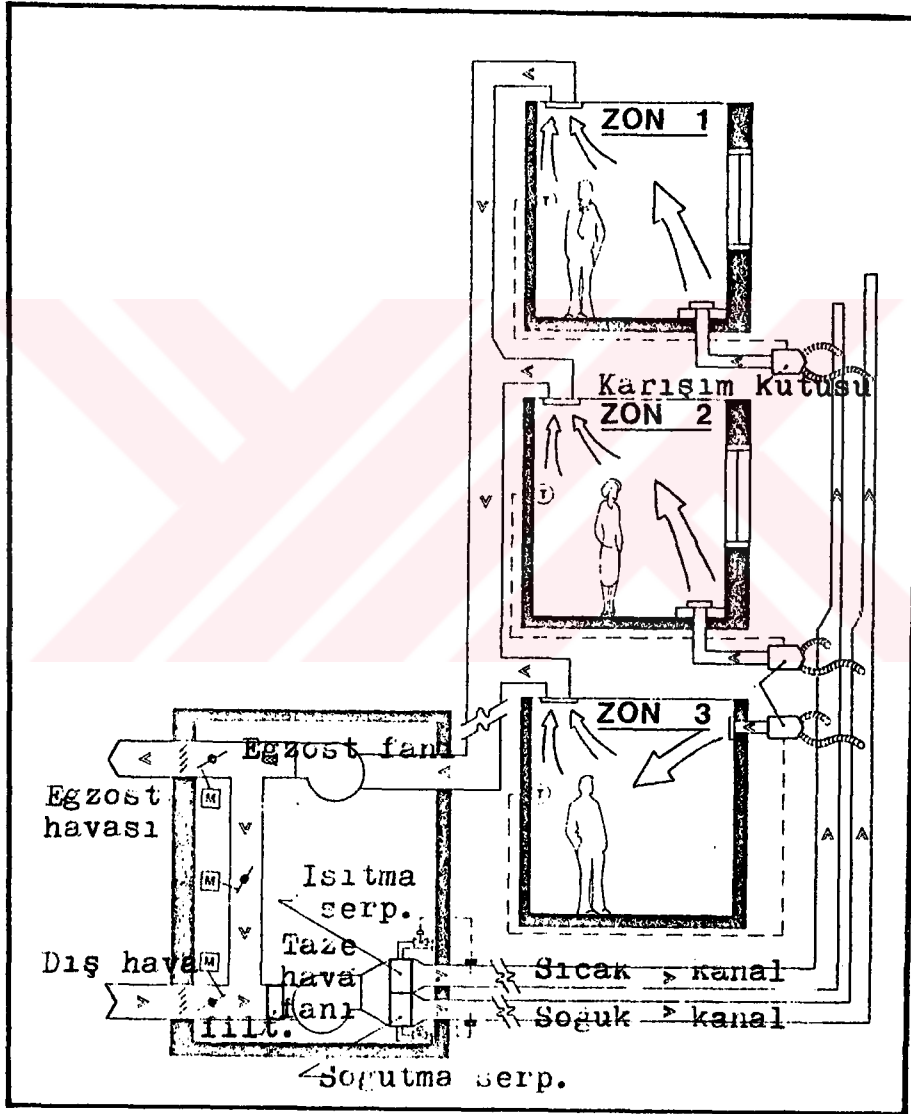


Şekil 2.3. Hava karışımli sistem

Şekil 2.3. de hava karışımli bir sistem gösterilmiştir. Sıcak ve soğuk hava, her bölümün kendi oda termostadı ile kumanda edilen damperler ile karıştırılarak ısı-

tenilen sıcaklık elde edilerek hacme gönderilir. Sistem havalandırılacak hacim sayısı ile sınırlıdır.

Zon sayısı az oluğu takdirde fazla pahalı olmayan bir sistem olması ve her zonun müstakil olarak kumanda edilebilmesi en büyük avantajlarındanıdır. Zonların büyüklüğü ve sayısı ile sınırlı olması ayrıca kanal sacını çok miktarda gerektirmesi olumsuz yönlerinin başında gelir.

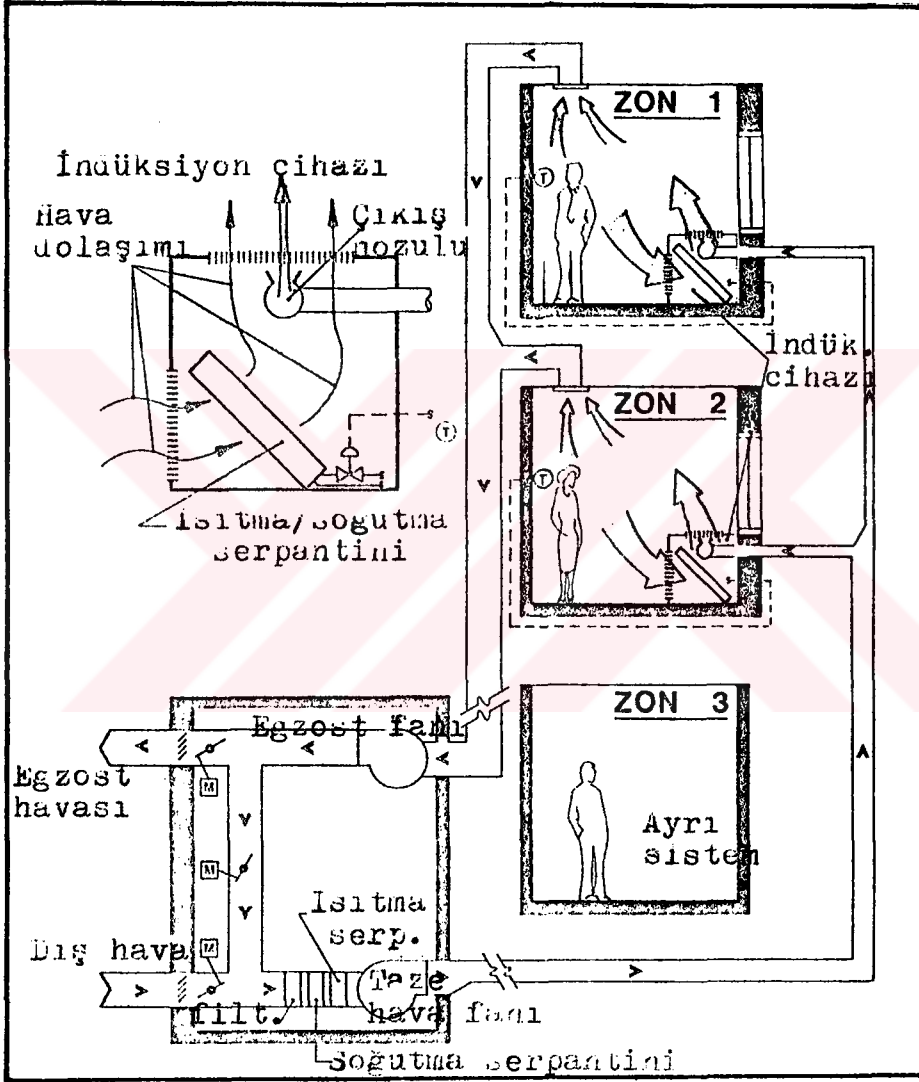


Şekil 2.4. Hava karışımı - çift kanallı sistemler

Şekil 2.4. de gösterilen hava karışımı çift kanallı bu sistemde sıcak ve soğuk hava taşıyan iki kanal ve her zon girişinde oda termostadı ile kontrol edilen karı-

şım kutuları yer almaktadır. Bu sistem daha ziyade , büyük hacimli sistemler için kullanılmaktadır.

Sistemin basit olması ve iyi bir sıcaklık kontrolü yeteneği , sistemin en önemli avantajlarındanıdır. Pahalı ve verimsiz bir sistem olması aynı zamanda çok miktarda kanal sacı gerektirmesi dezavantajları arasındadır.

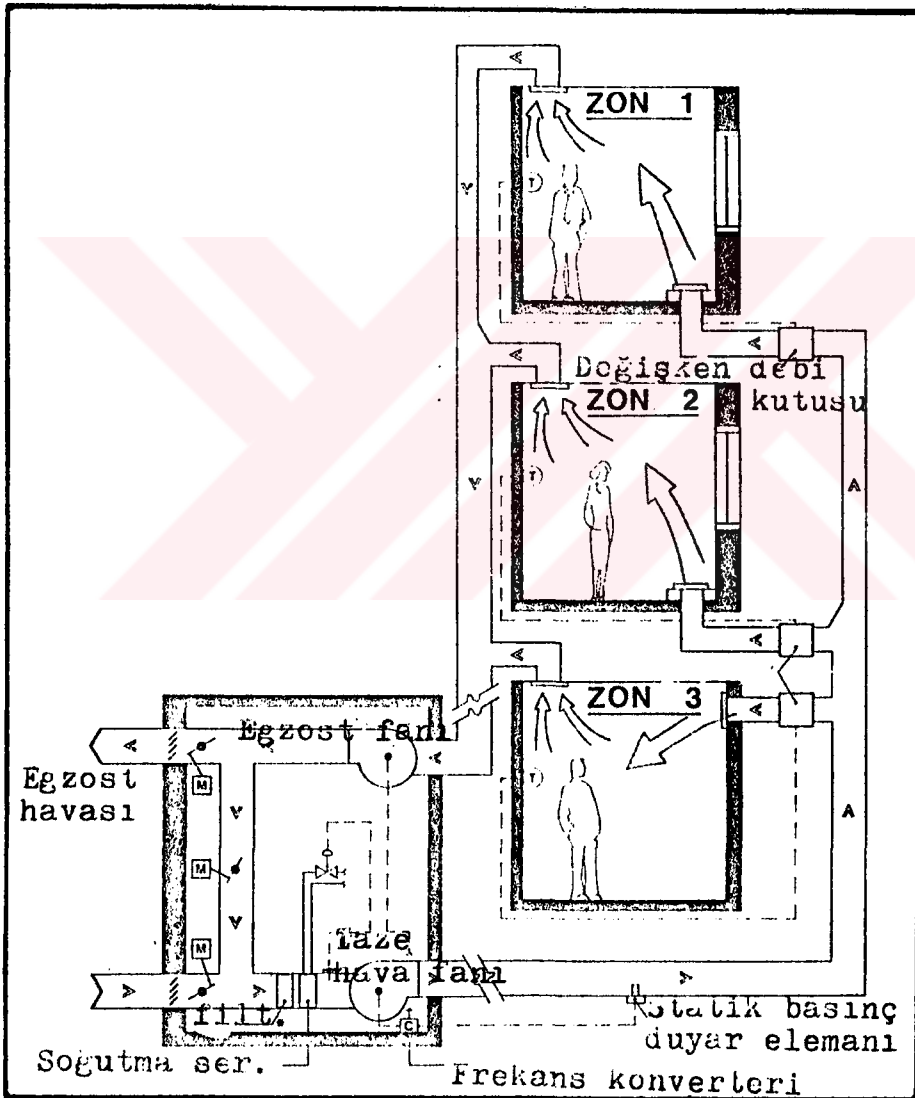


Şekil 2.5. İndüksiyonlu havalandırma sistemi

Şekil 2.5. de gösterilen indüksiyonlu havalandırma sisteminde, indüksiyon birimi, oda reşirküle havasını ısıtma serpantinininden geçirmek üzere özel olarak dizayn edilmiş bir cihazdır. Taze hava ana santralde ısıtılma-

sına rağmen, en büyük enerji transferi serpantinlerde olmaktadır. Sıcaklık kontrolü termostad ile yapılmaktadır.

Düşük ilk yatırım gerektirmesi, büyük sistemlere uygulandığında az kanal sarfiyatı ve müstakil kontrol imkanı sistemin tercih edilmesinin önemli sebepleridir. İndüksiyon cihazının bakım problemleri (filtre değişimi valf bakımı, serpantin temizliği) olması dezavantajıdır.



Şekil 2.6. Değişken hava hacimli sistem

6. Tip- Değişken hava hacimli sistemler :

Şimdiye kadar bahsedilen sabit hava hacimli sistemlerde zon sıcaklığı, taze hava sıcaklığının değişimi ile ayarlanmaktaydı. Değişken hava hacimli sistemler sabit sıcaklıkta verilen hava debisini yük değişimine göre azaltır veya artırır.

Şekil 2.6. da tipik bir değişken hava hacimli sistem gösterilmiştir. Hacme verilecek hava debisi, yük ihtiyacına göre olmakta ve hava debisi, hacim içine uygun olarak yerleştirilmiş izleyiciden alınan sinyale göre otomatik kontrol ile kumanda edilmektedir. Bu hava debisini azaltan veya çoğaltan kutulara "VAV Terminal Box" adı verilir.

Her bölümün müstakil kontrol imkanı ve düşük işletme maliyeti bu sistemin en büyük avantajıdır. Ancak yüksek yatırım maliyeti gerektirmesi sistemin uygulanabilirliği açısından olumsuz bir yön taşımaktadır.

2.2. VANTİLATÖR TİPLERİ

Vantilatör istenen gaz debisini, gazı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek sağlayan cihazdır. Daima mevcut olan atalet ve sürtünme kuvvetlerini yener. Vantilatörün dönen çarkından sağlanan mekanik enerji gaza geçer, gazın hızını ve gerekli debi için yük kayıplarını yenecek kadar basıncını artırır.

Gaz, vantilatör çarkının eksenini doğrultusunda akıyorsa "Eksenel", yarıçapı doğrultusunda akıyorsa "Merkezkaç" vantilatör denir. Merkezkaç vantilatörler salyangoz gövde ve dönen çarktan oluşmuştur. Hava çarkın merkezinden girer, dik bir açı yaparak dönen kanatların arasından geçer. Kanatların arasında gazın dönmesi ile oluşan merkezkaç kuvvet : gazı hızla dışarı gönderir, statik basıncını artırır, çark merkezinden gaz emer.

Gaz kanatları terk ederken, hızı daire şeklindeki

çark ile salyangoz gövde arasındaki açılma nedeni ile basınca dönüşür. Çıkış difüzörü hızın daha çok basınca dönüşmesine sebep olur. Hız, çevre hızı ve çarka göre izafi hava hızından oluşur. Eğer kanatlar, öne eğik ise bu hızlar toplanır, geriye eğikse terstir. Merkezkaç vantilatörler emiş şekline göre tek emişli veya çift emişli olabilir.

Eksenel vantilatörlerde çarkın içinden geçen akışkan hızının değişimi basıncı yaratır. Basıncı yükseltmek için merkezkaç kuvvet kullanmazlar. Kanatların dönme hareketi akış doğrultusunda gazın hızını artırır. Gaz kanadın giriş kanatlarından emilir, helisel bir hareketle çıkış kenarından atılır. Yönlendirici kanatlar helisel hareketi düzeltir, gazın dönmesini önler.

2.3. VANTILATOR SEÇİMİ

Bir vantilatör seçimine başlandıktan , imalatçı firma kataloğuna ve vantilatör ile ilgili değerlere el atmadan önce bu vantilatörün kullanılacağı sistemi ve bu sistemin özelliklerini tespit etmek atılması gereken en önemli adımdır. Yine vantilatörün çalışma, işletme şartları olarak çalışma süresi, duruş-kalkış periyotları, soğukta yol alma durumu, yol verme, ve otomatik kontrol durumları bilinmelidir. Kullanılacak motor tipi ve kapasite değerleri ön prensip kararlarında belirlenmiş olmalıdır. Tatbiki sistem özellikleri, vantilatör tahrik şekli ve sistemdeki bütün elemanların karakteristiklerini (vantilatör emiş damperi, çıkış damperi, by-pass damperi, filitre cinsi ve filitrenin temiz,kirli basınç kaybı) gibi bilgileride kapsamaktadır.

İklimlendirme-havalandırma gayeli sistemler için vantilatör seçerken aşağıdaki hususlar dikkate alınır. İster istenen sıcaklık ve izafi nem şartlarının sağlanması için olsun, ister bir hacmin pis hava vegazlarının ve-

ya kat parçacıklarının atılması için kullanılsın, sonuçta hesaplanan hava miktarı standart şartlardaki tablo , abak ve cetveller ile pratikte denenmiş bazı katsayılara göre hesaplanmaktadır. Burada ulaşılan sonuç standart şart diye tanımlanan 20 C ve deniz seviyesi şartlarıdır. Tabii ki bu hesaplarda esas alınan şart, "konfor şartı" ve kirlilik açısından sağlıklı olması için "emniyetli ortam" şartlarıdır. Bunların hepsi normal teneffüs şartlarına sahip ortamlarda yaşamasını tariflemektedir. Sıcaklık, izafi rutubet, toz, kirlilik, hava hızı, gürültü seviyesi, radyasyon tesirleri gibi konfor şartlarından bazıları hesap ve tedbirlerle temin edilebilir, ancak değişmeyen en önemli faktör sistemde temini gereken O_2 (oksijen) miktarıdır. Hava genelde O_2 ve azot karışımı olarak düşünülürse, ağırlıklı olarak O_2 'nin kabulünde, hava miktarında ağırlık olarak hesaplanması gerekir. Bu ağırlık esaslı geçerli kabul edilip standart hava şartlarına göre hesap yapıldıktan sonra değişen sıcaklık, yükseklik, nem ve basınç gibi şartlara göre olan hacim esaslı hesap ve değerlere ulaşmak çok kolay ve doğru olur.

2.4. VANTİLATÖR KANUNLARI

Herhangi bir vantilatör serisi için karakteristik değişkenler arasındaki bağıntılardır. Bu değişkenlerde,

D : Vantilatör boyutu

n : Devir adedi

ρ : Gaz yoğunluğu

Q : Debi

P : Basınç

N : Güç

η : Verim sembolüdür

I. Kanun : Boyut, yoğunluk veya hız değişiminin, debi basınç ve güce etkisini gösterir.

$$Q_1 = Q_2 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3 \left[\frac{n_1}{n_2} \right] \quad (2.4.1.)$$

$$P_1 = P_2 \left[D_1/D_2 \right]^2 \left[n_1/n_2 \right]^2 \left[\rho_1/\rho_2 \right] \quad (2.4.2.)$$

$$N_1 = N_2 \left[D_1/D_2 \right]^5 \left[n_1/n_2 \right]^3 \left[\rho_1/\rho_2 \right] \quad (2.4.3.)$$

II. kanun : Boyut, basınç veya yoğunluk değişiminin debi hız ve güce etkisini gösterir.

$$Q_1 = Q_2 \left[D_1/D_2 \right]^2 \left[P_1/P_2 \right]^{1/2} \left[\rho_2/\rho_1 \right]^{1/2} \quad (2.4.4)$$

$$n_1 = n_2 \left[D_1/D_2 \right] \left[P_1/P_2 \right]^{1/2} \left[\rho_2/\rho_1 \right]^{1/2} \quad (2.4.5.)$$

$$N_1 = N_2 \left[D_1/D_2 \right]^2 \left[P_1/P_2 \right]^{3/2} \left[\rho_2/\rho_1 \right]^{1/2} \quad (2.4.6.)$$

III. kanun : Boyut, debi ve yoğunluk değişiminin hız basınç ve güce etkisini gösterir.

$$n_1 = n_2 \left[D_2/D_1 \right]^3 \left[Q_1/Q_2 \right] \quad (2.4.7)$$

$$P_1 = P_2 \left[D_2/D_1 \right]^4 \left[Q_1/Q_2 \right]^2 \left[\rho_1/\rho_2 \right] \quad (2.4.8)$$

$$N_1 = N_2 \left[D_2/D_1 \right]^4 \left[Q_1/Q_2 \right]^3 \left[\rho_1/\rho_2 \right] \quad (2.4.9)$$

Vantilatör kanunları, deney verileri mevcut ise aynı serideki ve verimdeki diğer bir vantilatörün çalışma karakteristiklerini bulmak için kullanılabilir. Vantilatör kanunları ancak akış şartları benzer ise kullanılabilir.

2.5. VANTİLATÖR-MOTOR İLİŞKİSİ

Motor milindeki moment ve hız makinanın tahrik milindeki moment ve hızla uyum sağlamalıdır, [2]. Bir makinanın milinde ihtiyaç duyduğu gücü bilmek motor seçimi için yeterli olmaz. Milde ihtiyaç duyulan momenti ve bu momenti hangi hızda verebildiğini bilmek gerekir. Makina milindeki moment ihtiyacı genelde motorunkinden yüksek hız ihtiyacı ise düşüktür. Bu özelliklerde, düşük hızlı motor imal etmek için kutup sayısını artırmak, yüksek

moment için rotor boyu veya çapı yada her ikisininide büyütmek gerekir. Sonuçta motor ağır, büyük ve pahalı olur. Çözüm için her zaman makinaya göre yüksek hızlı, düşük momentli eşit güçte bir motor yada en yakın bir üst değerdeki bir motor seçilir, hız ve moment uyumlu bir mekanizma sağlanır.

Değişik hızdaki tahrik motorlarının iyi ve kötü yönleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 2.1. Tahrik şekilleri

İyi Yönleri	Kötü yönleri
Doğru Akım Motoru	
-Geniş aralıkta, basamaksız hız ayarı -Doğru akım depo edilip, tekrar kullanılabilir	- Yüksek yatırım maliyeti - ac-dc çevirme mekanizması - Bakım ve montaj maliyeti - Çalışırken kollektör dilimleri ve fırçalar arasında kıvılcımlar çıkar
Değişken Hızlı Alternatif Motor	
-Doğru akım motorlarının bütün avantajları -Enerji ekonomisi sağlar, enerjinin birim fiyatı ucuzdur -Geniş bir güç aralığında imal edilmektedir -Bakımı kolay. Doğru akım motoruna göre daha az arıza yapar -Asenkron motorun çalışması esnasında elektrik arkı meydana gelmez	
Hidrolik Tahrik	
-Düşük maliyet -Motor düşük momentle kalkar -Genellikle problemsizdir	- Tam hız dışında verimsiz - Bazen tam hızda hidrolik sızdırma kontrolü zor olur -Yardımcı yağ sistemi gerekir

2.6. EN UYGUN KANAL TASARIMI

Kanal projesi için seçilecek başlangıç değerleri en az toplam maliyeti (en uygun kanal tasarımı) verecek şekilde olmalıdır.

Başlangıç değerlerini seçmek için kullanılan ekonomik analiz metodları "Bugünkü değer" ile "Senelik yatırım ve işletme maliyeti" olmak üzere iki tanedir. Bugünkü değer metodu, seçilen sürede sahip olmak ve işletmek için gerekli nakiti karşılaştırır, ve programın başında bir değer bulur. Senelik yatırım ve işletme maliyeti metodu yatırım ve işletme maliyetlerini senelik olarak karşılaştırır.

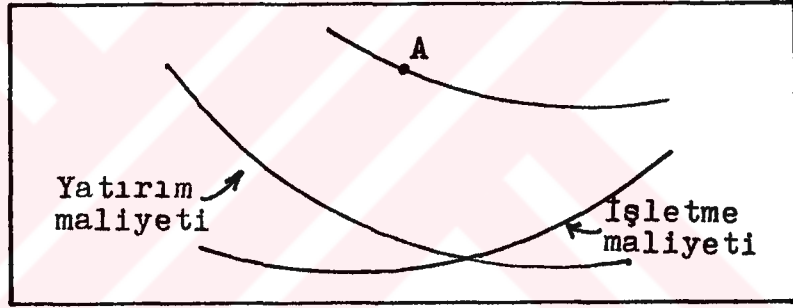
Sistem maliyeti :

$$M_t = M_p + M_s$$

M_p : Bugünkü değer veya senelik işletme maliyeti, TL

M_s : " " " " yatırım gideri "

Bugünkü değer veya senelik işletme metoduna göre toplam maliyet



Kanal içindeki akışkan hızı

Şekil 2.7. Ekonomik analizin grafik çözümü

Sistem hızı azalırsa, yatırım maliyeti artar, işletme maliyeti azalır. Sistem maliyetinin en uygun olduğu (A) noktası sistemi veya kanal hızını belirler, Şekil 2.7.

Senelik işletme gideri, kanal sistemi için

$$E_p = \frac{E_L Q P_t T}{\eta_v \eta_m} \quad (2.6.1.)$$

Eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikte,

E_p : Senelik işletme gideri , TL

E_L : Elektrik fiyatı , TL

Q : Debi , m^3/s

P_t : Vantilatör toplam basıncı , Pa
 η_v : Vantilatör toplam verimi
 η_m : " mekanik "
 T : Sistem çalışma süresi , h

Olmaktadır. Diğer hesaplar her iki metod için aşağıda açıklandığı gibi yapılır.

- Bugünkü değer metodu :

$$M_p = E_p \text{ PWEF}$$

Bugünkü değer çarpanı,

$$\text{PWEF} = \frac{[(1+j)/(1+i)]^{n-1}}{1 - [(1+i)/(1+j)]} \quad (2.6.2)$$

n : amortisman yılı

i : senelik faiz

j : " enflasyon

- Yıllık işletme ve yatırım gideri metodu :

$$M_s = P_s \text{ CRF}$$

M_s : Yıllık sistem maliyeti , TL.

P_s : Başlangıç sistem maliyeti , TL.

CRF: Geri kazanma katsayısı

$$\text{CRF} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2.6.3.)$$

Yıllık işletme gideri ,

$$M_p = M_{pi} \text{ CRF}$$

M_p : Yıllık işletme gideri , TL.

M_{pi} : " " giderinin bugünkü değeri , TL.

2.7. HAVALANDIRMA NORMLARI VE SİSTEM TASARIM HIZLARI

Çeşitli amaçlar doğrultusunda kullanılan hacimlerde kullanım amacına göre gerekli olan hava değişimi, mahal hacmindeki havanın saatteki değişme miktarı olarak aşağıda verilmiştir. [3]

Tablo 2.2. Çeşitli hacimler için gerekli hava değişim miktarları

Havalandırılacak Yerin Cinsi	Bir Saatteki Hava Değişme Miktarı
Tuvalet, banyo ve aktü odaları	4 - 8
Gravür atelyeleri	5 - 15
Kütüphaneler	3 - 5
Bürolar	3 - 8
Boyahaneler	5 - 15
Boya püskürtme odaları	20 - 50
Garajlar	2 - 5
Gardroplar ve sigara içilmeyen sinema ve tiyatrolar	4 - 6
Fuvayyeler, lobiler, sigara içilen sinema ve tiyatrolar	5 - 8
Büyük mutfaklar	8 - 12
Orta mutfaklar	10 - 20
Küçük mutfaklar	15 - 30
Laboratuvarlar	5 - 15
Ameliyat odaları	4 - 8
Okullar	3 - 6
Yüzme havuzu salonları	3 - 5
Kasa daireleri	3 - 6
Dükkanlar	4 - 8
Toplantı salonları	5 - 8
Çamaşırhaneler	5 - 15
Mağazalar	3 - 6
Fazla kirlenmesi olmayan atelyeler	3 - 6

Aşağıda iklimlendirme sistemlerinde kullanılan bazı elemanların yüzey hızları verilmiştir.

Panjur

1. Giriş ≥ 3300 l/s 2 m/s
 < 3300 l/s
2. Çıkış > 2400 " 2.5 m/s
 < 2400 "

Filtreler

1. Panel filtre

- i) viskoz 1-4 m/s
 ii) kuru tip genişletilmiş yüzey
 a-düz
 b-kıvrık malzeme 3.8 m/s
 c-hepa 1.3 m/s

2. Yenilenebilir

- i) Hareketli viskoz perde 2.5 m/s
 ii) Hareketli kuru perde 1 m/s

3. Elektrostatik hava temizleyicileri

- i) İyonize levha şeklinde 1.5-2.5 m/s
 ii) Yüklü ortam iyonize olmamış 1.3 m/s
 iii) Yüklü ortam iyonize 1.0 m/s

Isıtma serpantini, buhar ve kızgın su 2.5-3.0 m/s

Kanal hızı ve geometrisi maliyet ve sistem sınırlamaları gözönüne alınarak belirlenir. Tablo 2.3. ideal tasarım hızı minimum maliyet şartını gerçekleştirmelidir.

Tablo 2.3. Alçak hız sistemleri için hava kanallarında tavsiye edilen maksimum hızlar

Tatbikat Yeri	Gürültü Miktarı	Ana Kanal ve Tali Kanalda		Ana Kanalda		Tali Kanalda	
	db	Tavsiye	Max.	Dağıtıcı	Toplayıcı	Dağıtıcı	Toplayıcı
Villalar Müstakil evler	20 - 35	3.00	5.00	5.00	4.00	3.00	3.00
Apartmanlar Otel odaları Hasta odaları	24 - 40	4.00	5.00	7.50	6.50	6.00	5.00
Tiyatrolar Sinemalar	30 - 50	4.00	6.00	6.50	5.50	5.00	4.00
Bürolar (hususî) Kütüphaneler	35 - 45	5.00	6.00	10.00	7.50	8.00	6.00
Büyük bürolar Bankalar Lokantalar	45 - 55	6.00	7.50	10.00	7.50	8.00	6.00
Satış mağazaları Barlar Gece kulüpleri	40 - 60	5.00	9.00	10.00	7.50	8.00	6.00
Endüstri	> 70	10.00	12.50	12.50	9.00	10.00	7.50

BÖLÜM 3. HAVALANDIRMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ TASARRUFU

3.1. GİRİŞ

Genel olarak bir havalandırma tesisatı "Vantilatör" ve "Sistem" denilen kanallar, filitreler, serpantinler gibi diğer elemanlardan oluşmaktadır. Vantilatöre verilen enerjiyi azaltabilmek için "Vantilatör" ün yanısıra "Sistem" de gözönüne alınmalıdır. Vantilatör ve sistem birlikte gözönüne alınarak, enerjinin iyi kullanımı ve enerji ekonomisi için gereken işlemler incelenebilir.

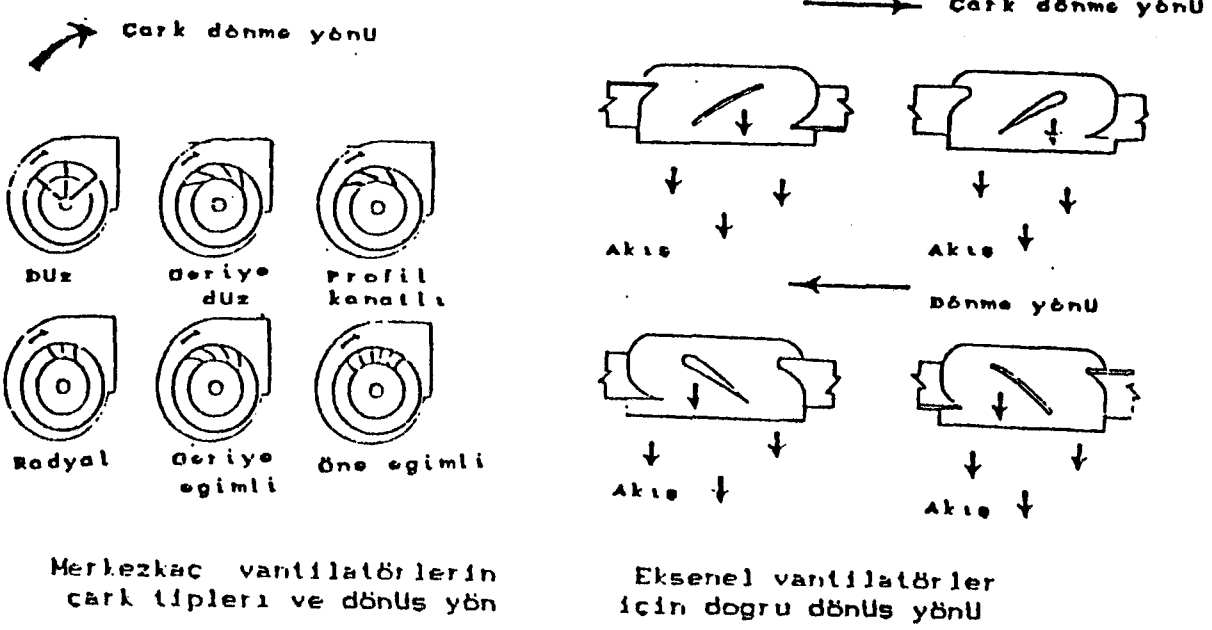
Bir havalandırma tesisinde enerji tasarrufu sağlanmasında atılan enerjinin (sıcak egzost gazlarının) geri kazanılması (taze havanın ısıtılması) çok önemlidir. Bu bölümde havalandırma tesislerinden atılan enerjinin geri kazanılması konusunda yararlanılan devre ve cihazlar tanıtılarak çalışma prensipleri açıklanmıştır.

3.2. VANTİLATÖRLERDE ENERJİ EKONOMİSİ

3.2.1. İşletme Sırasında Dikkat Edilmesi Gereken Husular

Projelendirme ve tesisat ne kadar iyi yapılmış olursa olsun enerji ekonomisi için işletme sırasında da yapılması gereken işlemler vardır.

Öncelikle , çarkın dönüş yönü doğru olmalıdır. Bu durum Şekil 3-1 de gösterilmiştir. Kanal sızdırmazlığı sağlanmalıdır.Hava kaçakları ısı kaybı, enerji kaybı, ile , kontrol ve konfor şartlarının bozulmasına yol açar. Kanal sızdırmazlığı, hıza değil statik basınca ve sistem konstrüksiyonuna (boyutlarına ve bağlantılarındaki aralık-



Şekil 3-1 Çarkın dönüş yönü

lara bağlıdır. Vantilatörlerin kontrol sırasında güç kaybı azaltılmalıdır. Bölüm 4.2.2. de bu yöntem detaylı olarak açıklanacaktır.

Titreşim önlenmelidir, vantilatörlerde mekanik veya aerodinamik kaynaklı kuvvetler titreşimlere yol açmaktadır. Vantilatörün verimine ve ömrüne olumsuz yönde etki edebilecek derecede aşırı titreşimlere izin verilmemelidir. Dağıtıcı kanallarda ısı yalıtımı yapılmalıdır. Kanallarda ısı ekonomisini sağlamak üzere ve yoğunlaşmayı önlemek için ısı yalıtımı yapılır. Kanallar yalıtımlı boşluklardan geçiyorsa, kanallardan olan ısı geçişi binanın ısı kaybı veya kazancını değiştirmiyorsa ve toplama kanallarında ısı yalıtımı yapılmaz. Yoğuşma, kanal içinden soğuk gaz akışkan geçtiğinde, kanal dış yüzey sıcaklığının çevre havasının çiğ noktası sıcaklığının altına düşmesi ile meydana gelir. Yoğuşma olmaması için, kanal içindeki akışkan sıcaklığının en düşük değeri veya yalıtım kalınlığı :---

$$k (\theta_a - \theta) = h_d (\theta_a - \theta_{ky}) \quad (3.2.1.1.)$$

eşitliğinden bulunur. Bu eşitlikte k, toplam ısı geçiş

katsayısı, O_{ky} kanalın dış yüzey sıcaklığı veya çevre havasının çığ noktası sıcaklığı, O kanal içindeki akışkan sıcaklığı, O_a çevre havasının kuru termometre sıcaklığıdır. Yoğuşma olmaması için, kanal içindeki akışkan sıcaklığı, özellikle dirsek ve geçişlerde yeterince yüksek olmalıdır. (bazen sadece dirsek ve geçişlerin yalıtılması yeterli olmaktadır). Kanal dışındaki ısı taşınım katsayısı h_d veya $(h_d/k-1)$ büyük, k küçük olmalıdır.

Kayış-kasnak tahrikinde, kasnak hızları aynı olmalı kayış gerginliği doğru ayarlanmalıdır. Hizalanmamış kasnaklar güç kaybına neden olur. Gevşek kayış kaymaya, düşük vantilatör hızlarına ve yatak, mil ve motor aşınmasına sebep olur. Kayışın gergin olması vantilatör, motor ve yatak ömrünü azaltır. Akış yüzeyleri temiz olmalıdır, giriş, çark, kanatlar, gövde içi gibi akış yüzeylerindeki kir verimi düşürür. Filtrelerin periyodik olarak temizlenmesi gerekir. Aksi halde sistemin karşı basıncı artar. Kayış, kasnak ve yatakların uyarıcı bakımı yapılmalıdır. Uyarı bakım için vantilatörün kritik noktalarından alınacak titreşim sinyalleri çözülür ve tanı tabloları kullanılarak tek bir sinyalin spektrumunun çıkartılması ile beklenen arızanın tanınması sağlanabilir. Böylece bakım ve işletme masrafları azalır.

Vantilatörler çok değişik büyüklük ve tiplerde olmak üzere sanayi, işyeri ve konutlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, vantilatörler fabrika gibi büyük hacimlerin ısıtılmasında ve soğutucularda sadece ısı ekonomisi sağlamak amacı ile kullanılmaktadır.

Bu kadar çok kullanılan vantilatörleri iyi inceleyerek yapılacak enerji tasarrufu, o işletmenin verimli ve ekonomik olarak çalışmasının yanında ülke ekonomisine de önemli katkılar sağlayacaktır.

3.2.2. Vantilatör Kontrolü Sırasında Enerji Ekonomisi

Elektrik enerjisinin önemli bir kısmı pompa, vantilatör ve kompresörleri çalıştırmak için kullanılmaktadır. Bu yükün çoğu maksimum gücün çalışma süresi boyunca çok az gerektiği düşünülerek anlaşılabılır. [4],[5],[6]

Değişken hız cihazları kayışlar, kasnaklar, dişliler, mekanik kavramalar ve hidrolik sürücülerdir. Fakat bunlar pahalı, büyük, bakımı pahalı ve enerji kayıpları fazladır. Doğru akım hız sürücüleride akışı ayarlamak için kullanılmaktadır. Fakat doğru akım motoru aynı güçteki alternatif akımlı motorun üç katına kadar ilk yatırımın artmasına sebep olmaktadır. Büyük ve ağırdır. Bakımı pahalıdır ve kirli, yanabilen, buharlı ortamlarda kullanmak alternatif akımlı motorlardan zordur.

Sonuç olarak alternatif akımlı motorların frekans ayarı ile kontrolü en mantıklı yoldur, ve güç sarfiyatını azaltır. Vantilatör kanunlarından hatırlanacağı üzere güç devrin kübü ile orantılı olarak artmaktadır. Kısılma ile kontroldeki kayıpların ve maliyetlerin azalmasını dolayısı ile enerji ekonomisi sağlar.

Frekans kontrolü, ucuzdur, sessizdir, mekanik aşınması ve bakımı azdır. Diğer özellikleri ise,

- PWM (Pulse Width Modulation) prensibi ile hızı kademesiz olarak ayarlayan frekans çeviricilerdir.
- Çıkış frekansları 2-100 Hz arasında ayarlanabilir.
- Alternatif akım motorlarının her tipine, sincap kafeli asenkron motorlara, asenkron motorlara uygulanabilir.

- Mikro işlemci kontrollüdür, programlanabilir.

Birden çok motorun bağlanabildiği bu cihazlar iki ayrı moment-hız karakteristiğine programlanabilir. Sipariş verirken uygulanacak makina tipi belirtil-

melidir.

a-) Moment hızdan bağımsız ve sabit (örnek :
konveyör, mikser)

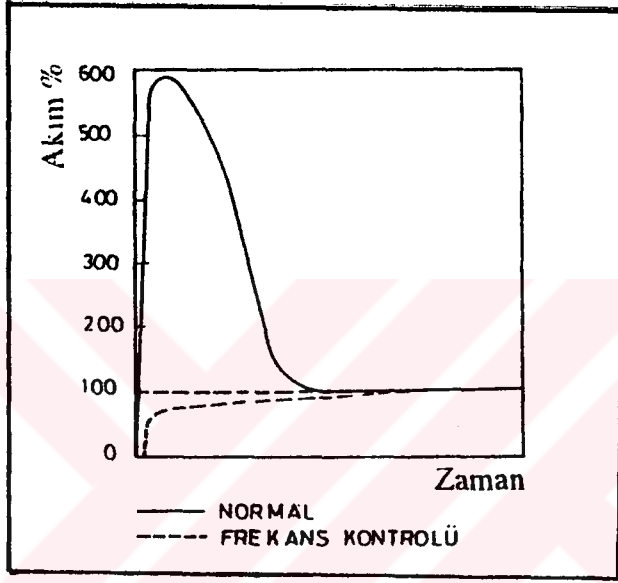
b-) Moment hızın karesi ile orantılı (örnek:
pompa, vantilatör)

- Akış algılayıcıları yardımıyla programlanmış kontrol veya bilgisayar yardımıyla kontrol imkanı sağlarlar.
- Kısa bir süre aşırı yüklenebilirler.
- Kısa devreye, topraklama hatalarına karşı korumalıdır.
- Devreye alınması basittir.
- Verimi yüksektir.
- Düşük hızda bile moment kaybı düşüktür.
- Bu cihazlarda transistör kullanıldığından gücü 100 KW a kadar olan motorlara uygulanabilir.
- Elektronik termik şalter olarakta çalışır.
- Frekans kontrolü vantilatörleri devreden çıkarmadan, elektrik tüketimini azaltarak çalıştığından enerji ekonomisinde önemli bir rol oynar. Ayrıca
- Sistemi düşük hızda çalıştırarak uzun ömür,
- Düşük bakım, uzun yatak ömrü,
- Dişli kutusunda ve kayışta uzun ömür,
- Sesesiz ve titreşimsiz çalışma,
- Mekanik kontrol cihazlarının devreden çıkartılması,
- Yüksek verim ve düşük işletme maliyeti,
- Kapalı alternatif motorlar ile korozyon ve patlayıcı (tehlikeli) ortamlarda çalışma kolaylığı sağlarlar.

Frekans kontrolü kademesiz hız ayarının yanı sıra, yumuşak kalkış, ivmelenme, yavaşlama sağlar. Frekans kontrolü ile vantilatörlerde kalkış için gerekli olan % 600 akım yerine, tam yükte çekilen akımdan fazla olmayan bir akımla kalkış yapılabilir. Büyük güçlerde 850 KW ka-

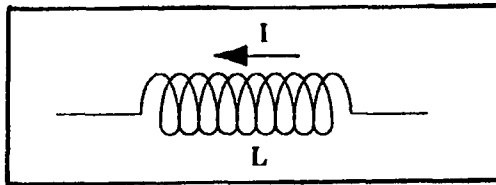
dar tristörlü yol vericiler kullanılır. Tristörlü yol vericiler motora düşük gerilimle yol verirler. Frekansın sabit oluşundan dolayı moment kaybı söz konusudur. Bu yol vericiler kalkış momentinin düşük olduğu vantilatörlerde kullanılabilir.

Frekans kontrolü, yol verme için kullanıldığı zaman, klasik yol vermede kullanılan elektrikli yol verme cihazlarını ortadan kaldırır.



Şekil 3-2 Kalkış akımı

Frekans kontrol cihazlarının çalışma prensibi aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 3-3

- U : Gerilim (volt)
- Z : Empedans (Ω)
- w : Açısal hız (rd/s)

L : Endüktans (henry)

I : Akım (amper)

ϕ : Magnetik akı (weber)

f : frekans (Hz)

olmak üzere ve,

$$U = ZI \quad (3.2.2.1)$$

$$Z = L\omega = L2\pi f \quad (3.2.2.2)$$

$$I = k\phi \quad (3.2.2.3)$$

bağıntıları bilindiğine göre,

$$U = 2\pi f L k \phi \quad \text{ve} \quad (3.2.2.4)$$

$$\phi = U / f (1/2\pi L k) \quad \text{bağıntıları bulunur.} \quad (3.2.2.5)$$

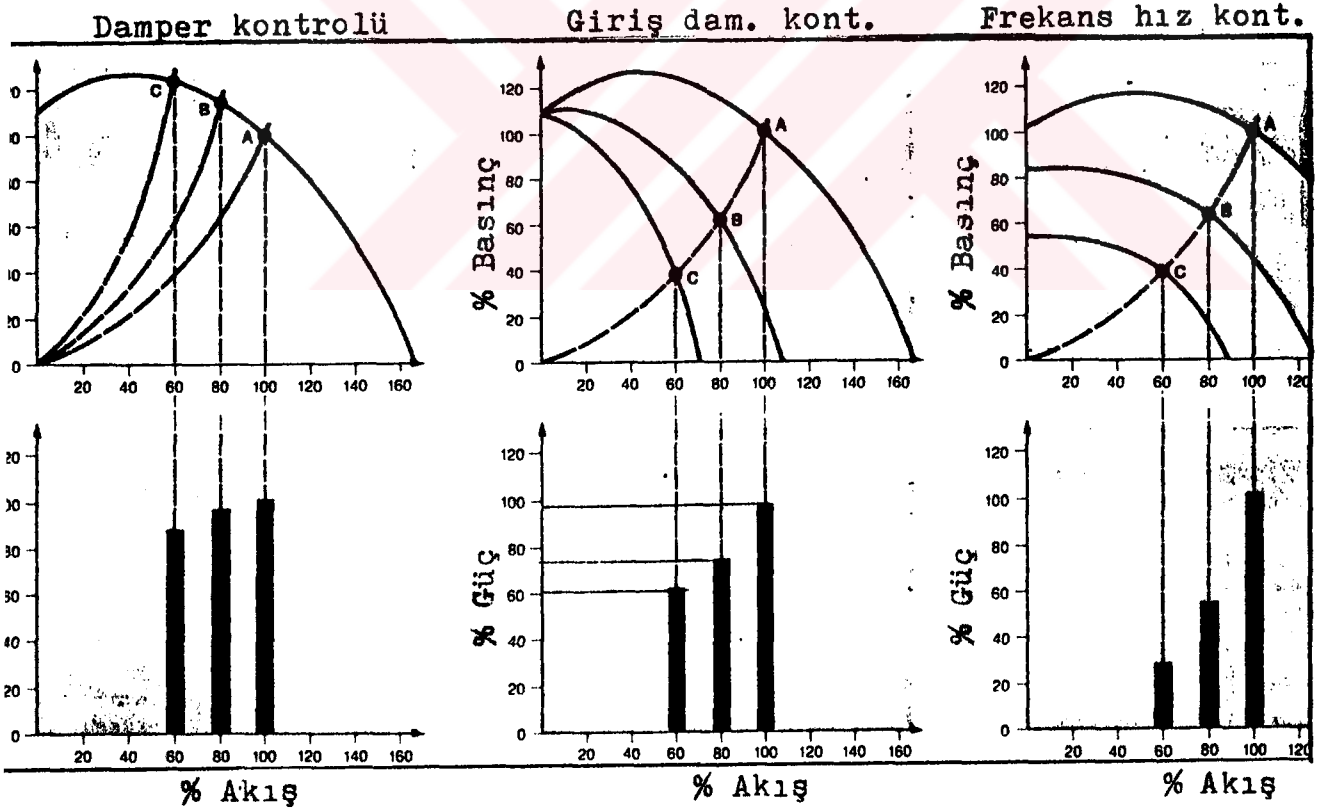
Sonuç olarak,

$$\phi = f(U/f) \quad (3.2.2.6)$$

Motor aktif gücü

$$\sqrt{3} UI \cos \varphi = M_w \quad (3.2.2.7)$$

M : Moment (Nm) olmak üzere yazılabilir.



Şekil 3-4 Kontrol sistemlerinin karşılaştırılması

Şekil 3-4 den frekans kontrolünün, diğer metodlara

göre ne kadar enerji ekonomisi sağlayan bir yol olduğu görülmektedir. Şekilde sürekli çizgiler vantilatör eğrilerini, kesikli çizgiler sistem eğrisini göstermektedir. Çalışma noktası bu iki eğrinin kesim noktasıdır. Bar grafikler %60 , % 80 ve % 100 akış için her kontrol metodu için gerekli gücü göstermektedir. Eğrilerde en yüksek çalışma debisi % 100, maksimum % 160 debi ile gösterilmiştir. Yine şekillerde % 100 debiye karşı gelen % 100 güç olmaktadır. Bu debilere karşılık gelen güç (debi x basınç) ifadesinden bulunur.

Damper, vantilatör çıkışına konur. damper kapanır ken basınç artar , debinin azalmasına sebep olur. A, B, C akışın üç değişik konumuna karşılık gelmektedir.

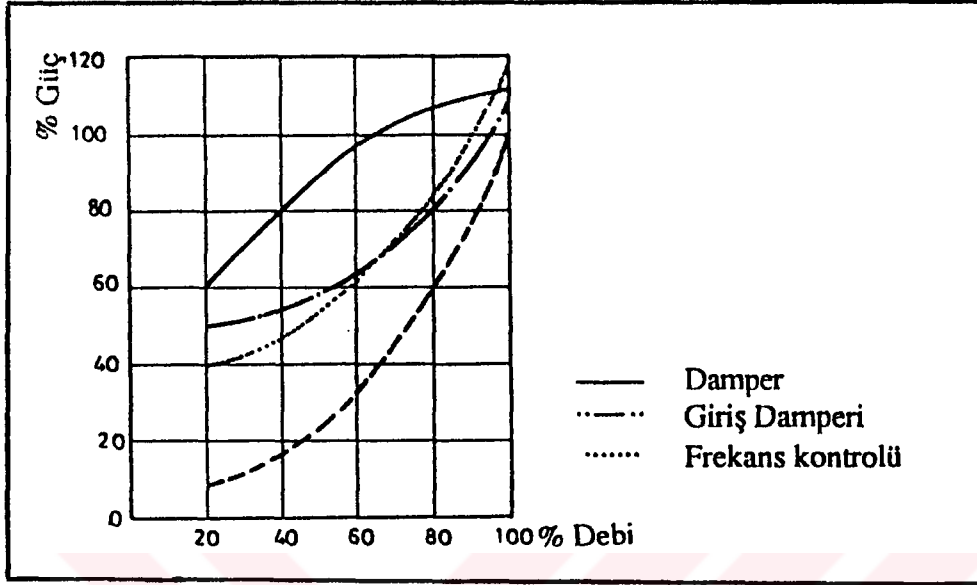
Giriş damperinde kontrol prensibi, vantilatör çarkına giren havanın kanat aralıklarına göre dönmesidir. Bu statik basıncı azaltır ve kanat açısına bağlı olarak vantilatör eğrilerini oluşturur. Şekilde A, B, C, noktaları değişik kanat açıları için basınç debi eğrisini göstermektedir.

Akışı sabit hızlı motorlarda ayarlamak için damperler, giriş damperleri, difüzörler, mekanik hız değiştiriciler kullanılmasının yanı sıra akış by-pass edilir. Akışı engelleyerek kontrol eden sistemler sürtünme ile enerji kaybına neden olurlar. Bu arabaya gaz vererek aynı anda hızı frenle kontrol etmeye benzer. Pahalı ve verimsizdir. Mekanik cihazların ömrünü azaltır.

Vantilatör karakteristiklerinin değişmesi ile yapılan kontrol güç tasarrufu sağlar. En çok kullanılan metod vantilatör hızını değiştirmektir.

Vantilatör ve pompalar proje debisinin % 40 ile % 70 arasında çalışır. Motor gücü bütün çalışma süresi içindeki maksimum yük olarak seçilir. Sabit hızlı vantilatörler her zaman bu güce yakın çalışır ve maksimum enerji

harcarlar. Kısılma ile kontrolde debi çok düşerken güç çok az düşer.



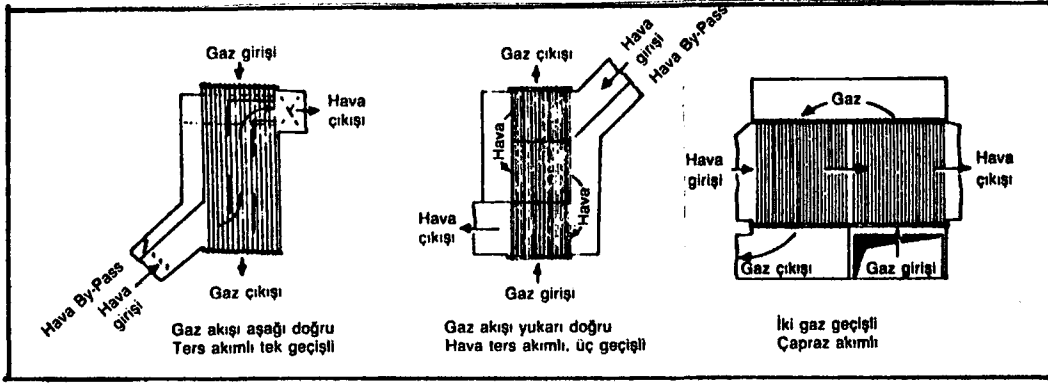
Şekil 3-5 Değişik kontrol yöntemleri için güç gereksinimleri.

3.3. ISI GERİ KAZANMA SİSTEMLERİ

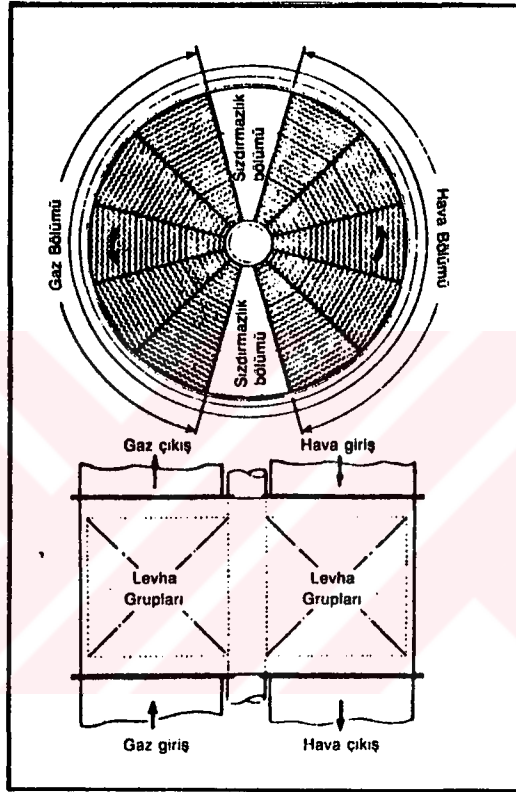
3.3.1. Giriş

Gazdan havaya ısı değişiminin en yaygın kullanıldığı yer reküperatör olarak egzost gazları ile taze havanın ısıtılmasıdır, [7]. Hava ısıtıcılar çalışma prensibine göre (1) Reküperatif, (2) Rejeneratif olarak ikiye ayrılır. Reküperatif prensibe göre hava ısıtıcılar arasında başarı ile kullanılanlar şekil 3-6 da gösterilen borulu tipler ve levhalı tipler olarak sayılabilir.

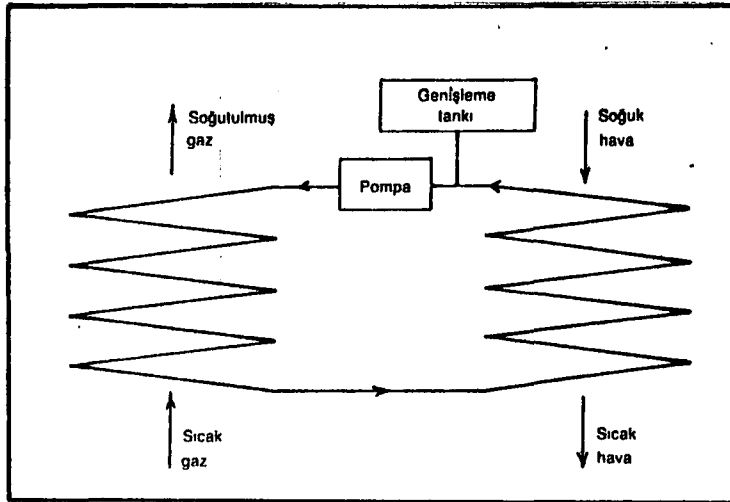
Isı geri kazanma cihazlarında ısı, egzost gazları ile, atık buharla veya sıcak-su ile temin edilir. Rejeneratif prensibe göre çalışan hava ısıtıcılar arasında (Ljungstrom) döner ısıtıcılar şekil 3-7 de, ısıtıcı akış



Şekil 3-6 Çeşitli borulu hava ısıtıcı prensip şemaları



Şekil 3-7 Dönerli tip hava ısıtıcısı



Şekil 3-8 ısıtıcı akışkallı hava ısıtıcılar prensip şem.

kanlı sistemler şekil 3-8 de görülmektedir.

Rekuperatif tasarımda ısı direkt olarak sıcak gazdan ısıtıcı yüzeylerin öbür tarafında bulunan soğuk havaya transfer edilir. Rejeneratif sistemlerde ise, ısı sıcak gazdan havaya dolaylı olarak üçüncü bir ortam yardımı ile taşınır.

3.3.2. Borulu Tip Hava Isıtıcıları

Borulu tip hava ısıtıcılar esas olarak, iki ayna arasına gerilmiş düz borulardan meydana gelir. Bu grup çelik sac bir kılıfla kaplanır ve çelik destek elemanları ile sağlamlaştırılır. Bu metal kılıf aynı zamanda gaz ve hava giriş ve çıkış yollarını, bu ortamların akışını düzenleyen perdeleri, toz toplanma hacimlerini içerir.

Düzenleme dik veya yatay yapılabilir. Modern borulu hava ısıtıcılarında borular her iki uçta makine ile tutturulur. Genleşmenin karşılanabilmesi amacı ile aynalardan biri cihaz zarfına göre sızdırmaz bir şekilde serbestçe hareket edebilmelidir. Boru çapları normal hallerde 50-100 mm arasında seçilir. Bu seçime etkiyen birkaç faktör vardır. Küçük boru çaplarında ısıtma yüzeyleri daha efektif olarak kullanılabilir ancak temizlenmesi zorlaşır. Daha büyük çaplı borulardan meydana gelen ısıtıcı, aynı kapasitede daha geniş hacim kaplar. Belirli optimum boru çapları için ısıtıcının kendisinin ve inşaatının maliyeti minimum olur. Stasyonel kazan hava ısıtıcılarında bu boru çapı değeri 50-60 mm arasındadır.

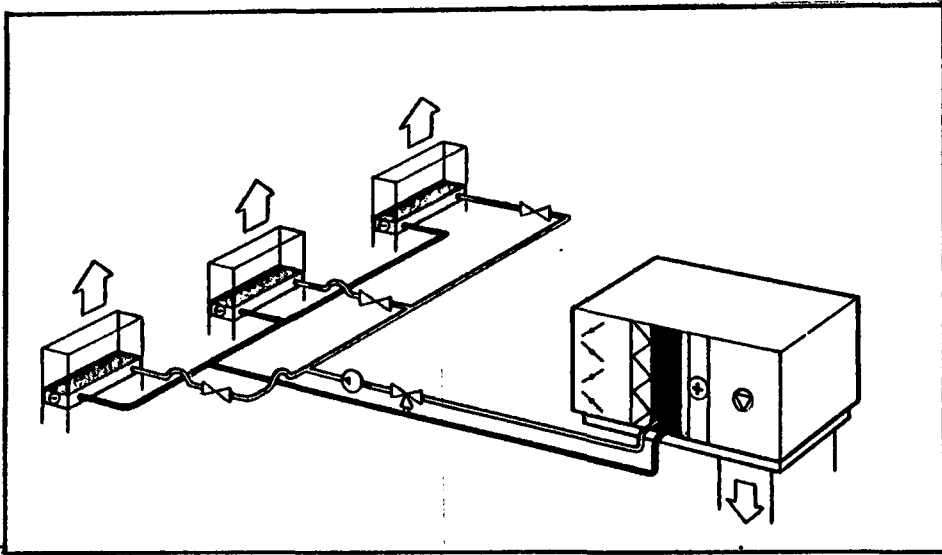
3.3.3. Levhalı Tip Hava Isıtıcıları

Levhalı tip hava ısıtıcıları ince, düz, paralel levhaların aralarında gaz ve hava geçişi miktarları ile orantılı büyüklükte ard arda dar ve geniş boşluklar bira-

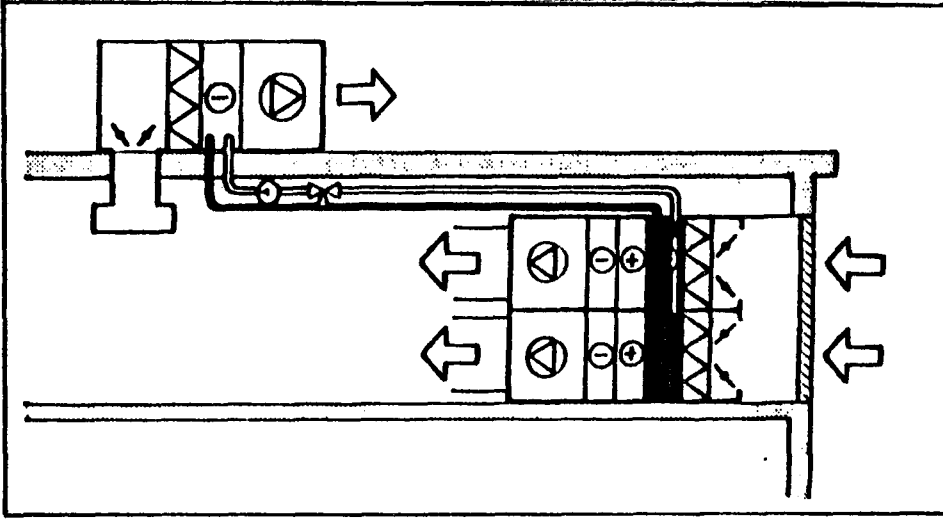
kılarak sıralanması ile oluşur. Böylece ısıtıcı gaz çapraz bir akımla dar aralıklardan geçerken levhanın diğer yüzündeki havayı ısıtır. Aynı hacimde daha fazla ısıtma yüzeyi elde etmek için gaz geçiş kesitlerini temizlik limitleri müsadeseinde tutmak gerekir. Çeşitli ticari levhalı hava ısıtıcıları tasarımları, esas olarak hava ve gazın birbirlerinden ayrılmalari metoduna göre fark ederler. Genellikle kaynak konstrüksiyonu kullanılır.

3.3.4. Isıtıcı Akışkanlı Sistemler

Rejneratif prensibe göre çalışan başka bir hava ısıtıcı sistem ise ısı taşıyıcı akışkan olarak difeniloksit gibi sıvı akışkanlarının kullanıldığı ısıtıcı akışkanlı sistemlerdir. Bu sistemde sıcak gaz akımı içine yerleştirilen bir ısı değıştirgecinde sıvı akışkan ısıtılır. Daha sonra soğuk hava akımı içine yerleştirilen bir başka ısı değıştirgecine pompalanan sıvı burada ısısını havaya verir. Şekil 3-8 de görüldüğü gibi soğuyan akışkan tekrar ilk ısı değıştirgecine döndürölerek çevrim tamalanır. Böylece ısıtıcı akışkanla ısı devamlı olarak sıcak gazdan soğuk havaya taşınmış olur.



Şekil 3-9 Isıtıcı akışkanlı sisteme ait bir örnek



Şekil 3-10 Isıtıcı akışkanlı sisteme ait diğer bir uygulama örneği

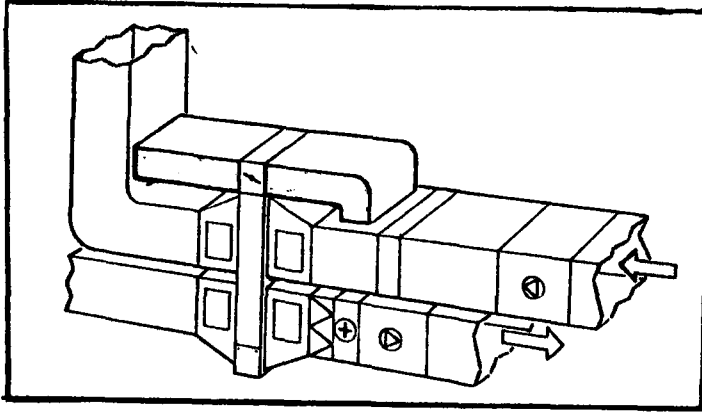
Isıtıcı akışkanlı sistemler dizayn açısından büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Şekil 3-9 da görüldüğü gibi birden fazla egzost santrali ısıtıcı akışkanla taze hava santraline bağlanmıştır. Şekil 3-10 da ise tek egzost santraline birden fazla ısıtma santrali bağlanmıştır.

3.3.5. Döner Rejeneratif Hava Isıtıcıları [8]

Ljungström hava ısıtıcıları olarak adlandırılan hava ısıtıcıları kazanlardan çıkan dumanların ısını kazan yanma havasını ısıtmak için son otuz yıldan beri kullanılmaktadır. Alimünyum ve çelik sacların uygun şekilde bir rotor üzerine monte edildiği döner hava ısıtıcıları dönerken, sıcak olan duman ile soğuk olan yanma havasını arka arkaya olan çelik sacları yalayarak ısının aktarılmasını sağlar.

Döner rejeneratörler, kazanlardan başka, konutlarda iş yerlerinde ve okullardaki iklimlendirme tesisleri ile gıda sanayiinde , kurutma tekniğinde ve benzeri yerlerde çok kullanılır.

Şekil 3-11 de bir iklimlendirme tesisinde kullanı-



Şekil 3-11 Döner rejeneratörün monte edildiği hal

lan döner rejeneratör şematik olarak görülmektedir. Döner rejeneratörlerin devir sayıları düşük olup 4-18 d/d arasındadır.

Döner rejeneratörlerde dikkat edilmesi gereken bir nokta, rotor dönerken sac kanalcıklar içinden geçen ve dışarıya atılmakta olan sıcak gazların bir kısmının ayırma düzleminin üst kısmına geçmesi ve bu kısımda aksi yönden gelen taze (soğuk) havanın bu sıcak gazları tekrar içeriye götürmesidir. Bunu önlemek için, taze havanın rotor çıkış kısmına cep ilave edilir. Böylece sıcak gazlarla karışan taze havanın dışarıya tekrar atılması sağlanır.

Döner rejeneratörlerin rotor çapları genellikle 60 cm. ile 4 m. , genişlikleri 30 ile 60 cm., geçen havanın miktarı ise 1000 ile 18000 m³/h arasında değişir. Bu tip rejeneratörler, parasal yönden 5000 m³/h den küçük debiler için ekonomik değildir.

Döner rejeneratörlerde gaz akışkanların -genellikle sıcak ve soğuk havanın - higroskopik yapıdaki yüzey aracılığı yolu ile sadece duyulan ısıнын değil aynı zamanda atılan sıcak havadaki latent-yani nem dolayısı ile gizli- ısısının da geri kazanılması sağlanır. Bu özellik sebebi ile ısı boruları, levhalı ısı değiştiricileri gibi reküperatif ısı değiştiricilerine nazaran verimleri % 40 civarında daha yüksektir.

3.4. Yatırımların Geri Ödeme Süresi Hesabı

Enerji tasarrufu için kurulan sistemlerin geri ödeme süresi önemlidir, [8]. Türkiye için uzun süredir yaşanan %30 ile %70 arasındaki enflasyon, yakacak fiyatlarının %40-50 artması, banka faizlerinin %60-70 civarında oynaması, enerji tasarrufu önlemlerinde geri ödeme süresi yönünden yatırımcıyı kuşkuya düşürmektedir.

Geri ödeme süresi,

$$GÖ = \frac{\sum_{j=1}^n (1+i_f)^j}{\sum_{j=1}^n (1+i_y)^j} (Y/G_y T_y)$$

İfadesi ile hesaplanabilir. Bu ifadede,

Y : Yatırım tutarı (TL)

G_y : Yıllık yakıt tasarrufu (kg/yıl)

T_y : Ortalama yakıt fiyatı (TL/kg)

i_f : Banka faizi (%)

i_y : Yıllık yakıt fiyatı artış oranı (%)

$n=1,2,3,4,\dots,(Y/G_y T_y)$

n = Yatırım maliyeti/Yıllık tasarruf

olarak verilmektedir.

BÖLÜM 4. UYGULAMAYA AİT BİR ORNEK

4.1. DARÜŞŞAFAKA LİSESİ KAMPÜS İNŞAATI HAKKINDA ÖN BİLGİLER

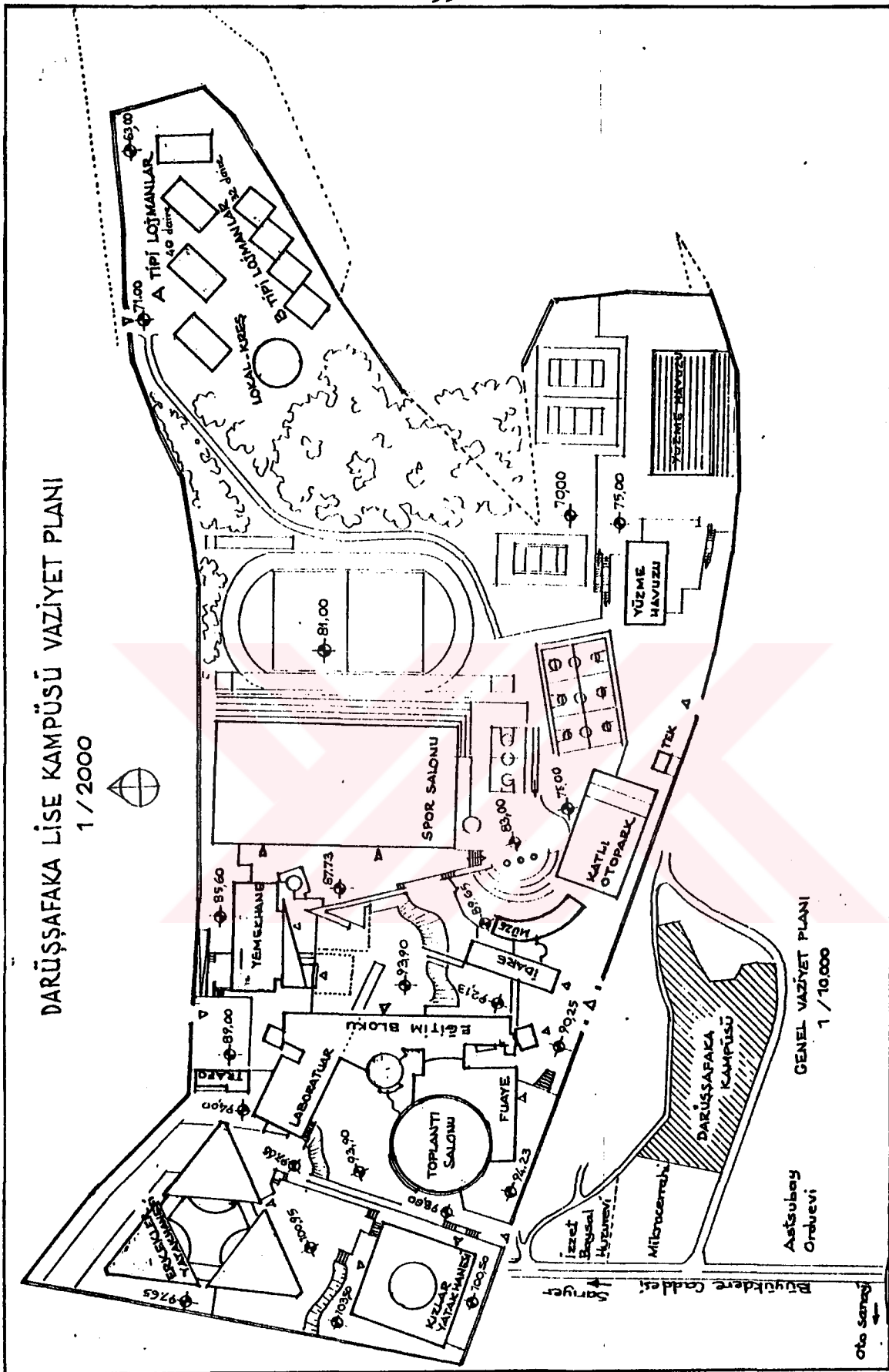
Bugüne kadar ilerici düşüncelerle varolan "DARÜŞŞAFAKA" aşağıdaki sebeplerden dolayı yeni bir kampüs inşaatına başlamıştır. Halen çok yoğun bir iskan bölgesi olan Fatih'te bulunması, mevcut binalar eğitim, sosyal ve sportif amaçlar için yetersiz kalması ve arazinin yapısı itibarı ile genişleme imkanının bulunmaması, vs.

Bütün bu amaçların gerçekleştirilmesi için daha geniş bir alanda yeni bir kampüs kurulması gerekmektedir. DARÜŞŞAFAKA Cemiyeti çeşitli girişimlerde bulunmuş ve devletin yakın ilgisi ile İstanbul, Şişli, Büyükdere caddesi Balabandere mevkiinde 87.000 m² lik arazinin maliye hazinesinden DARÜŞŞAFAKA'ya satışı sağlanmıştır. Sınırlı bir proje yarışması sonucunda aralık 1988 tarihinde Y. Mimar Dr. Fatih GORBON'un projesi birinciliğe değer bulunmuştur. Ekim 1991 tarihinde başlayan kampüs inşaatının yapılan ön maliyet analizine göre 3 yıllık bir zaman dilimi içinde 25 milyon Dolar civarında bir gidere ihtiyaç göstermektedir.

Yerleşim planında (Ek-A) görüldüğü gibi kampüs kızlar yatakhane, Erkekler yatakhane, Eğitim binası, Toplantı salonu, İdare-Müze binası, Spor salonu, Yüzme havuzu, Yemekhane-Isı merkezi, Lokal-Kreş, ve Lojmanlardan oluşan komple, modern bir tesistir.

4.2. ISITMA/HAVALANDIRMA SİSTEM PRENSİPLERİ

Özel DARÜŞŞAFAKA Lisesi kampüs projesi lojmanlar ve yüzme havuzu hariç 7 binadan oluşmaktadır. [9]



Bu 7 adet bina için ısıtma sistemi olarak 90/70 C sıcak su ile ısıtma yapan ve çatılara yerleştirilen taze hava primer santralleri kullanılarak ısıtma yapılmaktadır. Isı merkezinde ısıtma ihtiyacını karşılamak amacı ile üretilen ısı enerjisi uygun galeri hattı ile her binada mevcut olan tesisat odalarına ısı merkezindeki primer sirkülasyon pompaları ile gönderilmektedir. Tesisat odalarında kullanma soğuk suyu, sirkülasyon, yangın ve ısıtma kolektörleri olmak üzere 1 asıl, 1 yedek olmak üzere 2 adet Sirkülasyon pompası bulunmaktadır.

Isı Üreticisi olarak 2 adet doğal gazla dönüşebilir kazan seçilmiştir. (iskoç tipi, 2.750.000 kcal/h, 150 m²) Yakıt olarak fuel-oil kullanılmaktadır.

Kampüsteki tüm binalar için hava ile ısıtma sistemi kullanılmaktadır.Çünkü, bütün binaların ortak bir karakteristiği : kat, bölüm ve kullanma saatleri olarak farklılık gösteren hacimlerin çokluğu her bölüm için ayrı ve her zaman devre dışı imkanı veren, kendi bölge şartlarına göre otomatik olarak sıcaklık ve kapasite kontrolü yapabilecek bir sistem seçimini gerektirmektedir.

İstenildiği zaman ve müstakıl kontrollü olarak çalıştırılabilme özelliği ayrıca sistemin enerji tasarrufu sağladığını ortaya koymaktadır.

Sistemde taze hava, primer hava santralleri ile mahal sıcaklığına kadar ısıtılıp mahallere gönderilmektedir. Mahallerin ısı kayıpları ise fan-coiller ile karşılanmaktadır. Primer hava ve egzost santralleri, çatının cihaz yerleşimine müsait olması nedeni ile çatıya yerleştirilmiştir.

Santrallerden gönderilen taze hava bu mahallerdeki fan-coiller vasıtasıyla sıcaklık artırılarak gerekli t_{uf} sıcaklığında üflenmektedir. Fan-coillerde 3 devirli fan motoru mevcuttur. Fan dönme hızı otomatik olarak oda ter-

mostadı tarafından ayarlanmaktadır. Dolayısı ile cihazlarda 3 değişik ısı, hava ve ses seviyesi sağlanmış olacaktır. Taze hava santralinden havanın çıkış sıcaklığı 20 C dir.

Fan-coillere 20 C de gelen taze hava dönüş havası ile karıştırılarak gerekli t_{uf} sıcaklığına kadar ısıtılıp mahale üflenmektedir. Taze hava santrallerine ait ısıtma boruları ilgili tesisat şaftlarından, fan-coil ısıtma boruları ise asma tavan içinden gizli olarak geçmektedir.

Mahallere gönderilen taze hava oranında kirli hava emilerek çatı arasına yerleştirilen aspiratörler ile egzost edilmektedir.

Binayı ısıtmak için gereken enerji tesisat merkezinden 110/70 C boru devresi ile gelmekte ve binalarda 90 /70 C sıcak su kullanılmaktadır. Tüm boru devreleri (ısıtma- sıcak su) ısı kaybına karşı izole edilmiştir.

Tesisat odalarında kullanılacak 3 yollu motorlu vana dış hava ve iç hava termostadları ve kontrol ünitesi yardımı ile sistemde (dış hava) şartlarına uygun, gerektiğinde saatlik program yapabilen bir otomatik kontrol sistemi kullanılmaktadır.

Çatılara yerleştirilen primer hava santralleri %65-70-75 iç hava sirkülasyonu ile çalışan ve %25-30-35 temiz hava alan cihazlardır. Taze hava santrallerle temin edilip, filtre edilecek ısıtılacak ve ilgili sarf mahallerine sevk edilmektedir. Bu cihazlar ve sistemi kabin, karışım hücresi, dış hava kanalı bağlantısı, iç hava emiş ağzı ve damperi, filitre, ısıtıcı ve sevk fanı ile dağıtıcı kanalları, verici ve emici menfezler ile teçhiz edilmiştir.

4.3. Enerji Geri Kazanma Sistemlerinin Etüdü

Kurulacak bir tesisin enerji sistemi için proje aşamasında öncelikle bilgilerin iyi tespit edilmesine dikkat edilmelidir. Hesap metodları iyi seçilip, iyi ve titiz bir hesap yapılmalıdır. İyi sistem için aşağıdaki kriterler dikkate alınmalıdır.

- Modern/sağlam/denenmiş sistem
- Yatırım giderleri
- İşletme dönemi giderleri
- Bakım giderleri/ömür
- Projeye uygun sistem seçimi

Özel darüşşafaka lisesi için hazırlanan mekanik tesisat projelerinde yukarıdaki tüm kriterler dikkate alınmıştır. Bu kampüse özgü uygulanabilecek enerji tasarrufu sistemleri aşağıda açıklanmıştır.

-OTOMATİK KONTROL SİSTEMİ İLE ENERJİ TASARRUFU

a-) Fan-coil : Termostat ile odaların sıcaklığının istenilen değerde tutulması ve fan-coilin gerekli olduğu zaman devreye girmesi. Termostatlarda sıcaklığa göre 3 devir ayarlaması ile yapılacak elektrik enerjisi tasarrufu. Bina işletme programına göre gerek kat, gerekse bina bazında bütün fan-coillerin durdurulması veya çalıştırılması.

b-) Temiz(dış) hava dolaşma oranı : Sistemde cihazlar %100 temiz hava prensibi ile değil % 20-25 temiz hava dolaştırılmaktadır. Böylece cihaz, şaft, asma tavan kanal, menfez, ısıtıcı vs. her şeyin maliyeti azalmaktadır.

c-) Dış havaya göre sıcaklık kontrolü : Kısaca kompanzasyon denen bu işlem için bütün binaların girişinde 3yollu karıştırma vanası ve dış hava kompanzasyon cihazı mevcuttur.

d-) Santraller : Taze hava santrallerinin büyük bir çoğunluğu çift devirlidir. Mevsim ve ısıtma/havalan-

dırma yükünün değişimine göre bu çift devirden biri ya otomatik olarak yada el ile seçilecektir. Büyük kapasiteli santrallerin ise frekans değiştiriciler ile kademesiz devir ayarı sağlanacaktır.

e-) İşletme programı ile enerji tasarrufu :

Öncelikle kampüsteki binaların saatlik çalışma programları çıkarılmıştır. Böylece kullanma/boş kalma zamanları tespit edilerek gerek kat bazında gerekse bina bazında tüm sistem kapatılarak tasarruf yoluna gidilecektir. Bina saatlik çalışma programları çıkartılırken sistemin devreye girme süreside göz önüne alınmıştır. Netice olarak fan-coilin normal bir radyatör sistemine göre devreye ne kadar çabuk girdiğini hatırlatmak gerekir. Dış hava şartlarına göre ve işletme programına göre enerji tasarrufu yaparak, enerji kullanma ve giderler tespiti yapılarak işletmeye yön verilmiştir.

Kampüs ısı merkezi için yakıt olarak doğal gaz seçilmiştir. Fakat doğal gazın kesilmesi, günün şartlarına göre pahalı olabileceği vs. ihtimallere karşı fuel-oil yakıt sistemide yedek olarak bekletilmektedir.

ENERJİ GERİ KAZANMA İÇİN YAPILABİLECEKLER

a-) Taze hava ve egzost santrallerinde kullanılan motorlara devir ayarı ile yapılabilecek tasarruf. Bölüm 4.5. de incelenecektir.

b-) Egzost havası ile dış temiz havanın ısıtılması. Bölüm 4.6. da incelenecektir.

c-) Dış hava şartlarına ve işletme programına göre yapılabilecek enerji tasarrufu, Bölüm 4.4. de incelenecektir.

d-) Kazanların baca gazından faydalanarak yapılabilecek enerji tasarrufu, bölüm 4.7. de incelenecektir.

4.4. DIŞ HAVA ŞARTLARINA VE BİNA İŞLETME PROGRAMINA GÖRE HESAPLANAN ISITMA/HAVALANDIRMA YÜKLERİ

4.4.1. $t_{dış} = -3$ C Şartlarına Göre Hesaplanmış Isıtma/Havalandırma yükleri

A-) Kızlar Yatakhanesi :

Kızlar yatakhanesini kullanım saatlerine göre iki grupta toplamak mümkündür.

I. grup - Yatakhaneler, etüd odaları, lokaller .

II. grup - Amir odaları, berber, terzi, çamaşırhane, ayakkabı tamir vs.

Mekanik tesisat projelerinden alınan değerler ,

Q_{KI}	:	I. grup ısı kaybı	
V_I	:	" için gerekli hava miktarı	
Q_{HI}	:	" havalandırma yükü	
Q_{TI}	:	" toplam ısı yükünü göstermek üzere,	

$$Q_{KI} = 142000 \text{ kcal/h} \quad V_I = 20000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{KII} = 75000 \text{ " } \quad V_{II} = 24200 \text{ " }$$

$$Q_{HI} = 20000 \times 0.29 \times (20+3) = 133400 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{HII} = 24200 \times 0.29 \times (20+3) = 161414 \text{ " }$$

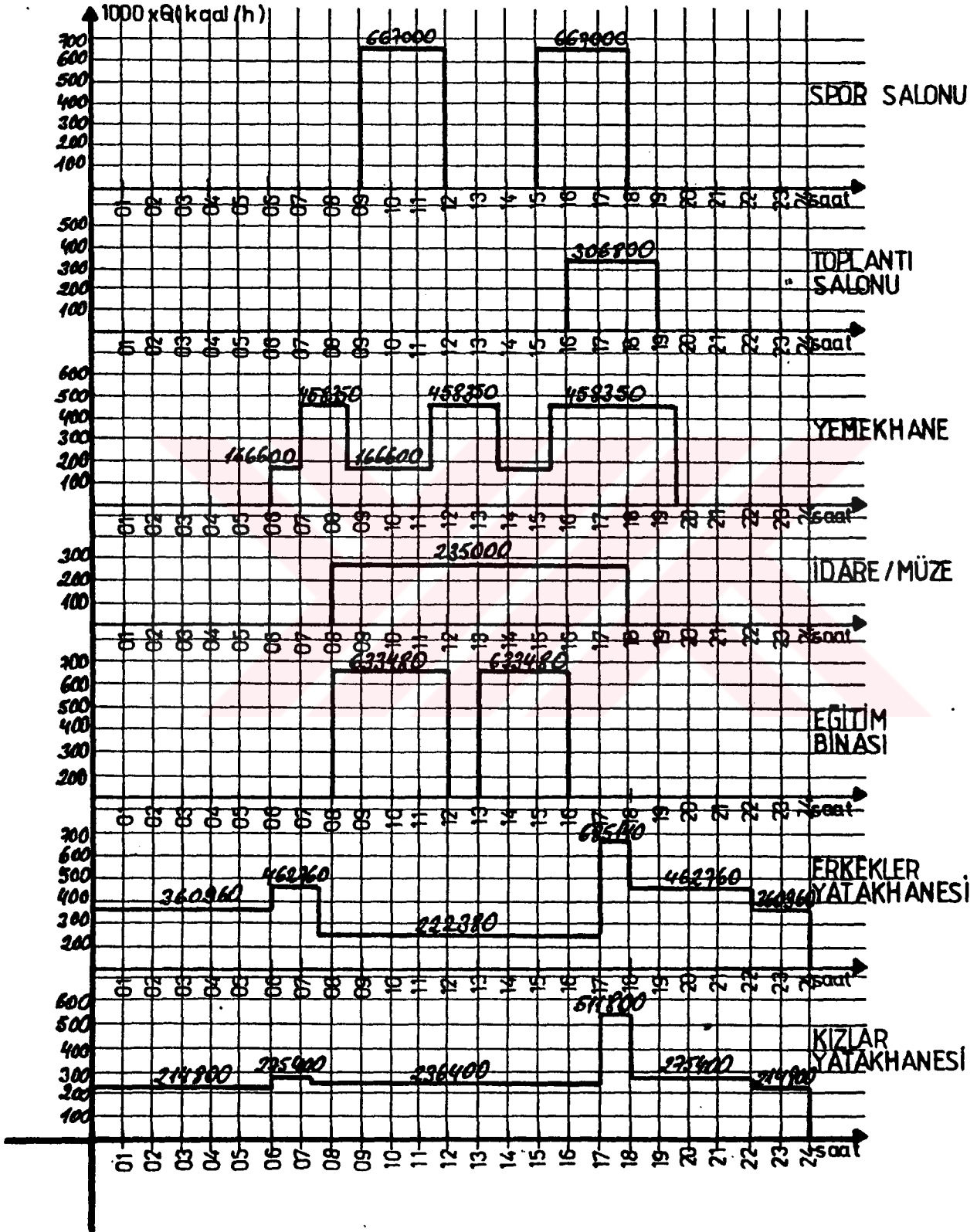
$$Q_T = Q_K + Q_H$$

$$Q_{TI} = 142000 + 133400 = 275400 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{TII} = 75000 + 161414 = 236414 \text{ " }$$

Gece 22.00 ile 06.00 saatleri arasında santralden hava çıkış sıcaklığı 15 C olacaktır. Binanın toplam ısı iletim katsayısı ve toplam yüzey çarpımı değeri sabit olduğundan, sıcaklık farkları orantısından gece yükleri bulunabilir.

$$Q_{T=15 \text{ C}} = Q_{T=20 \text{ C}} \times (15+3)/(20+3) \quad \text{ise} \quad Q_{T=15 \text{ C}} = 0.78 \times Q_{T=20 \text{ C}}$$



Şekil 4.2. $t_{dış} = -3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ şartlarına göre hesaplanmış ısıtma + havalandırma yükleri

DARÜŞŞAFAKA LİSESİ BİNALAR İŞLETME PROGRAMI

-YATAKHANELER :

06.00 - :Kalkış ve sabah hazırlığı
 06.30 - 07.30 :Sabah etüdü ve yemekhaneye gidiş
 18.00 - :Yatakhaneye giriş
 18.00 - 19.00 :Akşam etüdü ve yemekhaneye gidiş
 20.00 - 21.00 :Akşam etüdü
 22.00 - :Yataklara giriş

-YEMEKHANE :

07.30 - 08.15 :Sabah kahvaltısı
 12.00 - 13.30 :Öğlen yemeği
 16.00 - 18.00 :İkinci kahvaltısı
 19.00 - 19.30 :Akşam yemeği

-EĞİTİM BİNASI :

08.30 - 12.00 :Sabah eğitimi
 13.30 - 16.00 :Öğlen eğitimi

-İDARE/MÜZE BİNASI

08.00 - 18.00 : Normal mesai

Kampüsteki binaların işletme programı yukarda verilmiştir.

Günlük toplam ısıtma havalandırma ihtiyacı :

$$Q_{T24\text{saat}} = 214800 \times (6+2) + 275400 \times (1.5+4) + 236400 \times 9.5 + 511800 \times 1$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 5,990,700 \text{ Kcal/gün} \quad \text{Olarak bulunur.}$$

B-) Erkekler yatakhanesi :

Kızlar yatakhanesinde yapılan gruplama aynen erkekler yatakhanesinde de yapılabilir.

$$Q_{KI} = 260000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KII} = 115000 \text{ "}$$

$$V_I = 30400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{II} = 16100 \text{ "}$$

$$Q_{HI} = 30400 \times 0.29 \times (20+3) = 202768 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{HII} = 16100 \times 0.29 \times (20+3) = 107387 \text{ "}$$

$$Q_{TI} = 260000 + 202768 = 462760 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{TII} = 115000 + 107387 = 222380 \text{ "}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma ihtiyacı :

$$Q_{T24\text{saat}} = 360960 \times (6+2) + 462760 \times (1.5+4) + 222380 \times 9.5 + 685140 \times 1$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 8,230,610 \text{ kcal/gün}$$

C-) Eğitim binası :

$$Q_K = 332000 \text{ kcal/h}$$

$$V = 45200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_H = 45200 \times 0.29 \times (20+3) = 301484 \text{ kcal/h}$$

$$Q_T = 332000 + 301484 = 633480 \text{ kcal/h}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma ihtiyacı :

$$Q_{T24\text{saat}} = 633480 \times (4+3.5)$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 4,751,100 \text{ kcal/gün}$$

D-) İdare-müze binası :

$$Q_K = 135000 \text{ kcal/h}$$

$$V = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_H = 15000 \times 0.29 \times (20+3) = 100000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_T = 135000 + 100000 = 235000 \text{ kcal/h}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma ihtiyaçları :

$$Q_{T24\text{saat}} = 235000 \times 10 = 2,350,000 \text{ kcal/gün}$$

E-) Yemekhane binası :

I. grup - Yemek salonları vs.

II. grup - Mutfak, bulaşıkhanesi vs.

$$Q_{KI} = 125000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KII} = 10000 \text{ "}$$

$$V_I = 25000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{II} = 30000 \text{ "}$$

$$Q_{HI} = 25000 \times 0.29 \times (20+3) = 166750 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{HII} = 30000 \times 0.29 \times (20+3) = 156600 \text{ "}$$

$$Q_{TI} = 125000 + 166750 = 291750 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{TII} = 10000 + 156600 = 166600 \text{ "}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma yükü :

$$Q_{T24\text{saat}} = 166600 \times (1+3+2) + 291750 \times (1.5+2+4)$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 4,437,225 \text{ kcal/gün}$$

F-) Toplantı salonu :

$$V = 46400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_T = 46000 \times 0.29 \times (20+3) = 306800 \text{ kcal/h}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma ihtiyacı :

$$Q_{T24\text{saat}} = 306800 \times 3$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 920,400 \text{ kcal/gün}$$

G-) Spor salonu :

$$V = 100000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_T = 100000 \times 0.29 \times (20+3) = 667000 \text{ kcal/h}$$

Günlük toplam ısıtma/havalandırma ihtiyaçları :

$$Q_{T24\text{saat}} = 667000 \times (3+3)$$

$$Q_{T24\text{saat}} = 4,000,000 \text{ kcal/gün}$$

4.4.2. Ortalama Aylık Sıcaklıklara Göre Hesaplanan Isıtma/Havalandırma yükleri

İstanbul için aylık ortalama dış hava sıcaklıkları Şekil 4.3 ten görüleceği üzere, [10]

Kasım	- 12 C
Aralık	- 9 C
Ocak	- 6.3C
Şubat	- 6.4C
Mart	- 6.6C
Nisan	-10.9C
Mayıs	-15.2C

Hatırlanacağı gibi proje değeri olarak $t_{dış} = -3$ C alınmıştır. Yukarıdaki sıcaklık değerlerinde ısı yüklerinin alacağı değerleri aşağıdaki gibi bulabiliriz. (havanın santralden çıkış sıcaklığı 20 C alınacaktır.)

$$Q_{-3} = KF(20+3)$$

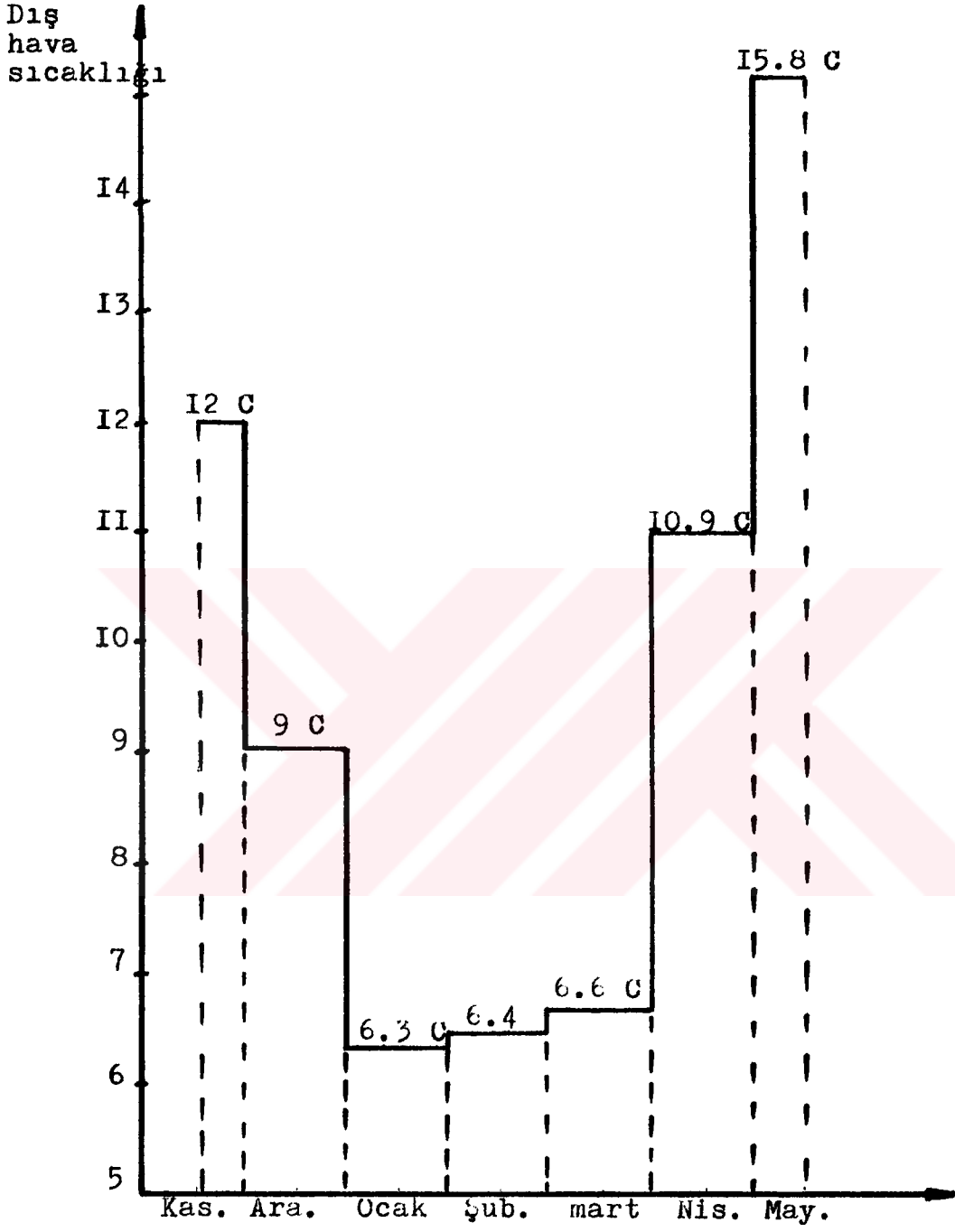
KF= Sabit :

$$Q_t = KF(20-t)$$

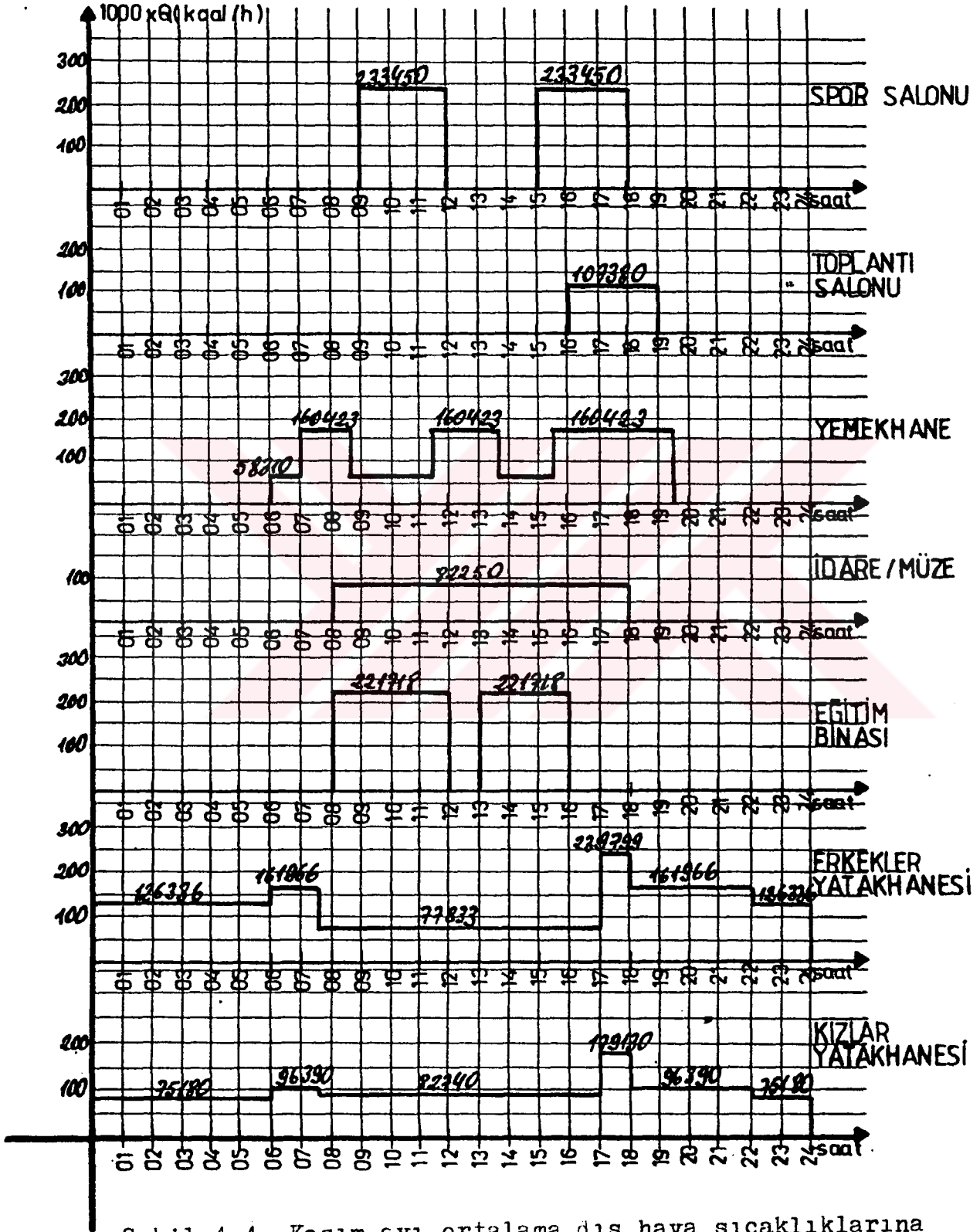
Orantı yolu ile $Q_t = Q_{-3} \times (20-t)/(20+3)$ formülü ile bulunabilir.

Isıtma sezonu 15kasım-15 Mayıs arası 6 aydır. Dönüşüm faktörleri aşağıda hesaplanmıştır.

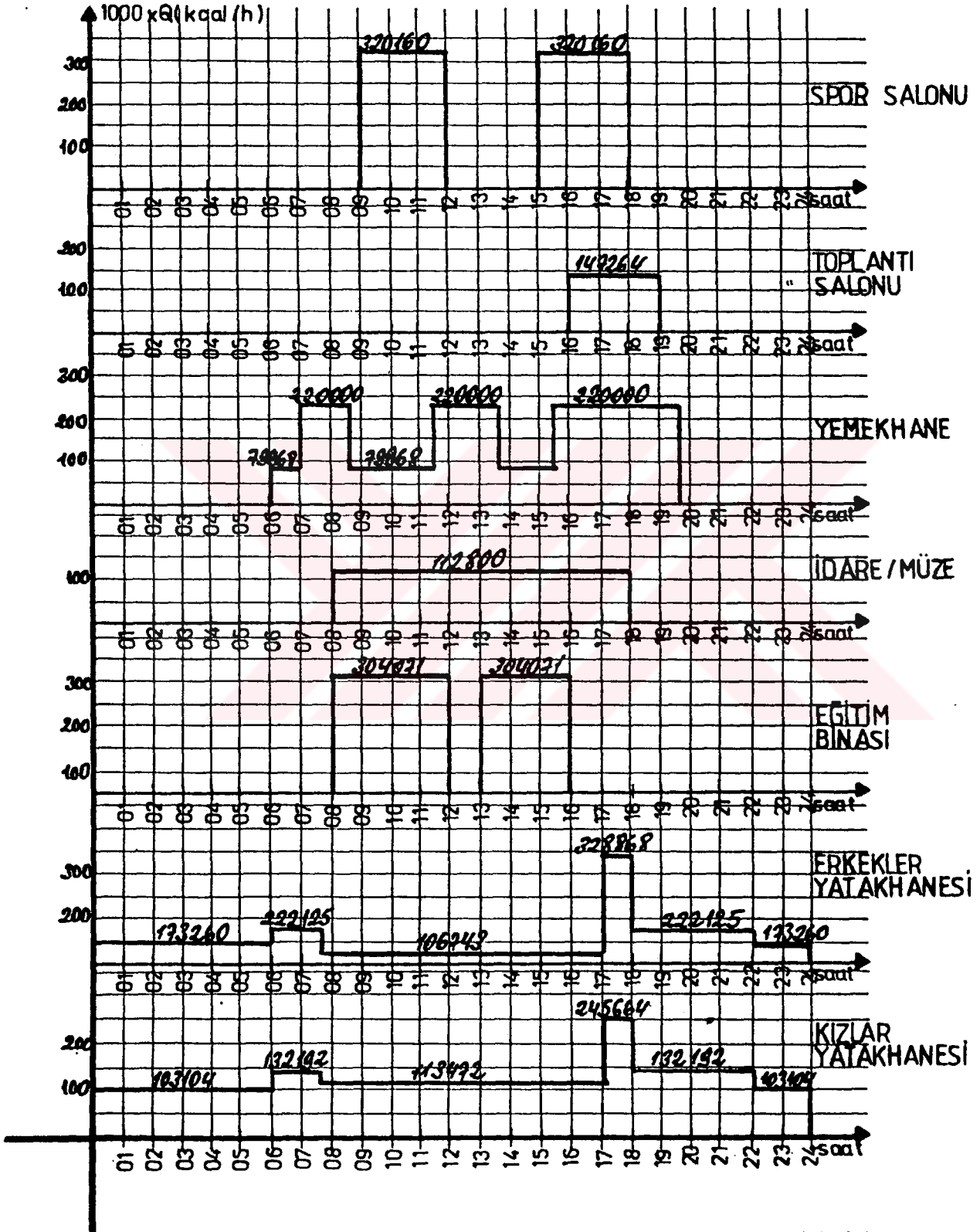
Kasım	- (20-12)/23 =0.35	15 gün
Aralık	- (20-9)/23 =0.48	30 "
Ocak	- (20-6.3)/23=0.60	30 "
Şubat	- (20-6.4)/23=0.59	30 "
Mart	- (20-6.6)/23=0.58	30 "
Nisan	- (20-10.9)/23=0.40	30 "
Mayıs	- (20-15.2)/23=0.21	15 "

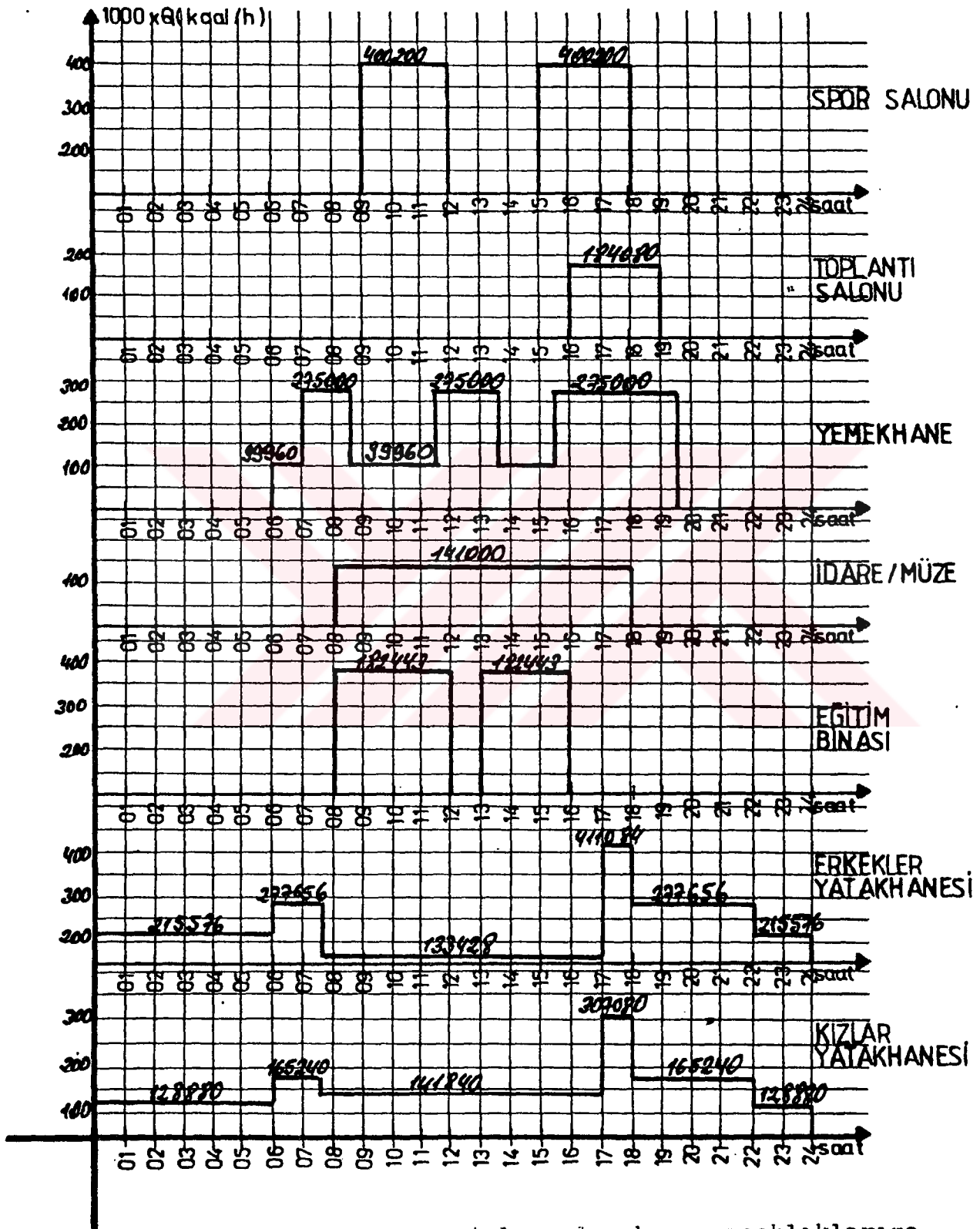


Şekil 4.3. İstanbul/Sarıyer için ortalama dış hava sıcaklıkları

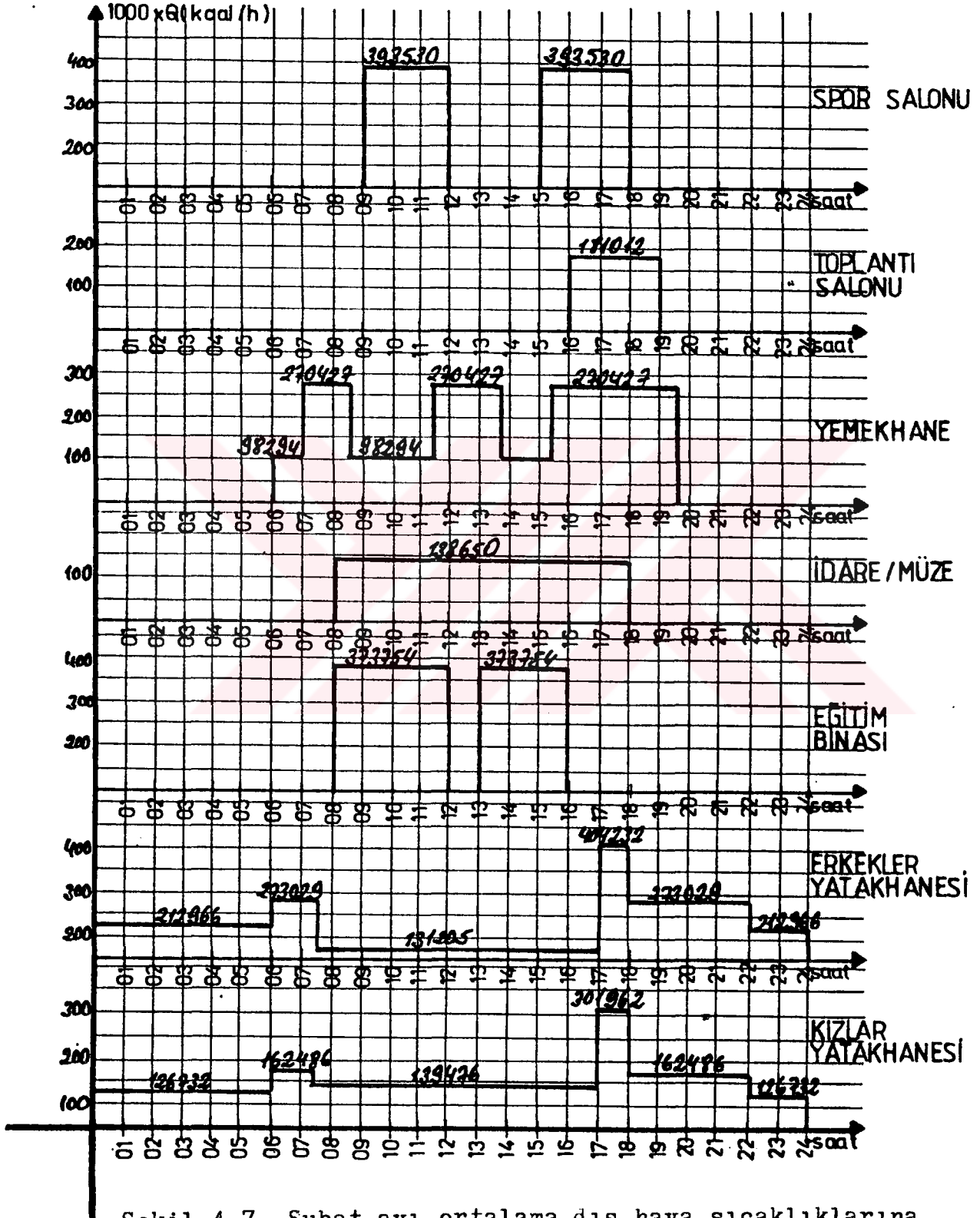


Şekil 4.4. Kasım ayı ortalama dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanmış ısı yükleri

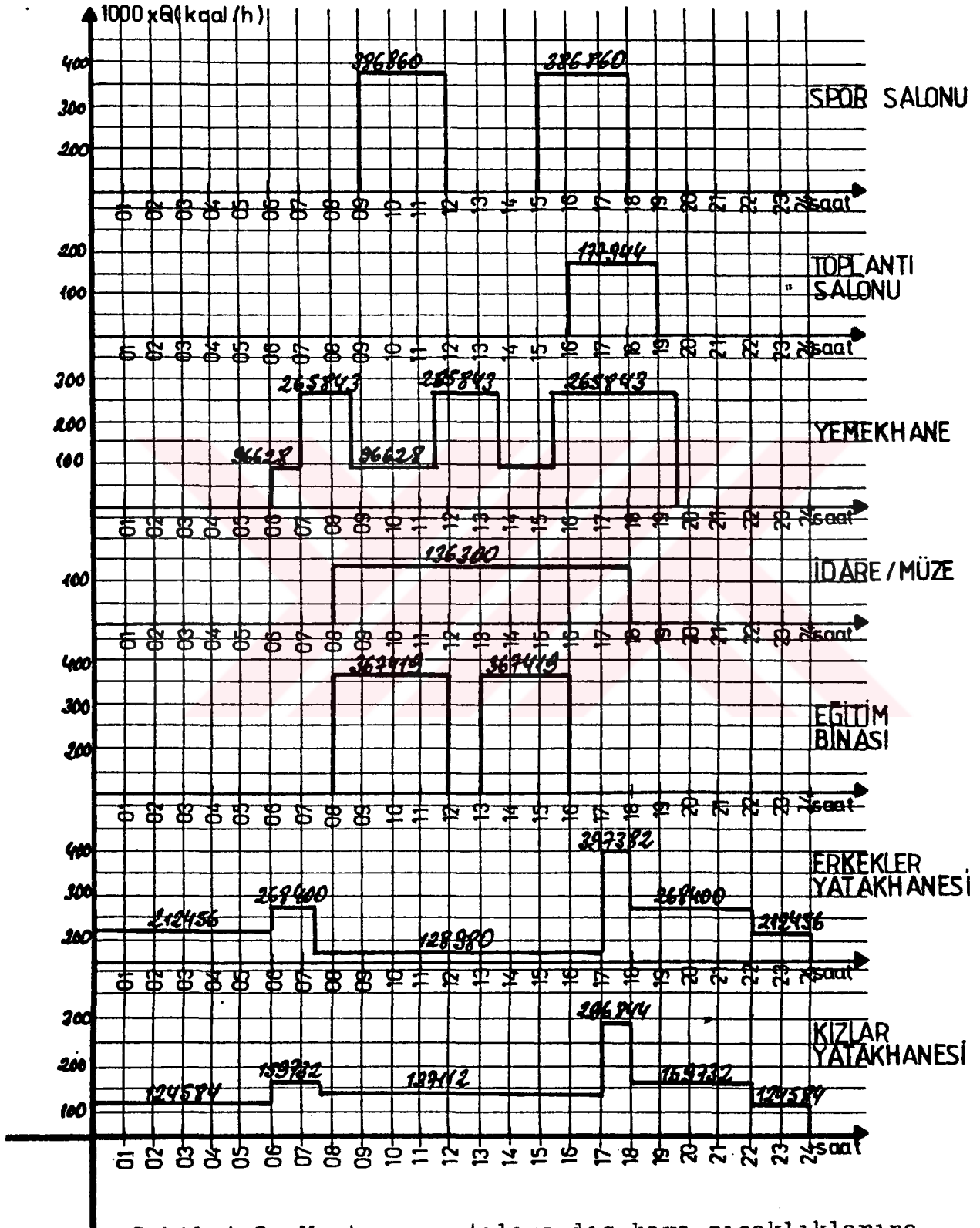




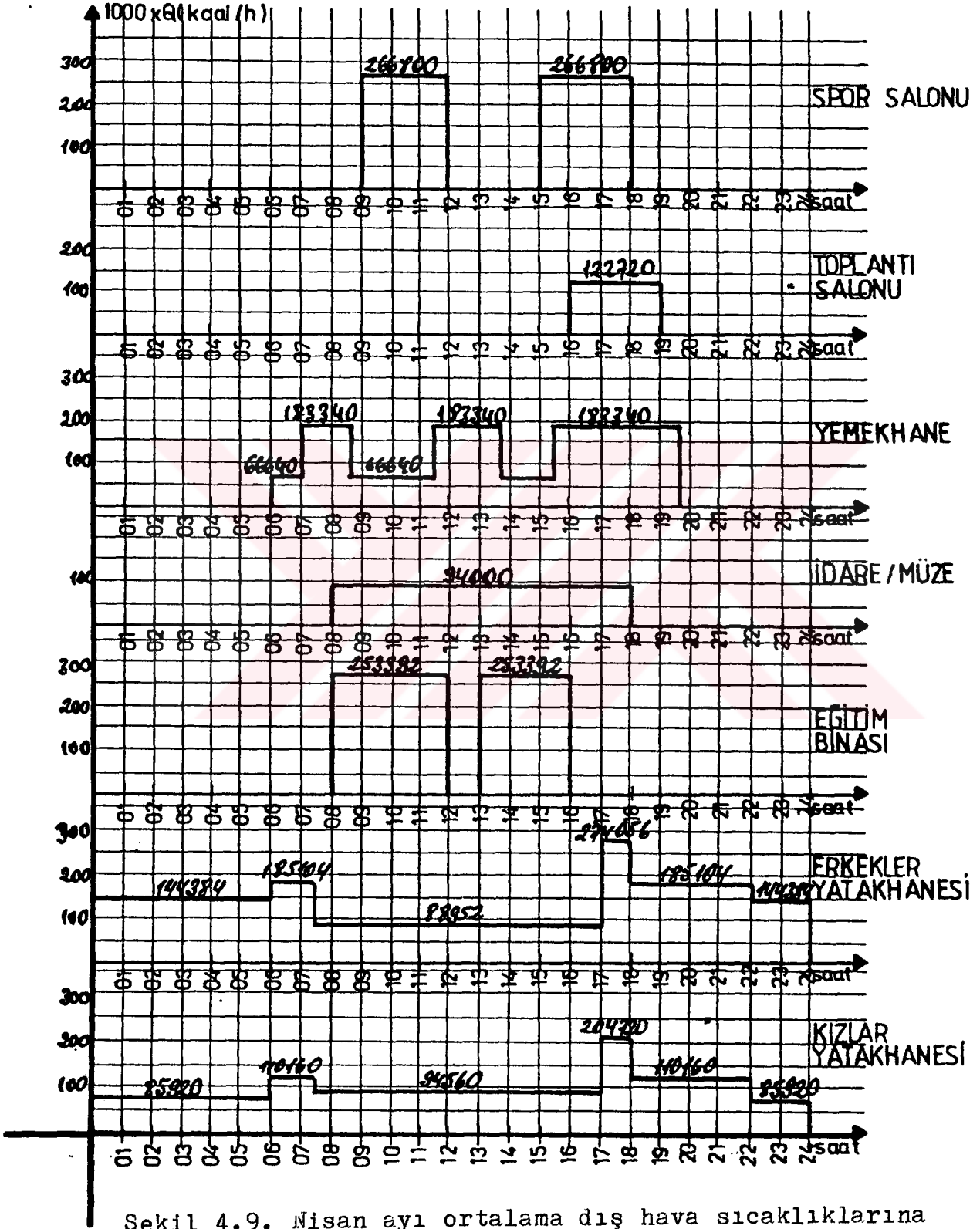
Şekil 4.6. Ocak ayı ortalama dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanmış ısı yükleri



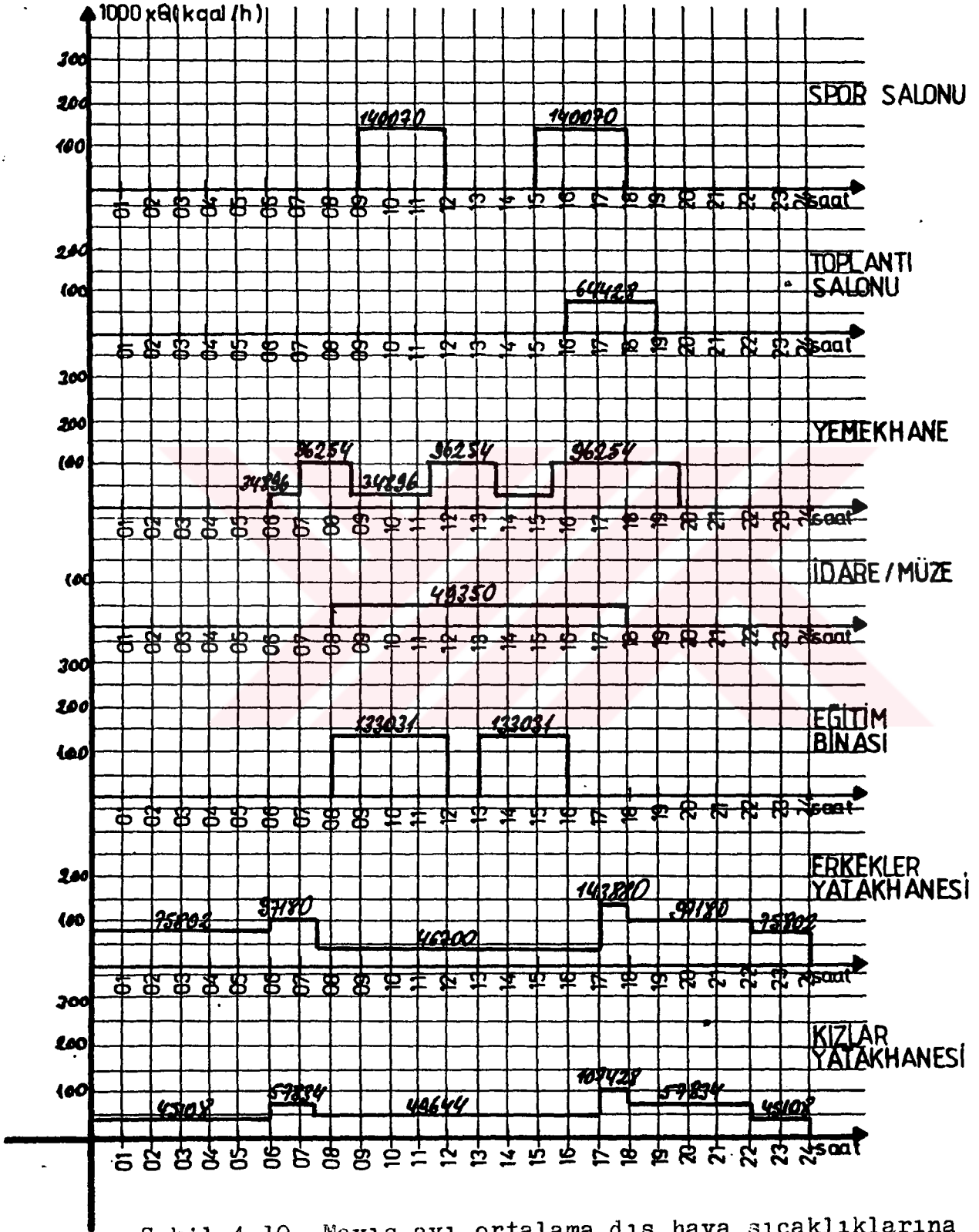
Şekil 4.7. Şubat ayı ortalama dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanmış ısı yükleri



Şekil 4.8. Mart ayı ortalama dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanmış ısı yükleri



Şekil 4.9. Nisan ayı ortalama dış hava sıcaklıklarına göre hesaplanmış ısı yükleri



Aylık ortalama sıcaklıklara göre hesaplanan günlük ısıtma/havalandırma yükleri sırası ile şekil 4.4,..., 4.10 da gösterilmiştir. Aylık toplam ısı yükleri tablo 4.1 de verilmiştir.

Tablo 4.1. Aylık toplam ısı yükleri

Aylar	Kızlar	Erk. Y.	Eğitim	İdare	Yemek.	Topl.	Spor S.
	kcal/h						
Kasım	2096745	2880714	1662885	882500	1553029	322140	1400000
Aralık	2875536	3950693	2280528	1128000	2129868	441792	1920000
Ocak	3594420	4938366	2850660	1410000	2662335	552240	2400000
Şubat	3534513	4856060	2803149	1386500	2617963	543036	2360000
Mart	3474606	4773754	2755638	1363000	2573591	533832	2320000
Nisan	2396280	3292244	1900440	940000	1774890	368160	1600000
Mayıs	1258047	1728429	997731	493500	931818	193284	840000

Tablo 4.2. Isıtma sezonu boyunca toplam ısı yükü

Bina adı	Ort. Aylık ısı. . (kcal/6ay)	$t_{dış} = -3^{\circ}C$ ye göre (kcal/6ay)
Kızlar Y.	526.58×10^6	1078×10^6
Erkekler Y.	723.47×10^6	1482×10^6
Eğitim B.	291.00×10^6	580×10^6
İdare M.	144.54×10^6	287×10^6
Yemekhane	390.03×10^6	799×10^6
Toplantı S.	32.36×10^6	66×10^6
Spor S.	351.60×10^6	720×10^6
Toplam	2460.00×10^6	5012×10^6

Kampüs, daha öncede açıklandığı gibi 1200 öğrenci için projelendirilmiştir. 1200 öğrenci sayısına altıncı yılda ulaşılması beklenmektedir. İlk sene okulda 600 öğrenci öğrenim görecektir. Yıllara göre kapasite kullanım faktörlerini aşağıdaki gibi tahmin edebiliriz.

1.yıl	-600 öğrenci	-% 50 kapasite kullanımı		
2. "	-720 "	-% 60 "	"	"
3. "	-840 "	-% 70 "	"	"
4. "	-960 "	-% 80 "	"	"
5. "	-1080 "	-% 90 "	"	"
6. "	-1200 "	-% 100 "	"	"

Kapasite kullanım faktörlerinden faydalanarak, yıllara göre toplam enerji ihtiyaçları aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Tablo 4.3. Yıllara göre enerji ihtiyaçları

Yıllar	Kapasite	$t_{dış} = -3\text{ C}$ ye göre (kcal/sezon)	Aylık ort. sic (kcal/sezon)
1. yıl	% 50	2506×10^6	1230×10^6
2. "	% 60	3007×10^6	1476×10^6
3. "	% 70	3508×10^6	1722×10^6
4. "	% 80	4000×10^6	1968×10^6
5. "	% 90	4510×10^6	2214×10^6
6. "	% 100	5012×10^6	2459×10^6
Toplam		22554×10^6	11066×10^6

Tam kapasite ile çalışma halinde ısıtma/havalandırma yükleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$Q_{Top. \text{ Tam kap.}} = Q_{124\text{saat}} \times 24\text{h} \times (\text{çalışma gün sayısı})$
Kampüsteki binaların çalışma günleri aşağıda verilmiştir.

Kızlar yatakhane	- 180 gün
Erkekler "	- 180 "
Eğitim binası	- 122 "
İdare-müze	- 122 "
Yemekhane	- 180 "
Toplantı salonu	- 72 "
Spor salonu	- 180 "

Tablo 4.4. Tam kapasite ile çalışma halinde toplam ısıtma ve havalandırma ihtiyaçları

Bina adı	$t_{dış} = -3\text{ C}$ ye göre (kcal/sezon)	Ort. aylık ısıc. göre (kcal/sezon)
Kızlar Y.	2210.98×10^6	1079.69×10^6
Erkekler Y.	2959.81×10^6	1444.39×10^6
Eğitim B.	1855.88×10^6	905.67×10^6
İdare-müze	688.03×10^6	335.78×10^6
Yemekhane	1980.07×10^6	966.27×10^6
Toplantı s.	530.15×10^6	258.71×10^6
Spor S.	2881.44×10^6	1406.14×10^6
Toplam	13106.41×10^6	6395.93×10^6

4.5. Vantilatör Devir Ayarı ile Yapılabilecek Enerji Tasarrufu [1]

Elektrik enerjisinin önemli bir kısmı pompa, vantilatörleri ve kompresörleri çalıştırmak için kullanıldığı ve yükün çoğu maksimum gücün çalışma süresi boyunca çok az gerektiği daha önce vurgulanmıştı.

Bölüm 3.2.2. de belirtilen sebeplerle vantilatör kontrolü en iyi frekans ayarı ile yapılmaktadır. Vantilatör kanunlarından hatırlanacağı üzere, güç devrin kübü ile orantılı olarak artmaktadır.

Bu yüzden gerek cihaz sayısı gerekse motor gücü büyük olan Erkekler yatakhane, Kızlar yatakhane ve eğitim binasında frekans ayarı ile yapılabilecek elektrik enerjisi tasarrufu etüd edilecektir. Hesaba sayıları çok fazla olan fan-coillerde (610 adet) ilave edilecektir. Ancak bunların frekans ayarı yapılmayıp, daha önceden belirtildiği gibi oda termostadı vasıtası ile sıcaklıkla orantılı olarak 3 devirden biri ile çalıştırılacaktır.

Tablo 4.5. Sezonluk elektrik enerjisi sarfiyatları

Bina adı	Toplam Güç(KW)	Tam Kapasite	Frekans Ayarı	Tasarruf
Kızlar Y.	43.0	185760 (180gün)	119816 (180gün)	%35.5
Erkekler	53.6	228960 (180gün)	147680 (180gün)	%35.5
Eğitim B.	65.0	190320 (122gün)	122757 (122gün)	%35.5
Toplam		605040	390253	%35.5

-Tam kapasite ile çalışmada enerji sarfiyatı :605040

-Frekans ayarı " " " " :390253

Sistemin getirebileceği enerji sarfiyatı farkı ,
605040-390253 = 214800 KWh/sezon

Tasarruf yüzdesi =214800/605040 = % 35.5 (% 36)

4.6. EGZOST HAVASI İLE DIŞ TEMİZ HAVANIN ISITILMASI

4.6.1. Dönerrejeneratör Kullanılarak Yapılabilecek Enerji Geri Kazancı [12]

Egzost santrallerinin atık ısı enerjilerinden faydalanmak üzere döner rejeneratör kullanımı düşünülmektedir. Kullanma saatleri uzunluğu ve ısı yükü fazlalığından dolayı kızlar ve erkekler yatakhaneleri ve eğitim binalarında kullanılması düşünülmektedir. Birinci aşamada dış hava sıcaklığı olarak -3 C alındığında , daha sonrada ısıtma sezonu ortalama aylık sıcaklığı olan 9.3 C ye göre yapılabilecek tasarruf hesaplanacaktır.

-Kızlar yatakhanesi :

Egzost santralleri 4 adet , 10000 m³/h

$$V_T = 40000 \text{ m}^3/\text{h} = 11.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

a-) $t_{\text{dış}} = -3\text{C}$ Kabulu ile yapılabilecek enerji geri kazancı

Seçilen rejeneratör:PABA 420 Standart lamelli

Isıl verim : 0.83

İstenen sıcaklık : 20 C

Egzost gazı sıcaklığı : 18 C

t_2 : Döner rejeneratörden çıkan temiz
hava sıcaklığı

$$t_2 = -3 + 0.83(18+3) = 14.4 \text{ C}$$

Birim zamanda sağlanan enerji-güç tasarrufu ,

$$P = \rho V c_p \Delta t$$

ifadesi ile belirlidir.

$$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 - 14.4) = 74.6 \text{ KW}$$

İlave ısıtma enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 + 3) = 306.4 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$306.4 - 74.6 = 231.8 \text{ KW}$$

b-) $t_{dış} = 9.3$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri
kazancı

$$t_2 = 9.3 + 0.83 \times (18 - 9.3) = 16.5 \text{ C}$$

$$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 - 16.5) = 46.6 \text{ KW}$$

İlave ısıtma enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 - 9.3) = 142.5 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$142.5 - 46.6 = 95.9 \text{ KW}$$

-Erkekler yatakhane :

$$V_T = 45000 \text{ m}^3/\text{h} = 12.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

a-) $t_{dış} = -3 \text{ C}$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri
kazancı

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 - 14.4) = 84.0 \text{ KW}$$

İlave ısı enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 + 3) = 345.0 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$345.0 - 84.0 = 261.0 \text{ KW}$$

b-) $t_{dış} = 9.3 \text{ C}$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 - 16.5) = 52.5 \text{ KW}$$

İlave ısıtma enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 - 9.3) = 160.5 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$160.5 - 52.5 = 108.0 \text{ KW}$$

-Eğitim binası :

$$V_T = 62670 \text{ m}^3/\text{h} = 17.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

a-) $t_{dış} = -3 \text{ C}$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 - 14.4) = 116.9 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 + 3) = 480.2 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$480.2 - 116.9 = 363.3 \text{ KW}$$

b-) $t_{dış} = 9.3 \text{ C}$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 - 16.5) = 73.1 \text{ KW}$$

ilave ısıtma enerjisi gerekir. Eğer döner rejeneratör kullanılmazsa,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 - 9.3) = 223.4 \text{ KW}$$

ısı enerjisi gerekecekti. Kazanç,

$$223.4 - 73.1 = 150.3 \text{ KW}$$

Bina işletme programına göre hesaplanan sezonluk toplam enerji ve kazançlar aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Tablo 4.6. Döner rejeneratör ile birim zamanda sağlanan enerji-güç tasarrufu

Bina adı	$V_T(m^3/h)$	Toplam enerji(kcal/h)		Kazanç (kcal/h)	
		$t_{dış}=-3C$	$t_{dış}=9.3C$	$t_{dış}=-3C$	$t_{dış}=9.3C$
Kızlar Y.	11.1	263500	122550	199350	82470
Erkekler Y.	12.5	296700	138000	224500	92880
Eğitim B.	17.4	412970	192100	312400	129250

Tablo 4.7. Sezonluk tasarruf (saatlik çalışma programına göre)

Bina adı	Sezonluk kazanç (kcal/sezon)			
	$t_{dış}=-3C$	verim(%)	$t_{dış}=9.3C$	verim(%)
Kızlar Y.	861.18×10^6	75.6	356.29×10^6	67.2
Erkekler Y.	969.67×10^6	75.6	401.24×10^6	67.2
Eğitim B.	381.17×10^6	75.6	157.69×10^6	67.2

4.6.2. Yüzeyli Isı Değiştirici Kullanarak Yapılabilecek Enerji geri kazancı [13]

Egzost santrallerinin atık ısı enerjilerinden faydalanmak üzere diğer bir düşüncede, yüzeyli ısı değiştiricisi kullanmaktır.

t_2 : Temiz hava çıkış sıcaklığı olmak üzere,

$t_3 = 18 C$ (Egzost gazı sıcaklığı)

Seçilen yüzeyli ısı değiştirici : flakt QLR(A,C) coil

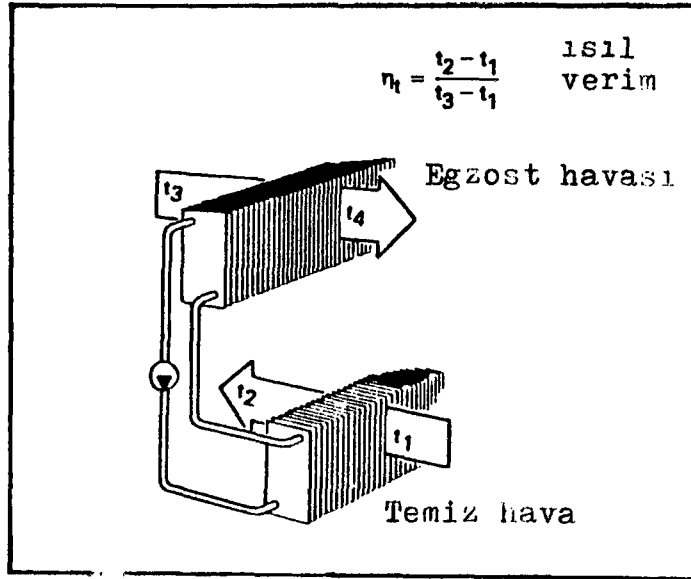
Ortalama verim = 60 %

a-) $t_{dış} = -3 C$ kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$0.6 = (t_2 + 3) / (18 + 3) \quad \text{ise} \quad t_2 = 9.6 C$$

$$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 - 9.6) = 138.5 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir.



Şekil 4.11. Yüzeyli ısı değiştirici (flakt)

b-) $t_{dış} = 9.3$ C kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$0.6 = (t_2 - 9.3) / (18 - 9.3) \quad \text{ise } t_2 = 14.5 \text{ C}$$

$P = 1.2 \times 11.1 \times (20 - 14.5) = 73.0$ KW ilave ısı enerjisi gerekir.

- Erkekler yatakhanesi :

a-) $t_{dış} = -3$ C kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 - 9.6) = 156.0 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir.

b-) $t_{dış} = 9.3$ C kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı ,

$$P = 1.2 \times 12.5 \times (20 - 14.5) = 82.5 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir.

- Eğitim binası :

a-) $t_{dış} = -3$ C kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 - 9.6) = 217.2 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir.

b-) $t_{dış} = 9.3$ C kabulü ile yapılabilecek enerji geri kazancı,

$$P = 1.2 \times 17.4 \times (20 - 14.5) = 114.8 \text{ KW}$$

ilave ısı enerjisi gerekir.

Tablo 4.8. Yüzevli ısı değ. ile birim zam. sağ. tasarruf

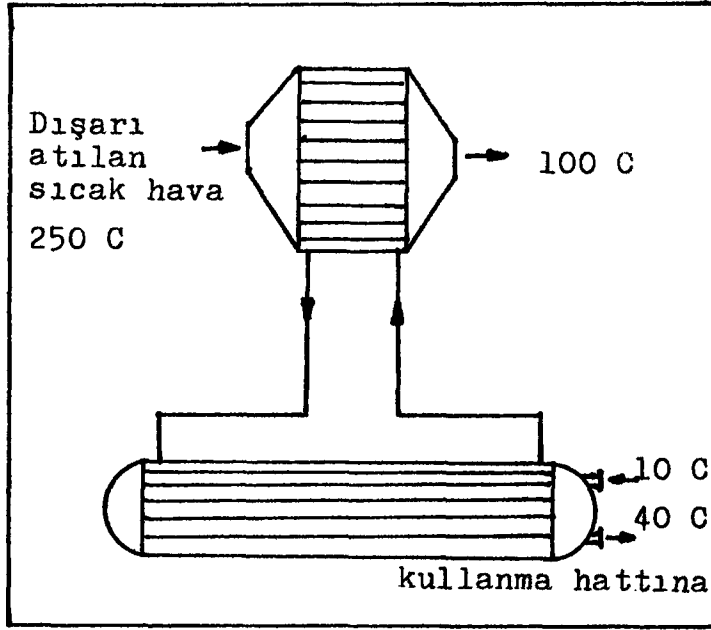
Bina adı	$V_T(m^3/s)$	Toplam enerji (kcal/h)		Kazanç (kcal/h)	
		$t_{dış} = -3C$	$t_{dış} = 9.3C$	$t_{dış} = -3C$	$t_{dış} = 9.3$
Kızlar Y.	11.1	263500	122550	144400	59700
Erkekler Y.	12.5	296700	138000	162500	67000
Eğitim B.	17.4	412970	192100	226200	93400

Tablo 4.9. Sezonluk tasarruf

Bina adı	Sezonluk kazanç (kcal/sezon)			
	$t_{dış} = -3$ C	verim(%)	$t_{dış} = 9.3$ C	verim (%)
Kızlar Y.	623.81×10^6	54.8	257.90×10^6	48.7
Erkekler Y.	702.00×10^6	54.8	289.44×10^6	48.7
Eğitim B.	275.96×10^6	54.8	113.95×10^6	48.7

4.7. KAZANLARIN BACA GAZI-ATIK ISISINDAN FAYDALANARAK YAPILABİLECEK ENERJİ GERİ KAZANCI

Daha önce bahsedildiği gibi ısı merkezinde 2 adet 2,750,000 kcal/h kapasitesinde, iskoç tipi, 150 m^2 lik kazan bulunmaktadır. Kazanların baca gazı sıcaklığı 250 C ve 100 c ye soğutulacaktır. Atılan bu sıcak baca gazlarının ısısından faydalanarak sıcak-su sistemine takviye yapılması düşünülmektedir. Bu amaçla aşağıda prensip şeması verilen sistem kurulacaktır.



Şekil 4.12. Baca gazı atık ısısından faydalanma sistemi prensip şeması.

Uygulama için veriler,

Kazan kapasitesi : 4,000,000 kcal/h
 Yakıt : Doğal gaz
 Yakıt ısı değeri: 8250 kcal/m³
 Baca gazı sıcaklığı : 250 C
 Su giriş sıcaklığı : 10 C
 Su çıkış " : 40 C

Hava fazlalık katsayısı $n=1.05$ ve $H_u=8250$ kcal/m³ kabulü ile özgül duman gazı miktarı, [14]

$v_g=10.3$ Nm³/Nm³ olarak bulunur.

Yakıt sarfiyatı,

$B_g = Q_{\text{kazan}} / (\eta_k \times H_u)$ formülü ile tanımlanır.

$$B_g = 4000000 / (0.75 \times 8250) = 646 \text{ m}^3/\text{h}$$

baca gazı debisi,

$$w_{bg} = 646 \times 10.3 = 6654 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Olarak bulunur. Baca gazından elde edilebilecek ısı

$$Q_{bg} = w_{bg} \times c_{bg} \times \Delta t_{bg}$$

$$Q_{bg} = 6654 \times 0.312 \times (250 - 100)$$

$$Q_{bg} = 311500 \text{ kcal/h}$$

Ayrıca enerji dengesinden 10 C den 40 C ye ısıtılabilcek su debisi hesaplanabilir.

$$Q_{bg} = w_s \times c_s \times \Delta t_s$$

$$w_s = 311500 / (40 - 10) = 10380 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.8. SONUÇLAR VE İRDELENMESİ

Bu bölümde, Darüşşafaka lisesi için önerilen enerji geri kazanma sistemlerinin , yatırım harcamaları ile işletme giderleri dikkate alınarak net kazançları hesaplanacaktır. [15]

Dış hava şartlarına ve işletme programına göre hesaplanan ısıtma ve havalandırma yükleri bölüm 4.4. de belirtilmiştir. Burada , aylık ortalama dış hava sıcaklıklarına ve işletme programına göre ısıtılan ve havalandırılan Darüşşafaka lisesinin enerji tasarrufu hesaplanacaktır.

- Enerji kazancı	: 2552x10 ⁶ kcal/sezon
- Doğal gaz ısı değeri	: 8250 kcal/m ³
- " " eşdeğer yakıt tas.	: 309300 m ³ /sezon
- Fuel-oil ısı değeri	: 9500 kcal/kg
- " " eşdeğer yakıt tas.	: 268630 kg/sezon
- Doğal gaz fiyatı (Net)	: 2449 TL/m ³
- Fuel-oil " "	: 2721 TL/kg
- Depolama, ısıtma, işletme vs.	: % 5 (min.)

Doğal gaz kullanarak yıllık parasal kazanç :

$$1.05 \times 2449 \times 309300 = 795,350,000 \text{ TL/sezon}$$

Fuel-oil kullanarak yıllık parasal kazanç :

$$1.05 \times 2721 \times 268630 = 767,480,000 \text{ TL/sezon}$$

Kampüs daha önce bölüm 4.4. de açıklandığı gibi

1200 öğrenci için projelendirilmiştir. 1200 öğrenci sayısına altıncı yılda ulaşılması beklenmektedir. İlk sene okula 600 öğrenci girecektir. Yıllara göre kapasite kullanım faktörleri göz önüne alındığında altı yıl boyunca yapılacak enerji tasarrufu aşağıda hesaplanmıştır.

Tablo 4.10. Bina işletme programı ve ortalama dış hava sıcaklıklarına göre yapılabilecek enerji tasarrufları.

Yıllar	Kapasite	Sezonluk tasarruf	Doğal gaz	Fuel-oil
1.yıl	%50	1276×10^6 kcal/sez	$154660 \text{ m}^3/\text{sez}$	134300 kg/sez
2.yıl	%60	1531×10^6 "	185575 "	161170 "
3.yıl	%70	1786×10^6 "	216510 "	188000 "
4.yıl	%80	2041×10^6 "	247440 "	214900 "
5.yıl	%90	2297×10^6 "	278370 "	241760 "
6.yıl	%100	2552×10^6 "	309300 "	268630 "
		Toplam	1391850 m^3	1208830 kg

Yapılan hesaplardan görüleceği üzere, bina işletme programına uyarak ve ortalama dış hava sıcaklıklarına göre çalışan bu ısıtma ve havalandırma sisteminde tatmin edici mertebede enerji tasarrufu sağlanacaktır.

İşletme programına tam olarak uyulabilmesi için, elektronik şalterler veya binalarda bulunan görevliler tarafından ısıtma/havalandırma cihazları devreye alınacak veya çıkarılacaktır. Ortalama dış hava sıcaklıklarına göre çalışma için ise her binaya ait kompanzasyon cihazlarından faydalanılacaktır.

Vantilatör devir ayarı ile yapılabilecek enerji tasarrufu bölüm 4.5. de belirtildiği gibi %36 civarında hesaplanmıştır. Sezonluk elektrik enerjisinin yüksekliği dikkate alındığında %36 tasarrufun çok yüksek bir değer olduğu anlaşılmaktadır. Ancak ekler kısmında belirtildiği gibi, ısıtma/havalandırma cihazları sayı olarak fazla

ancak tek başlarına çektikleri güç olarak nispeten küçük cihazlardır. Frekans konverterlerinin günümüzde pahalı cihazlar olduğu göz önüne alınırsa, Bu tip cihazların yüksek güçlü santral ve pompalarda kullanılması uygundur. Bunlara ilaveten, toplantı salonu chiller grubuna ait olan soğutma kulesi hattını besleyen yüksek güçlü pompalarda frekans konverteri kullanılacaktır.

Egzost havası ile dış temiz havanın ısıtılmasını sağlayacak döner rejeneratör kullanarak yapılabilecek enerji tasarrufu miktarı bölüm 4.6.1 de bulunmuştur. Döner rejeneratör kızlar yatakhanesi, Erkekler yatakhanesi ve Eğitim binasında kullanılacaktır. Bu binalardaki taze hava ve egzost santralleri göz önüne alınarak muhtelif debiye sahip 18 adet döner rejeneratör için flakt firmasından fiyat teklifi (proforma fatura) istenmiştir. Buna göre toplam olarak SEK 811,700.- Net (İsveç kronu) fiyat teklif edilmiştir (TL karşılığı $1800 \times 811700 = 1,461,000,000.-$) . Diğer giderler aşağıda özetlenmiştir.

-Fiyat teklifi (FOB)	:1,461,000,000.-	TL.
-Gümrük/Fon/KDV (% 60x% 15)	:1,100,000,000.-	"
-Nakliye/ambalaj/sigorta (% 8)	: 117,000,000.-	"
-Montaj işleri (%10)	: 146,100,000.-	"
-Elektrik işleri (%15)	: 219,100,000.-	"
-Kanal/izole vs. işler (%15)	: 219,100,000.-	"
-Proje ve mühendislik hiz. (%10)	: 146,100,000.-	"
TOPLAM	:3,400,000,000.-	"

Burada giderler hesaplanırken, fiyat teklifinin belirli bir yüzdesi olarak diğer kalemler dikkate alınmıştır.

-Ortalama dış sıcaklıklar baz alınarak yapılan tasarruf	: 915×10^6 kcal/sezon
-Doğal gaz eşdeğer yakıt tasarrufu	: 110900 m ³ /sezon
-Fuel-oil " " "	: 96300 kg/sezon

Doğal gaz kullanarak yıllık parasal kazanç,

$$1.05 \times 2449 \times 110900 = 285,170,000.- \text{ TL/sezon}$$

Fuel-oil kullanarak yıllık parasal kazanç,

$$1.05 \times 2721 \times 96300 = 275,130,000.- \text{ TL/sezon}$$

Burada geri ödeme süresi hesaplamak için 3.4. nolu bölümünde açıklanan yöntem kullanılacaktır. Doğal gaz için hesapları yaparsak,

$$Y = 3,400,000,000.- \text{ TL}$$

$$G_y T_y = 285,000,000.- \text{ TL/sezon}$$

$$i_f = \%65 \quad (\text{kabul})$$

$$i_y = \%60 \quad (\text{kabul})$$

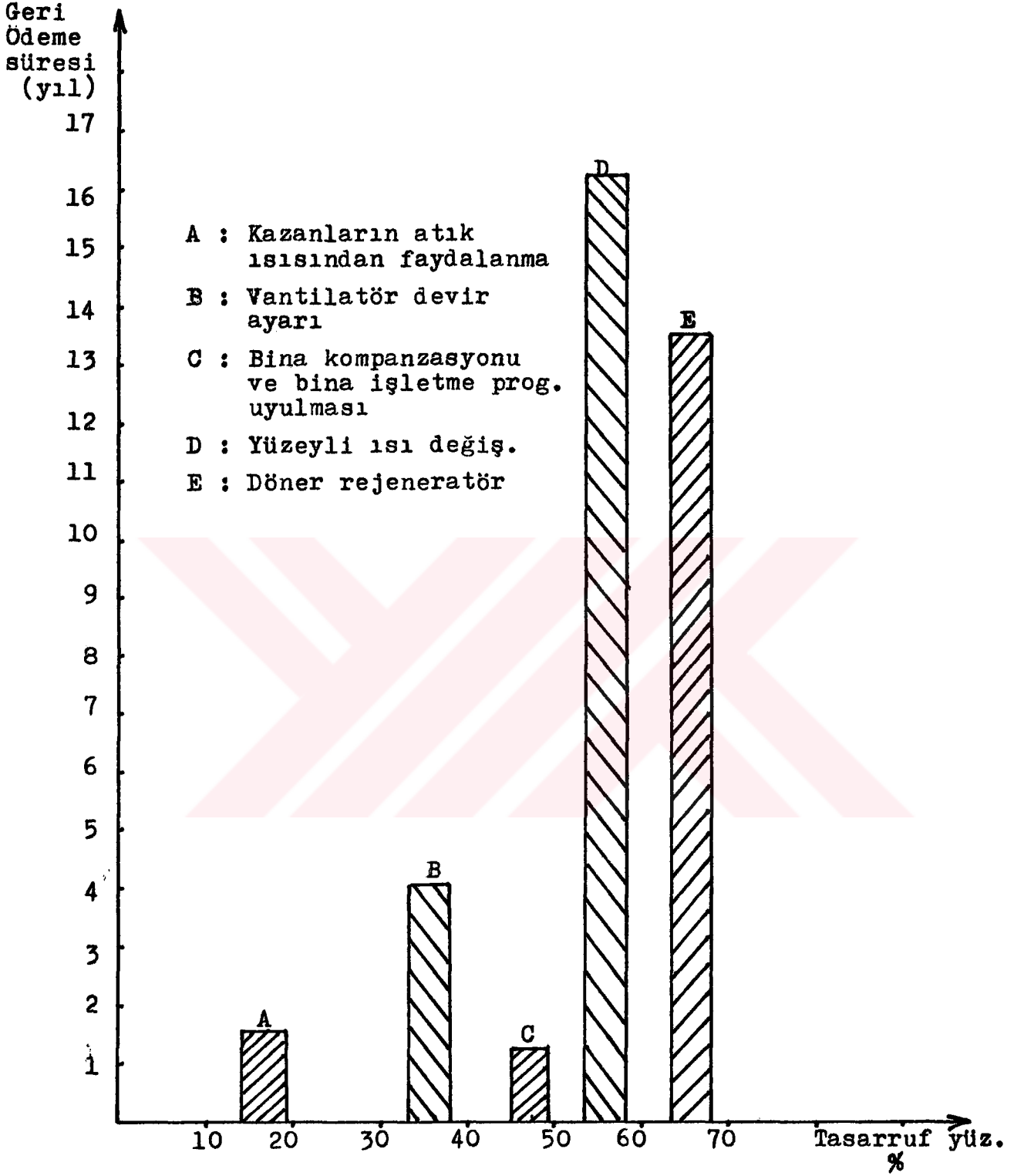
$$n = Y / G_y T_y = 3,400,000,000 / 285,170,000 \approx 12$$

$$GÖ = \frac{\sum_{j=1}^{12} (1+0.65)^j}{\sum_{j=1}^{12} (1+0.60)^j} \times 12$$

Yapılan hesap sonucunda geri ödeme süresi GÖ, 13.5 yıl olarak bulunur. Bugün için Avrupada bir enerji geri kazanma sistemi için yatırım geri dönüş süresi olarak : 18-24 ay çok iyi, 30-50 ay ise uygun kabul edilebilir süre olarak kabul edilmektedir. İstanbul için ısıtma sezonu boyunca ortalama dış hava sıcaklığının 9 C civarında olduğu hatırlanırsa, bu sistemin geri ödeme süresinin neden bu kadar uzun olduğu anlaşılabilir. Ayrıca sistemin günlük, aylık ve sezonluk çalışma saatleri çok gerçekçi bir şekilde hesaplandığından geri ödeme süresine menfi yönden etki etmiştir.

Kazanların baca gazı-atık ısısından faydalanarak yapılabilecek enerji geri kazancı bölüm 4.7. de hesaplanmıştır.

Yapılabilecek tasarruf	: 500×10^6 kcal/sezon
Doğal gaz eşdeğer yakıt tasarrufu	: 60700 m ³ /sezon



Şekil 4.13. Sonuçların kıyaslanması.

Yıllık parasal kazanç : $1.05 \times 2449 \times 60700 = 156,000,000.-$

Geri ödeme süresinin hesabı için bölüm 3.4. deki yöntemi tekrarlırsak,

$$Y = 200,000,000.- \text{ TL}$$

$$G_y T_y = 156,000,000.- \text{ TL/sezon}$$

Yapılan hesap sonucunda geri ödeme süresi olarak 1.5 yıl gibi çok kısa bir süre çıkmaktadır.

Buraya kadar yapılan analizlerden anlaşılacağı üzere, Bina işletme programına uyarak ve gerekli ısıtma havalandırma ihtiyacı kompanzasyon cihazının denetiminde verildiğinde büyük tasarruflar yapılabilmektedir. Burada hatırlanacağı üzere, bu yöntemle genel olarak çok düşük bir yatırım gerektirmektedir. Sistemin ilk tesis bedeli değişmezken, işletme masrafları önemli ölçüde düşürülebilmektedir.

Vantilatör devir ayarı ve baca gazından faydalanan enerji geri kazanma sistemleri yüksek yatırım bedellerine rağmen yapılan tatmin edici mertebedeki enerji tasarrufları sayesinde kendilerini kısa sürede geri ödeyebilmektedir.

Ortalama dış hava sıcaklığının 9 C civarında olan İstanbul için döner rejeneratör kullanımı geri ödeme süresinin uzunluğu yönünden bazı olumsuzluklar taşımaktadır. Ancak ortalama dış hava sıcaklığının daha düşük olduğu bölgelerde sistem kendini çok daha kısa sürede amorti edebilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] GRUMMAN, D.L., Air-Handling Systems Ready Reference Manual, pp. 87-106, McGraw Hill, 1989.
- [2] PARMAKSIZOĞLU, C. ve UĞURAL, G., Vantilatörler ve Sistemleri, TERMAS A.Ş. Teknik Yayınları 6, 1992.
- [3] FANS, Equipment Handbook, Chapter 3, ASHRAE, 1983.
- [4] WESTINGHOUSE, Flow Control Brochure, Energy Efficiency Through Motor Speed Control, Westinghouse Electric Corporation Control Division, 1990.
- [5] ALTIVARS, Telemecanique Kataloğu, Variable Speed Controllers, 1992.
- [6] SIMOVERT, Siemens Kataloğu, AC Motor Kontrol Sistemleri, 1991.
- [7] ARISOY, A., Isı Geri Kazanma Sistemleri, TERMAS A.Ş. Teknik Yayınları 3, 1990.
- [8] DAĞSOZ, A.K., Sanayide Enerji Tasarrufu, Kipaş Dağıtımcılık, 1991.
- [9] TERMAS, Özel Darüşşafaka Lisesi Kampüs İnşaatı Mekanik Tesisat Uygulama Projeleri, 1991.
- [10] GÜLFERİ, I., Meteorolojik Değerler Yardımıyla Kış için Dış Hesap Sıcaklığının Bulunmasında Kullanılacak Yeni bir İstatistik Metod ve Türkiye'ye Tatbikatı, Doktora Tezi, 1966.
- [11] ENGLANDER, S.L. and NORFORD, L.K., Saving Fan Energy in VAV Systems-Part 1 :Analysis of a Variable-Speed-Derive Retrofit, ASHRAE Transactions, Vol.98, pp. 3-18, 1992.
- [12] WOLF, Booklet, Heat Recovery Systems, Wolf Klimatechnik GmbH, 1988.
- [13] FLAKT, Heat Recovery, Flakt Review, Nr.68, 1981.

- [14] ONAT, K., GENÇELİ, O. ve ARISOY, A., Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, Denklem Matbaası, 1988.
- [15] GOLDSTICK, R. and THUMMAN, A., Principles of Waste Heat Recovery, The Fairmont Press Inc., pp. 67-87, 1986.

Ek A- OZEL DARÜŞŞAFAKA LİSESİ KAMPÜSÜ ISITMA/HAVALANDIRMA
CİHAZ LİSTESİ

-KIZLAR YATAKHANESİ

- 1-) Sekonder pompalar (1 asıl+1 yedek): $32 \text{ m}^3/\text{h}$, 3.5 mSS
- 2-) Isıtma santralleri
4 adet , $12000 \text{ m}^3/\text{h}$, 93740 kcal/h , 1000/1500 d/d
1.1/3.6 KW
- 3-) Egzost santralleri
4 adet , $10000 \text{ m}^3/\text{h}$, 1000/1500 d/d , 1.0/3.0 KW
- 4-) Fan-coiller
1 adet Tip-1 , 7400 kcal/h , 670/475/380 m^3/h
100/55/30 W
6 adet Tip-2 , 10000 kcal/h , 910/700/520 m^3/h
115/65/35 W
26 adet Tip-3 , 13000 kcal/h , 1200/950/700 m^3/h
180/100/75 W
2 adet Tip-8 , 19000 kcal/h , 2000/1500/900 m^3/h
350/200/120 W
29 adet Tip-5 , (teknik özellikleri tip-8 ile aynı)

-ERKEKLER YATAKHANESİ

- 1-) Sekonder pompalar (1 asıl+1 yedek): $25 \text{ m}^3/\text{h}$, 4.3 mSS
- 2-) Isıtma santralleri
3 adet , $9500 \text{ m}^3/\text{h}$, 44978 kcal/h , 1000/1500 d/d
2x(0.9/3.0) KW
1 adet , $4750 \text{ m}^3/\text{h}$, 37066 kcal/h , 1000/1500 d/d
0.5/1.5 KW
3 adet , $5000 \text{ m}^3/\text{h}$, 39044 kcal/h , 1000/1500 d/d
0.5/1.5 KW
1 adet , $3000 \text{ m}^3/\text{h}$, 14792 kcal/h , 1000/1500 d/d
0.3/1.0 ve 0.15/0.5 KW
2 adet , $1600 \text{ m}^3/\text{h}$, 12556 kcal/h , 1000/1500 d/d
0.15/0.5 KW

2 adet , 3000 m³/h , 25478 kcal/h , 1000/1500 d/d
0.3/1.0 KW

3-) Egzost santralleri

1 adet , 4750 m³/h , 1000/1500 d/d , 0.3/1.0 KW
6 " , 2750 " , " " , 0.27/0.75 KW
2 " , 1250 " , " " , 0.1/0.35 KW
1 " , 6000 " , " " , 0.7/2.0 KW

4-) Fan-coiller

36 adet Tip-2 ,
24 " Tip-3 ,
4 " Tip-5 ,
10 " Tip-6 , 7400 kcal/h , 670/475/380 m³/h
100/55/30 W

35 adet Tip-7 , (Teknik özellikleri tip-2 ile aynı)
4 " Tip-9 , 17000 kcal/h , 1550/1200/900 m³/h
210/175/90 W

-EĞİTİM BİNASI

1-) Sekonder pompalar (1 asıl+1 yedek):

2-) Isıtma santralleri

1 adet , 12700 m³/h , 99158 kcal/h , 1500 d/d , 3.0 KW
1 " , 11200 " , 87462 " , 1500 " , 3.0 "
1 " , 17000 " , 132968 " , 1500 " , 4.0 "
1 " , 13500 " , 105350 " , 1500 " , 4.0 "
1 adet , 13200 " , 103028 " , 1500 " , 4.0 "

3-) Egzost santralleri

1 adet , 10500 m³/h , 1500 d/d , 2.2 KW
1 " , 9000 " , 1500 " , 2.2 KW
1 " , 9250 " , 1500 " , 3.0 KW
1 " , 1050 " , 1500 " , 0.25 KW
2 " , 2300 " , 1500 " , 0.75 KW
1 " , 12200 " , 1500 " , 3.0 KW
1 adet , 600 " , 1500 " , 0.25 KW
1 " , 17750 " , 1500 " , 5.5 KW

4-) Fan-coiller

18 adet Tip-1 ,
157 " Tip-2 ,
46 " Tip-3 ,

-İDARE MÜZE

1-) Sekonder pompalar (1 asıl+1 yedek):17 m³/h , 2.6 mSS

2-) Isıtma santralleri

1 adet , 2500 m³/h , 19522 kcal/h, 1000/1500 d/d
0.25/0.75 KW

1 adet , 1400 m³/h , 11008 kcal/h, 1000/1500 d/d
0.1/0.35 KW

1 adet , 2000 m³/h , 15652 " , "
0.25/0.75 KW

1 adet , 1500 m³/h , 11696 " , "
0.15/0.5 KW

1 adet , 10500 m³/h, 47472 " , "
0.9/3.0 ve 0.7/2.0 KW

3-) Egzost santralleri

1 adet , 2500 m³/h , 1000/1500 d/d , 0.15/0.5 KW

1 " , 1400 " , " " , 0.1/0.35 "

1 " , 2000 " , " " , 0.15/0.5 "

1 " , 1500 " , " " , 0.1/0.35 "

1 " , 850 " , " " , 0.1/0.35 "

4-) Fan-coiller

38 adet Tip-1 ,

18 " Tip-2 ,

7 " Tip-3 ,

-YEMEKGHANE

1-) Sekonder pompalar(1 asıl+1 yedek):28 m³/h , 5.1 mSS

2-) Isıtma santralleri

1 adet , 7350 m³/h , 33196 kcal/h , 1500 d/d , 2.2KW

2 " ,13125 " , 13125 " , " " ,5.5KW

1 " , 3780 " , 29584 " , " " ,2.2KW

1 " , 5670 " , 55040 " , " " ,2.2KW

1 " ,33544 " ,261870 " , " " ,15KW

3-) Egzost santraleri

1 adet , 1155 m³/h , 1500 d/d , 0.25 KW

1 " , 1575 " , " " , 0.37 KW

1 " ,26500 " , " " , 7.5 KW

1 " , 5670 " , " " , 1.5 KW

- 4-) Fan-coiller
 2 adet Tip-1,
 7 " Tip-2,

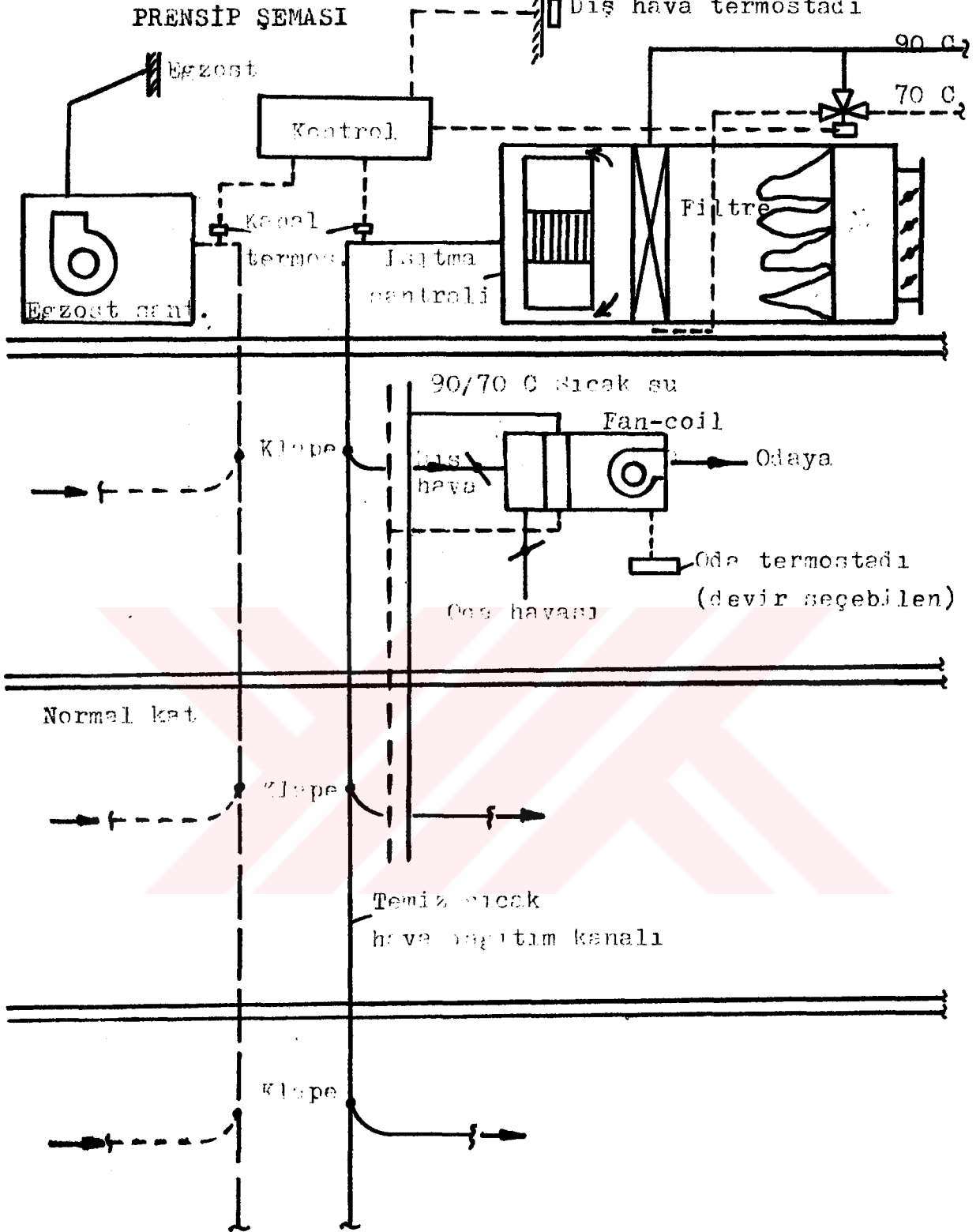
-TOPLANTI SALONU

- 1-) Sekonder pompalar(1 asıl+ 1 yedek):20 m³/h , 3.6 mSS
 2-) Isıtma santralleri
 1 adet , 46400 kcal/h , 349160 kcal/h , 1500 d/d
 15/11 KW
 1 " , 20000 m³/h , 156090 kcal/h , 1500 d/d
 7.5 KW
 3-) Egzost santralleri
 1 adet , 5000 m³/h , 1500 d/d , 1.5 KW
 1 " , 20000 " , " " , 5.5 "
 4-) Soğutma kulesi pompaları
 2 adet , 1000/1500 d/d , 15/23 KW
 5-) Kondens pompaları
 2 adet , 1500 d/d , 15 KW (1asıl+1 yedek)

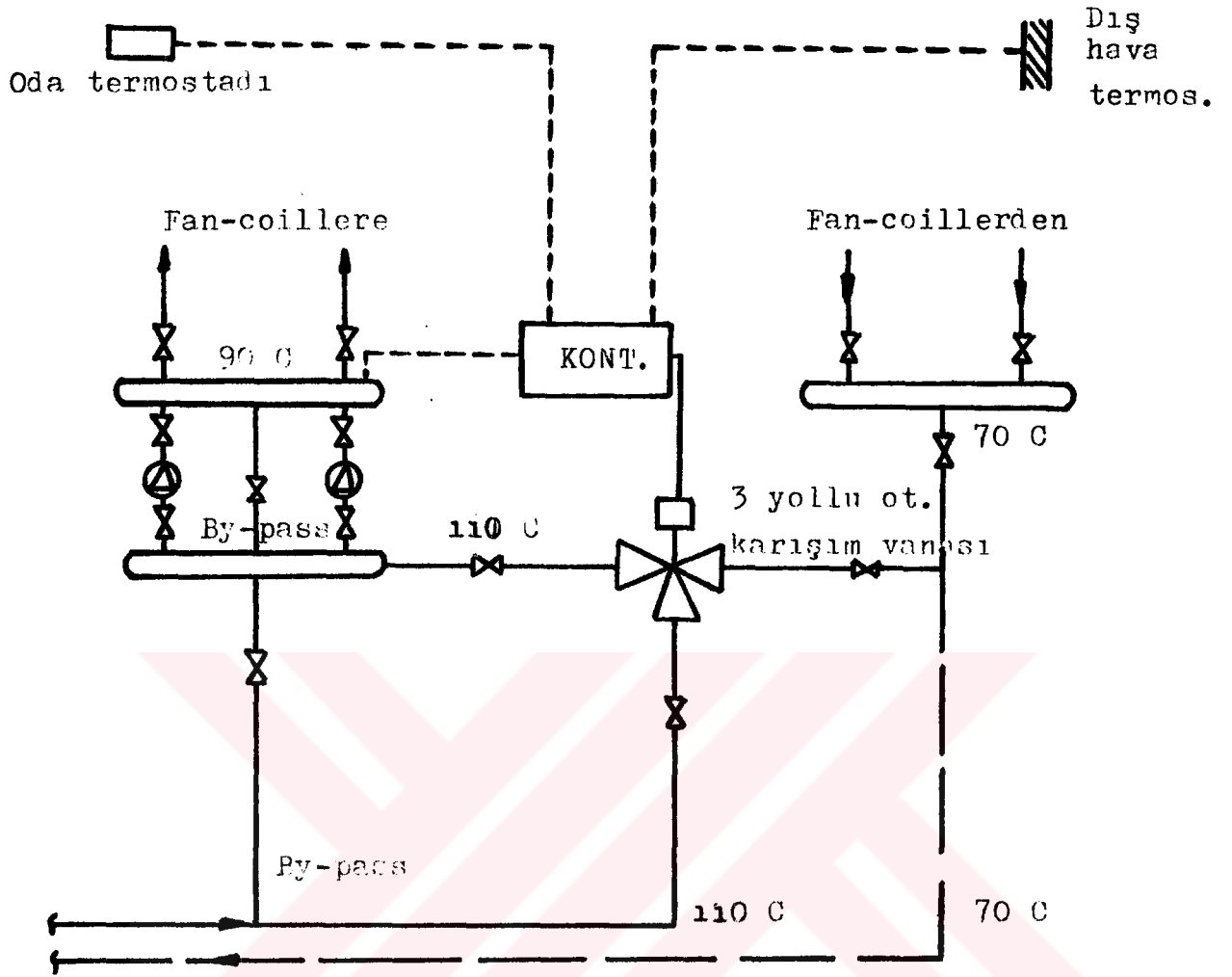
-SPOR SALONU

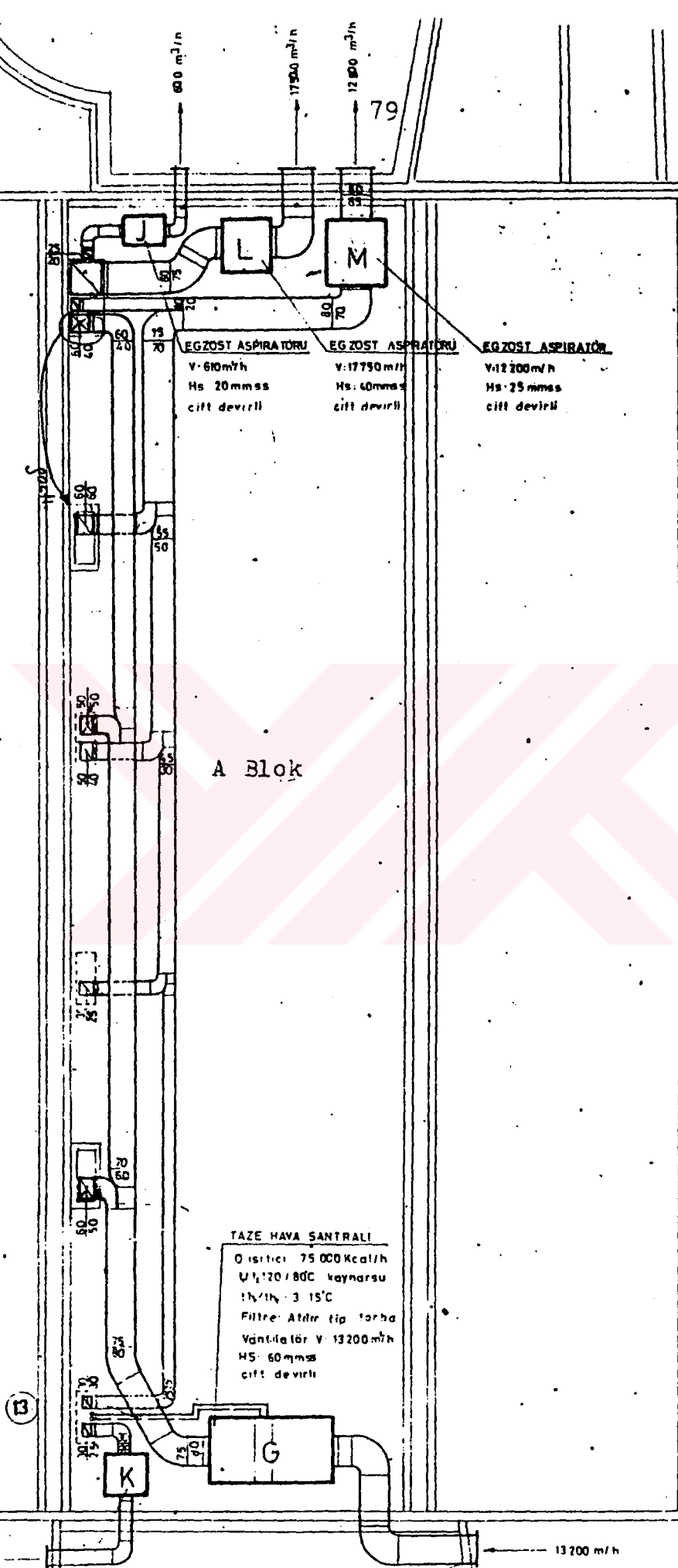
- 1-) Sekonder pompalar(1asıl+1yedek):35 m³/h , 5.6 mSS
 2-) Isıtma santralleri
 1 adet , 9000 m³/h , 42140 kcal/h, 1500 d/d, 4.0KW
 1 " , 3000 " , 15050 " , " " , 1.1KW
 4 " , 11000 " , 85914 " , " " , 3.0KW
 1 " , 5000 " , 39990 " , " " , 3.0KW
 1 " , 4000 " , 31218 " , " " , 1.5KW
 1 " , 4500 " , 20296 " , " " , 2.2KW
 1 " , 3500 " , 27348 " , " " , 1.5KW
 1 " , 3500 " , 27348 " , " " , 2.2KW
 2 " , 13000 " , 101480 " , " " , 7.5KW
 3-) Egzost santralleri
 1 adet , 8500 m³/h , 1500 d/d , 3.0 KW
 1 " , 6000 " , " " , 2.2 KW
 1 " , 4000 " , " " , 1.1 KW
 1 " , 1500 " , " " , 0.55 KW
 1 " , 3000 " , " " , 1.5 KW
 2 " , 13000 " , " " , 5.5 KW

EKB- ANA ISITMA SANTRALİ VE FAN-COİL OTOMATİK KONTROL
PRENSİP ŞEMASI

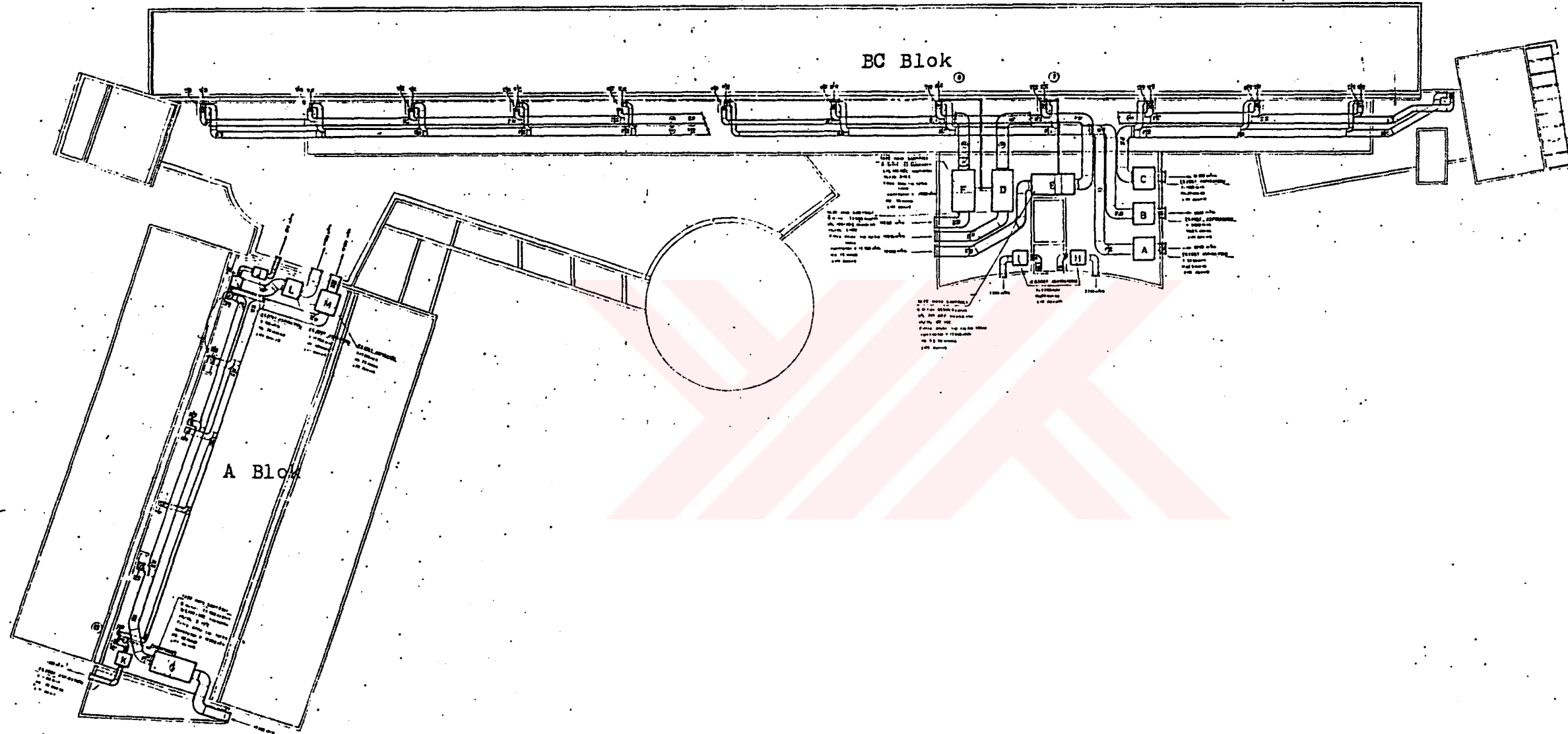


EK C- BİNA İÇİ 110/70 C MERKEZİ SİSTEM 90/70 C GEÇİŞ
PRENSİP ŞEMASI





Ek D- Eğitim Binası, Kızlar ve Erkekler Yatakhane ısıtma
ve egzot santralleri çatı yerleşim planları.

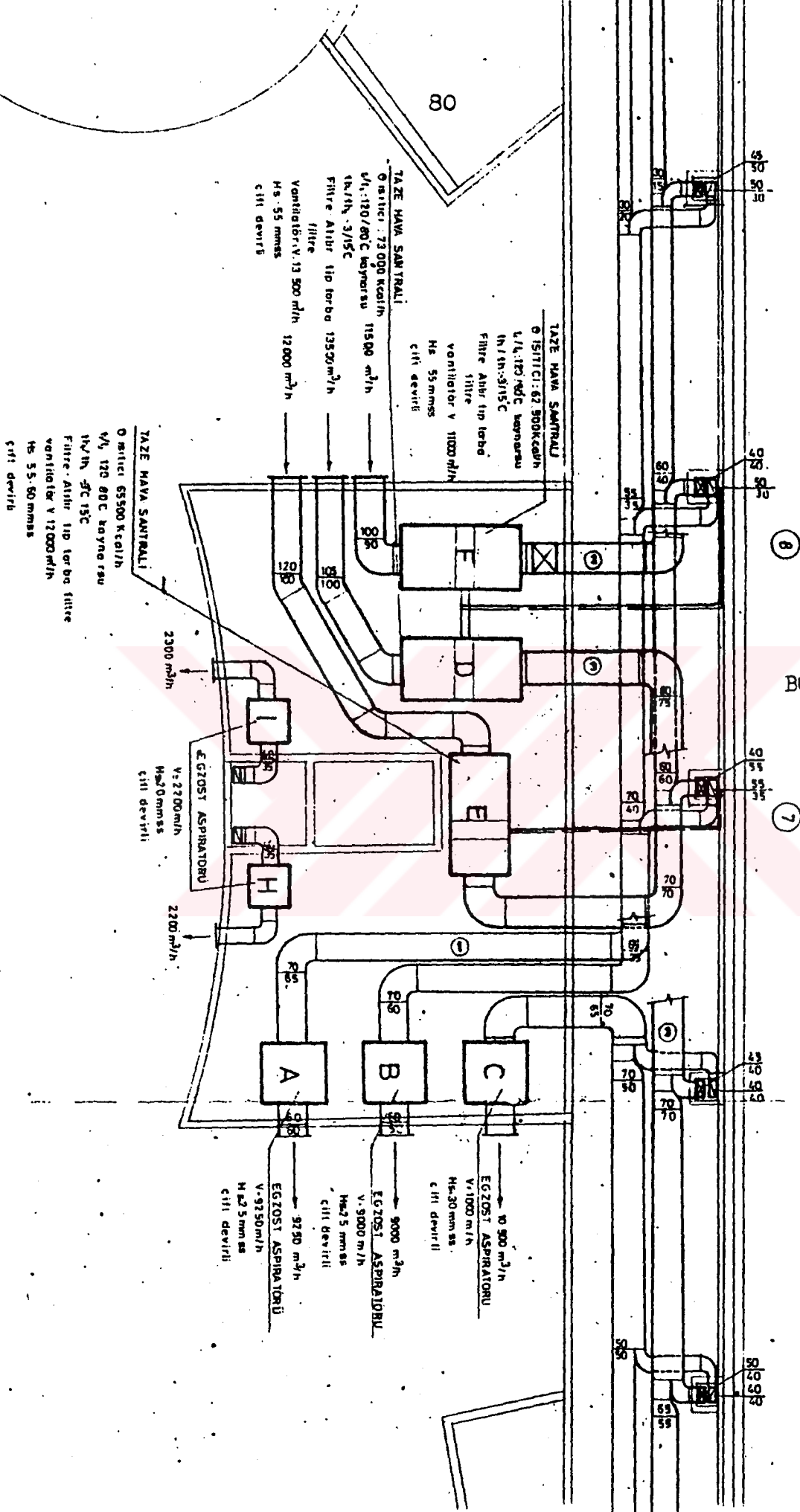


ÖZEL DARUŞŞAFKA LİSESİ KAMPÜSÜ						
NO	YER	YERİ	YERİ	YERİ	YERİ	YERİ
1	2	3	4	5	6	7
						
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05

NO	YER	YERİ	YERİ	YERİ	YERİ	YERİ
1	2	3	4	5	6	7
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05
HT.07	EĞİTİM	YAT.01	YAT.02	YAT.03	YAT.04	YAT.05

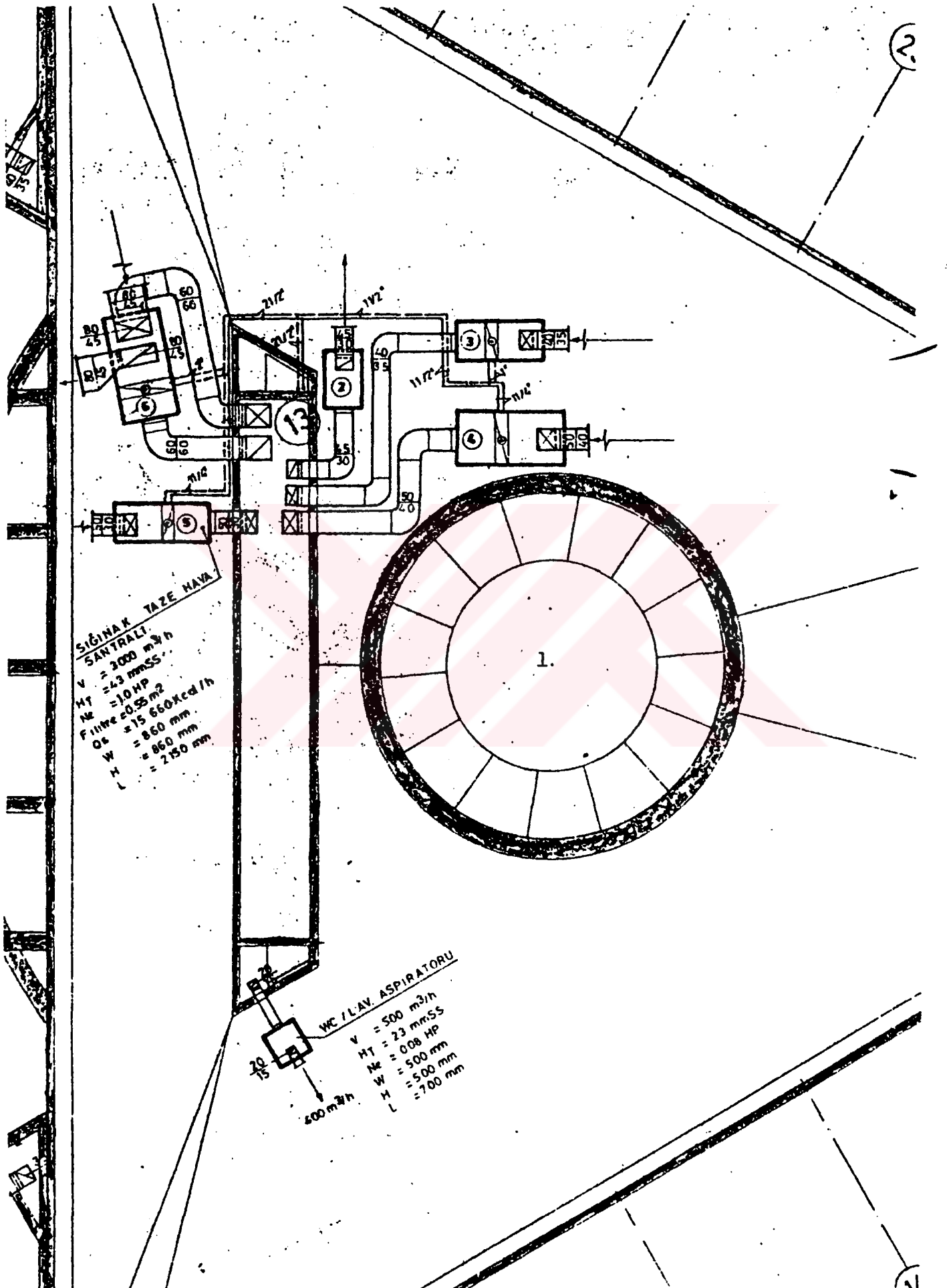
80

BC Blok



[illegible]

MODEL	G.E.A. GEMERALD ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	RESEARCH ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	
STATE	GEMERALD A.S. GEMERALD ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	RESEARCH ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	
RESEARCH	TERMAL A.S. TERMAL ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	RESEARCH ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	
RESEARCH	RESEARCH ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	RESEARCH ELECTRICITY TO GET ELECTRICITY ELECTRICITY ELECTRICITY	



BERBER / TERZI
CAMASIRHANE
ISITMA SANTRALI

$V = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 51 \text{ mmSS}$
 $Ne = 2 \text{ HP}$
 $Filtire = 0.88 \text{ m}^2$
 $Qs = 32.625 \text{ Kcal/h}$
 $W = 860 \text{ mm}$
 $H = 860 \text{ mm}$
 $L = 2150 \text{ mm}$

LOKAL
EGZOST ASPIRATORU

$V = 1250 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 24 \text{ mmSS}$
 $Ne = 0.20 \text{ HP}$
 $W = 700 \text{ mm}$
 $H = 700 \text{ mm}$
 $L = 900 \text{ mm}$

LOKAL / TAZE HAVA
SANTRALI

$V = 1400 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 45 \text{ mmSS}$
 $Filtire = 0.30 \text{ m}^2$
 $Qs = 7300 \text{ Kcal/h}$
 $Ne = 0.50 \text{ HP}$
 $W = 750 \text{ mm}$
 $H = 750 \text{ mm}$
 $L = 1000 \text{ mm}$

YATIRHANE
TAZE HAVA SANTRALI

$V = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 51 \text{ mmSS}$
 $Ne = 2 \text{ HP}$
 $Filtire = 0.92 \text{ m}^2$
 $Qs = 18000 \text{ Kcal/h}$
 $W = 1290 \text{ mm}$
 $H = 860 \text{ mm}$
 $L = 2530 \text{ mm}$

SİĞIRK EGZOST
ASPIRATORU

$V = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 28 \text{ mmSS}$
 $Ne = 1.2 \text{ HP}$
 $W = 1290 \text{ mm}$
 $H = 860 \text{ mm}$
 $L = 1720 \text{ mm}$

ASPIRATOR

$V = 9500 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 35 \text{ mmSS}$
 $Ne = 2.36 \text{ HP}$

ETÜD İSITMA HAYALANDIRMA
SANTRALI

$V = 9500 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 34 \text{ mmSS}$
 $Ne = 3.65 \text{ HP}$
 $Filtire = 1.76 \text{ m}^2$
 $Qs = 49000 \text{ Kcal/h}$
 $W = 1290 \text{ mm}$
 $H = 1290 \text{ mm}$
 $L = 2530 \text{ mm}$

CAMASIRHANE / TERZI
BERBER / ASPIRATORU

$V = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$
 $HT = 30 \text{ mmSS}$
 $Ne = 1.0 \text{ HP}$
 $W = 860 \text{ mm}$
 $H = 860 \text{ mm}$
 $L = 1290 \text{ mm}$

2

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

36

37

38

39

40

41

42

43

44

45

46

47

48

49

50

51

52

53

54

55

56

57

58

59

60

61

62

63

64

65

66

67

68

69

70

71

72

73

74

75

76

77

78

79

80

81

82

83

84

85

86

87

88

89

90

91

92

93

94

95

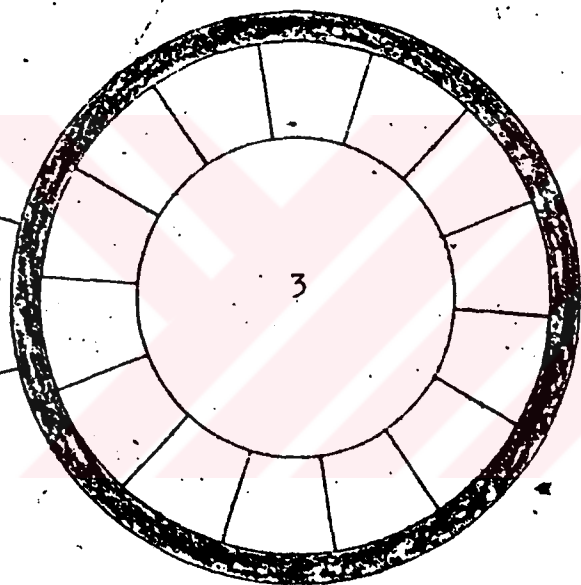
96

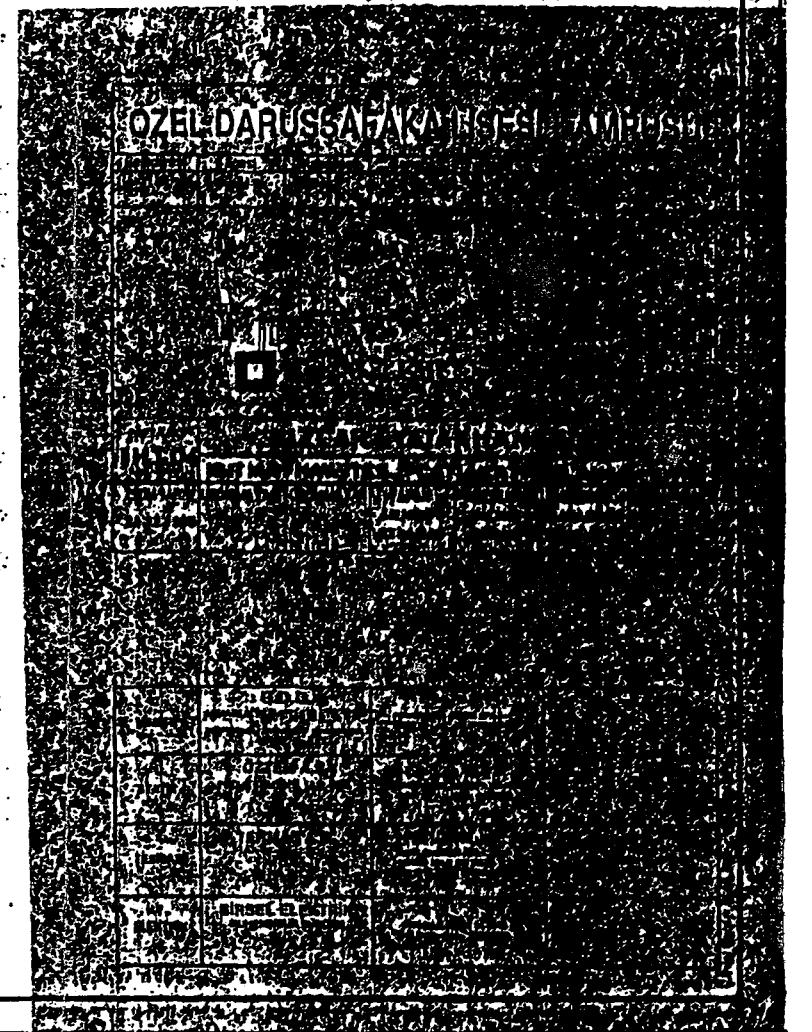
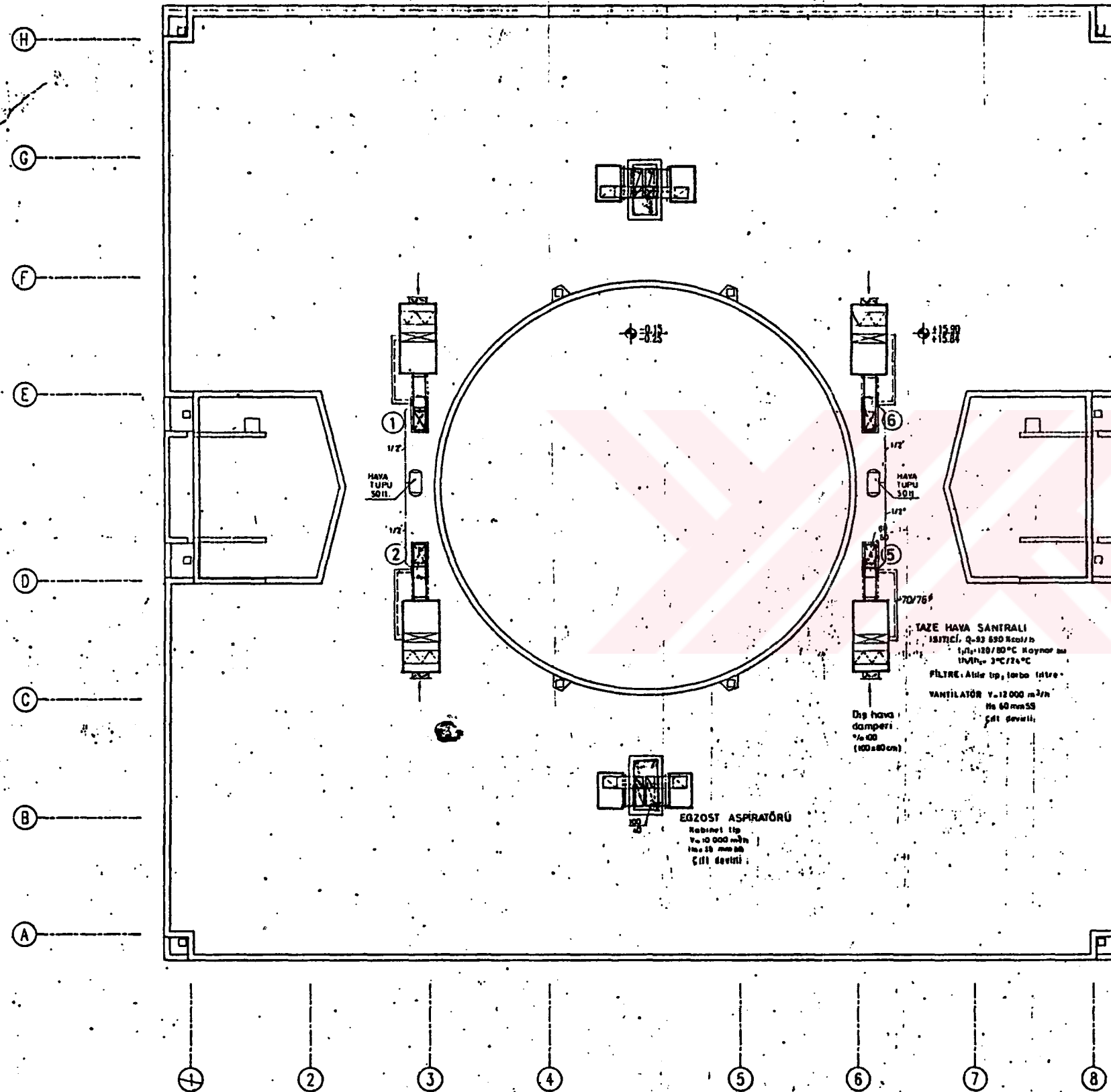
97

98

99

100





EK E- FLAKT FIRMASI DONER REJENERATOR FİYAT TEKLİFİ

0 212 2534581

30-12-1993 09:53

FROM GÜZTAS LTD. SİL.

TO 2762562

P.01

30/12/93

09:57

ABB AIRTECH AB + 0 212 2534581

NR. 645

001

Facsimile



To: GÜZTAS

Attn: B. GÜZELDERE

90-2122534581

From: B.J. HUGSTRÖM

Ref. No.: F-3.170

Date: 93 12 30

Page 5

WITH REF. TO YOUR FAX DATED 93 12 24 WE QUOTE

3 pcs	PUMB-1-095-2-d-1-1	SEK NET 28.800 :-/each	EX WORKS
3 pcs	PUMB-1-150-2-d-1-1	SEK NET 37.800 :-/each	—
11 pcs	PUMB-1-200-2-d-1-1	SEK NET 47.100 :-/each	—
1 pc	PUMB-2-290-2-d-1-1	SEK NET 93.800 :-/each	—

THE ABOVE PRICES ARE VALID FOR A COMPLETE DELIVERY OF THE TOTAL NOS.

TOTAL PRICE EX WORKS INCL. STANDARD PACKING
SEK 811,700.- NET.

NORMALLY, THE TRANSPORTATION TO TURKEY IS BY TRUCK, BUT WE CAN QUOTE FOR SWEDISH PORT IF THAT IS PREFERABLE FOR YOU.

THE PRICES ARE VALID TO MARCH 31ST.

PAYMENT BY AN CONFIRMED AND IRREVOCABLE L/C PAYABLE IN A SWEDISH BANK. CONFIRMATION COST ON YOU.

TECHNICAL DATA AS ENCL. PAGES.

DELIVERY TIME APPROX. 7 WORKING WEEKS.

ABB Airtech AB

B. PLDS.

30-12-1993 09:55 FROM GUZTAS LTD. SII. TO 2762962

P.02

 * ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY
 * Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420 Run date: 12-28-1993

IF:
 Flow ratio S/E 1.00
 Supply air flow 0.6 m3/s
 Econovent type PUMB
 size 095 1 unit(s)
 THEN:
 Efficiency 81.5 %
 Face velocity 1.8 m/s
 Pressure drop, supply side 70 Pa
 Pressure drop, exhaust side 70 Pa

 * ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY
 * Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420 Run date: 12-28-1993

IF:
 Flow ratio S/E 1.00
 Supply air flow 1.7 m3/s
 Econovent type PUMB
 size 150 1 unit(s)
 THEN:
 Efficiency 79.2 %
 Face velocity 2.1 m/s
 Pressure drop, supply side 84 Pa
 Pressure drop, exhaust side 84 Pa

 * ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY
 * Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420 Run date: 12-28-1993

IF:
 Flow ratio S/E 1.00
 Supply air flow 2.5 m3/s
 Econovent type PUMB
 size 200 1 unit(s)
 THEN:
 Efficiency 81.4 %
 Face velocity 1.8 m/s
 Pressure drop, supply side 70 Pa
 Pressure drop, exhaust side 70 Pa

30-12-1993 09:55

FROM GUSTAS LTD. STL

TO 2762362

P.03

* ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY

* Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420

Run date: 12-28-1993

* IF:

* Flow ratio S/E

* 1.00

* Supply air flow

* 2.6 m3/s

* Econovent type

* PUMP

* size 200

* 1 unit(s)

* THEN:

* Efficiency

* 80.7 %

* Face velocity

* 1.9 m/s

* Pressure drop, supply side

* 75 Pa

* Pressure drop, exhaust side

* 75 Pa

* ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY

* Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420

Run date: 12-28-1993

* IF:

* Flow ratio S/E

* 1.00

* Supply air flow

* 2.6 m3/s

* Econovent type

* PUMP

* size 200

* 1 unit(s)

* THEN:

* Efficiency

* 80.1 %

* Face velocity

* 2.0 m/s

* Pressure drop, supply side

* 79 Pa

* Pressure drop, exhaust side

* 79 Pa

* ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY

* Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420

Run date: 12-28-1993

* IF:

* Flow ratio S/E

* 1.00

* Supply air flow

* 2.9 m3/s

* Econovent type

* PUMP

* size 200

* 1 unit(s)

* THEN:

* Efficiency

* 78.4 %

* Face velocity

* 2.1 m/s

* Pressure drop, supply side

* 83 Pa

* Pressure drop, exhaust side

* 83 Pa

30-12-1993 09:56 FROM GUZTAS LTD. STI,

TO 2762842

P.04

```

*****
* ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY
* Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420 Run date: 12-28-1993
*****
*
* IF:
*   Flow ratio S/E          1.00
*   Supply air flow         3.4 m3/s
*   Econovent type          PUMB
*   size 200                1 unit(s)
*
* THEN:
*   Efficiency              77.3 %
*   Face velocity           2.4 m/s
*   Pressure drop, supply side 97 Pa
*   Pressure drop, exhaust side 97 Pa
*****

```

```

*****
* ECONOVENT HEAT EXCHANGER EFFICIENCY
* Progr: EFFICIENCY Ver: 2.51 930420 Run date: 12-28-1993
*****
*
* IF:
*   Flow ratio S/E          1.00
*   Supply air flow         4.9 m3/s
*   Econovent type          PUMB
*   size 290                1 unit(s)
*
* THEN:
*   Efficiency              62.2 %
*   Face velocity           1.7 m/s
*   Pressure drop, supply side 66 Pa
*   Pressure drop, exhaust side 66 Pa
*****

```

ÖZGEÇMİŞ

Ender EKMEKÇİ, 1970 de İstanbul'da doğdu. 1987 de Ümraniye Endüstri Meslek Lisesi Torna-Tesviye bölümünü bitirdi. 1988 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümüne girdi. 1992 yaz yarıyılında mezun olarak aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Ana Bilim Dalına kayıt yaptırdı.

Halen Özel Darüşşafaka Lisesi Kampüs İnşaatında Mekanik Tesisat Kontrol Mühendisi olarak çalışmaktadır.

