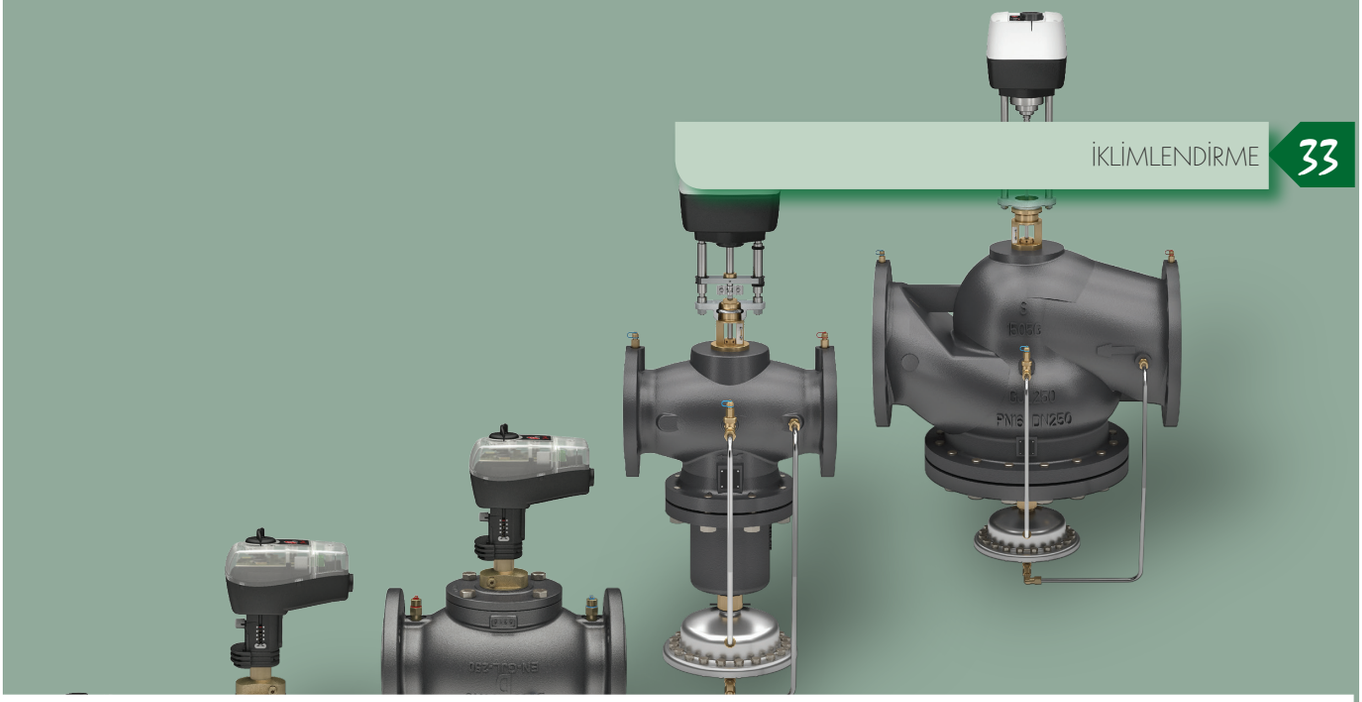


MOTORLU KONTROL VANALARINDA UYGULANAN KONTROL YÖNTEMİNİN, ENERJİNİN ETKİN KULLANIMINA ETKİSİ

Orhan Taşdemir[1]

1. GİRİŞ

Bu yazıda günümüzde HVAC uygulamalarında yaygın olarak kullanılan doğrusal kontrol vanalarının, kontrol kurallarına bağlı kalınarak enerjinin etkin kullanımına nasıl yararlı olunabileceği incelenmiştir. Ayrıca, uygulamada karşılaşılan olgular çözümlenerek, en uygun kontrol tekniğinin kullanılmasının farkındalığının oluşması amaçlanmıştır.

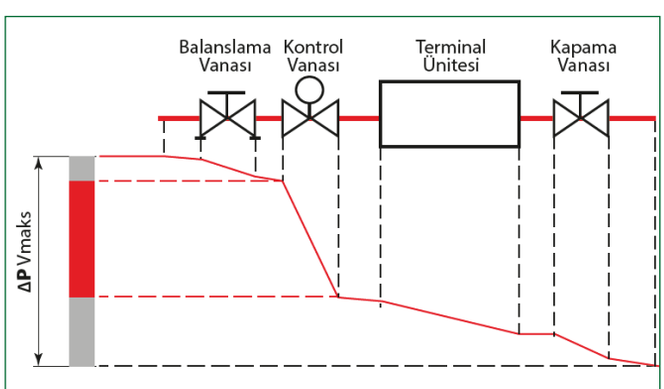
2. VANA OTORİTESİ

Vananın otoritesi, kontrol vanasının (CV) karakteristiğini kontrol ettiği devre üzerine ne kadar iyi uygulayabildiğinin bir ölçümüdür. Vanadaki direnç ne kadar yüksek ve bu yüzden vana genelinde basınç düşüşü ne kadar fazlaysa, kontrol vanası o kadar iyi bir şekilde devrenin enerji salınımını kontrol edebilecektir.

Kontrol Vana Otoritesi (acv); vana %100 yük sırasında ve tamamen açık konumda (ΔPmin), kontrol vanaları tamamen kapalı konumda (ΔPmax) oldukları durumdaki basınç farkı ilişkisi olarak tanımlanır. Vana kapalıyken, sistemin diğer kısımlarında (örneğin borular, soğutucular ve kazanlar) basınç düşüşü kaybolur ve var olan toplam basınç farkı, kontrol vanalarına uygulanır. Bu, ulaşılabilecek en fazla değerdir (ΔPmax).

acv = ΔPmin / ΔPmax (Eşitlik 1)

Hat genelindeki basınç düşüşü Şekil 1'de gösterilmiştir.



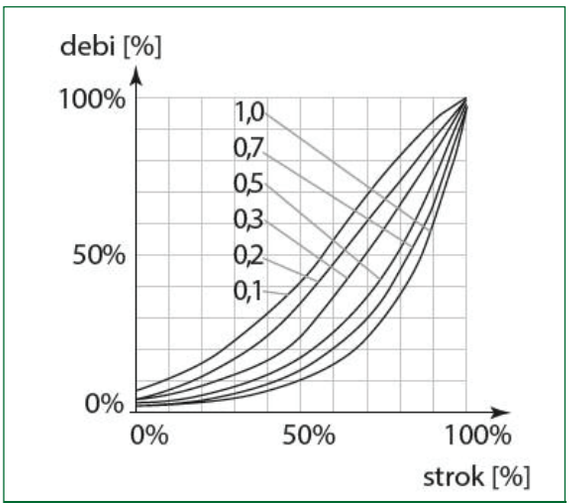
Şekil 1. Hat Genelindeki Basınç Düşümü

[1] Danfoos Otomasyon ve Kontrol Ürünleri Tic. Ltd. Şti., Türkiye İş Geliştirme Müdürü (DCS) - *orhan@danfoss.com*

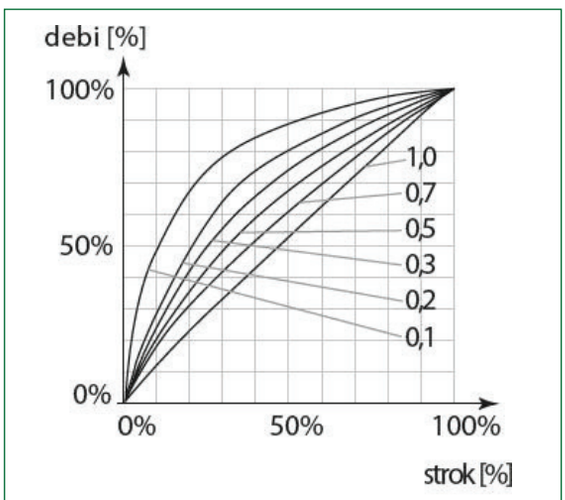
3. VANA KARAKTERİSTİKLERİ

Her kontrol vanasının kendi karakteristiği vardır ve bu, vananın stroğu ve karşılık gelen su debisi arasındaki ilişki ile tanımlanır. Bu karakteristik, vana üzerindeki sabit basınç farkında %100 otorite ile tanımlanır (Eşitlik 1). Bir kurulum içerisinde pratik uygulamada ise basınç farkı sabit değildir. Bu da, kontrol vanasının etkin karakteristiğinin değişmesi anlamına gelir. Vananın otoritesi ne kadar az ise vananın karakteristiği o kadar bozulur. Karakteristiğin bozulmasını en aza indirmek için tasarım sürecinde kontrol vanasının otoritesinin olabildiğince yüksek olması sağlanmalıdır.

En yaygın vana karakteristiklerini aşağıda Şekil 2 ve Şekil 3'de gösterilen grafiklerde inceleyebiliriz.



Şekil 2. Logaritmik Kontrol Vanası Karakteristiği



Şekil 3. Doğrusal (Lineer) Kontrol Vanası Karakteristiği

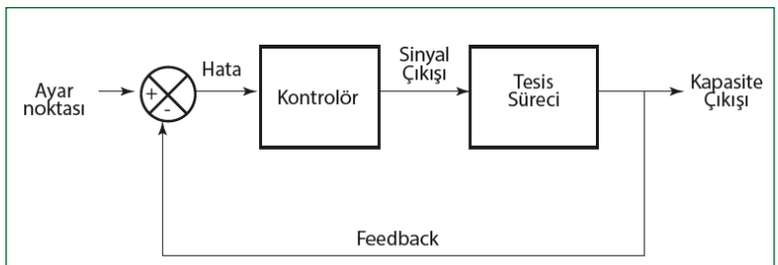
1. Logaritmik/Eşit yüzdesel kontrol vanası karakteristiği (Şekil 2)
2. Doğrusal kontrol vanası karakteristiği (Şekil 3)

1,0 olarak belirtilen çizgi, vana otoritesi 1 olan karakteristiktir ve diğer çizgiler kademeli olarak daha düşük otoriteleri temsil ederler.

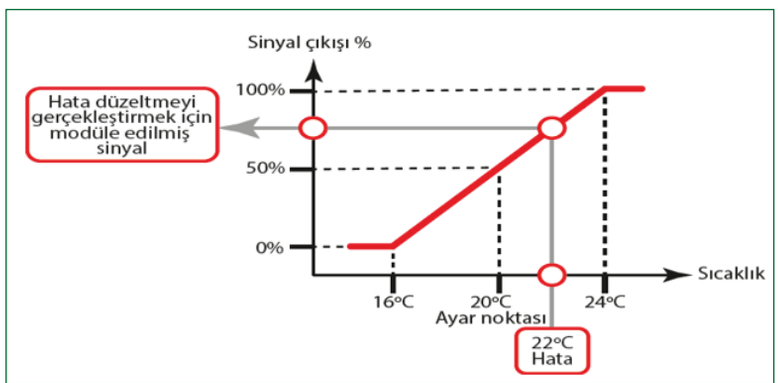
4. HVAC SİSTEMİNDE KAPALI DEVRE KONTROLÜ

"Kontrol" kelimesi pek çok farklı bağlamda kullanılır. Kalite kontrol, finansal kontrol, komuta ve kontrol, üretim kontrolü ve benzeri eylem aralığını kapsayan pek çok terimden bahsederiz. Ancak tüm bu kontrol türlerinin, başarılı olabilmesi için, davranışını etkilemek istediğimiz bir sistemin varlığının ve bu sistemi istenilen şekilde hareket edebilme özgürlüğünün önceden varsayılması gerekir.

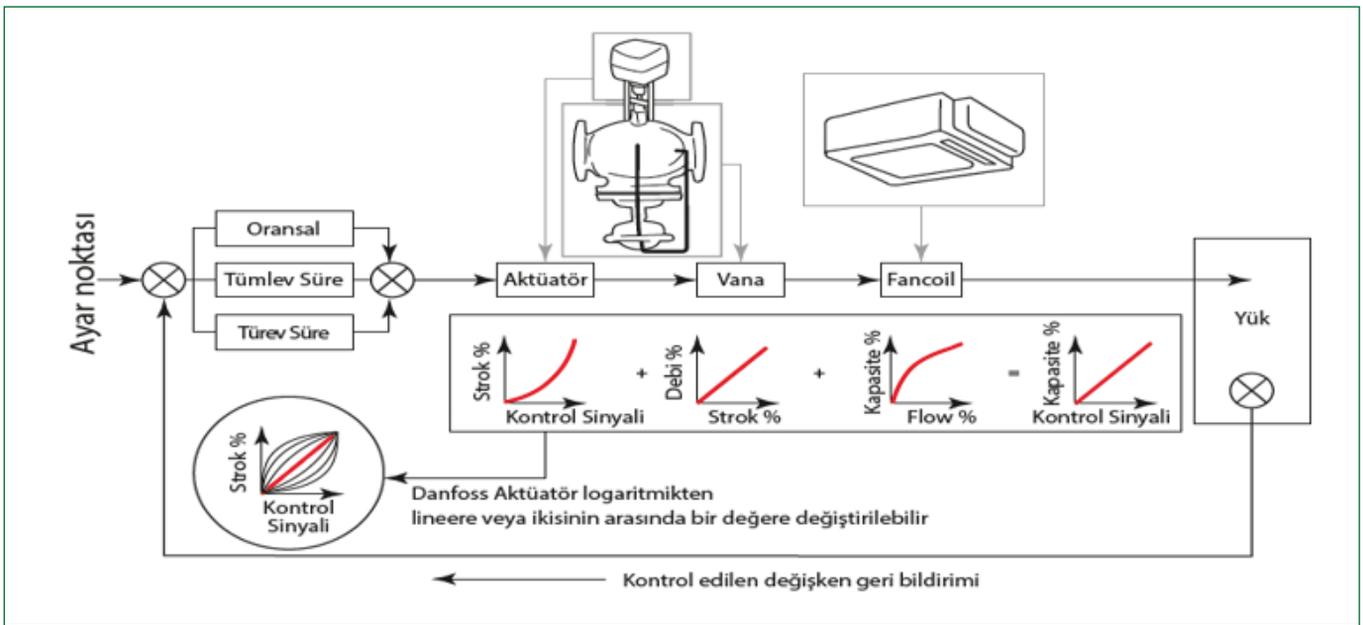
Şekil 4'te verilen blok diyagramı, sürekli modüle edilen kontrol vanasının bir modelidir ve süreci veya işlemi otomatik olarak kontrol etmek için, bir geri bildirim kontrolörü kullanılır. Kontrol sistemi kontrol edilen süreç değişkeninin değerini veya durumunu, istenilen ayar noktası (SP – "Set point ") değer veya durumu ile karşılaştırır ve farkı, tesisin süreç değişkeni çıkışını ayar noktası ile aynı değere getirecek bir kontrol sinyali olarak uygular.



Şekil 4. Sürekli Modüle Edilen Kontrolün Blok Diyagramı



Şekil 5. Modüle Edilmiş Kontrol Sinyali



Şekil 6. Kontrol Döngüsü

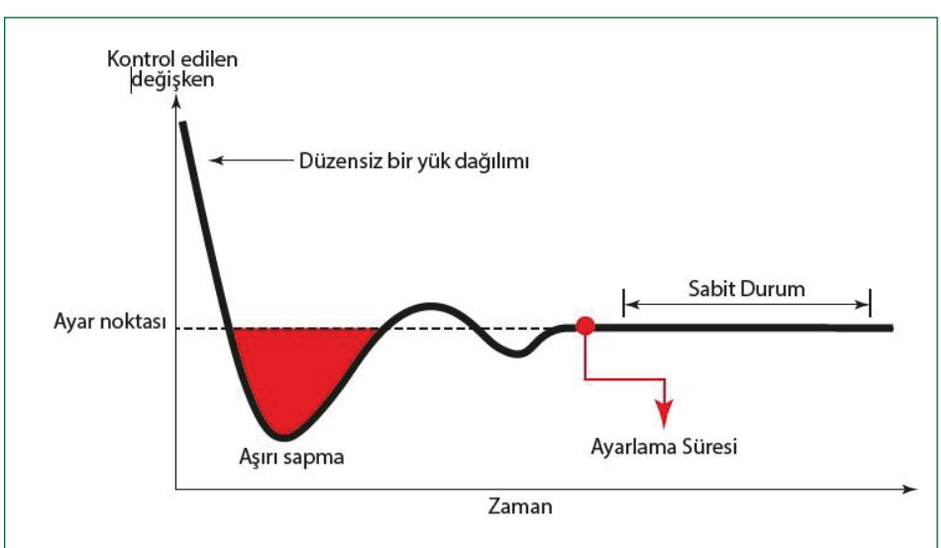
Sistemdeki her aygıtın kendi karakteristiği vardır. Her aygıtı doğru bir şekilde, düzgün kurulmuş ve ayarlanmış bir kontrolcü ile bir araya getirmek, iyi bir kontrol tepkisi ile HVAC sisteminin verimliliğini sağlar.

Şekil 7'deki yük dağılımı, yükte ya da ayar noktasında ciddi bir sapma olarak görülebilir.

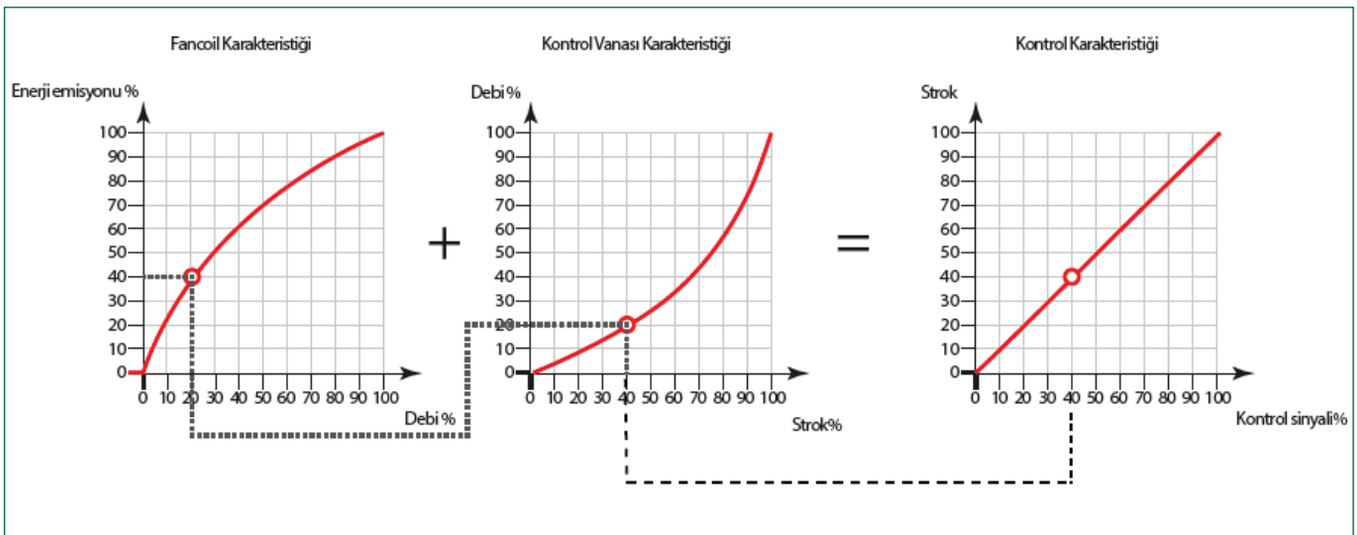
İyi bir kontrol sisteminin amacı, sabit çalışma rejimine en düşük maksimum sapma ile olabilecek en kısa zamanda ulaşmaya çalışmak olarak tanımlanabilir.

Süreç kontrol isteği ve sistem karakteristiğini eşitlemek konusunda Şekil 8'e bakabilirsiniz.

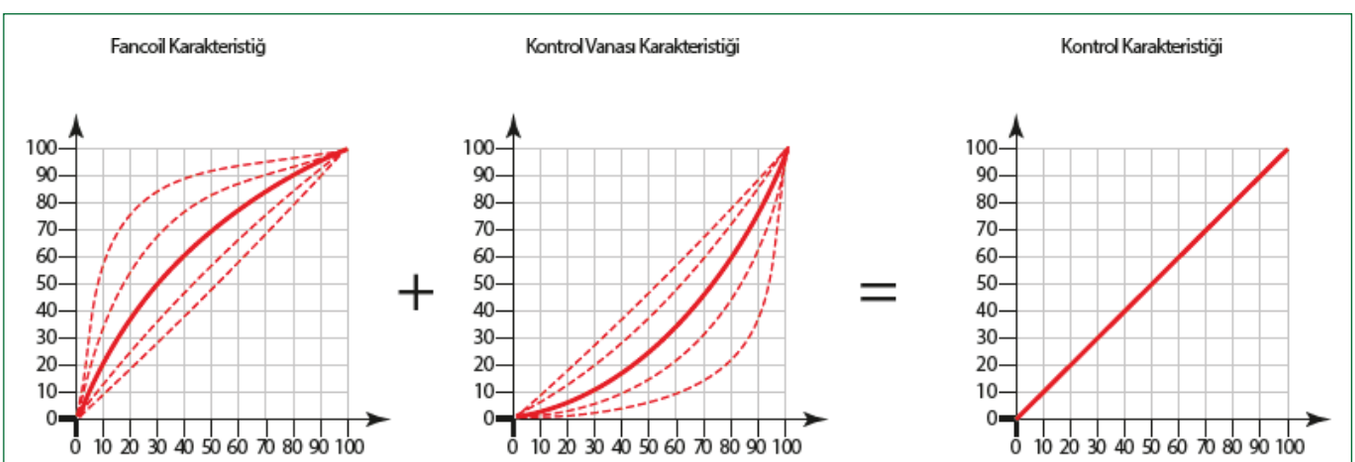
Her sistem süreci farklı karakteristik taşır. Ancak, kontrol vanası üreticisi her zaman fancoil karakteristiğinin tasarımını karşılamalıdır. Yukarıdaki şekillerdeki grafikler görebildiğimiz üzere fancoil karakteristiği logaritmiktir, bu yüzden doğrusal (lineer) kontrol istemini karşılamak için tam zıttı karakteristiğe gereksinim duyar. %40 kontrol sinyalinin %40 kapasite çıkışına ulaşacağı öngörülür. Yukarıdaki kontrol vanası otoritesi %100'e denk gelir, bu



Şekil 7. Tipik Bir Soğutma Uygulaması Kontrol Tepkisi Grafiği



Şekil 8. Fancoil, Kontrol Vanası ve Kontrol Karakteristiği Grafikleri



Şekil 9. Fancoil, Kontrol Vanası ve Kontrol Karakteristiğinde Alfa Değer Ayarlaması

durum uygulamada gerçekçi olmayan senaryodur. Geleneksel bir kontrol vanası ile hidronik sistem içerisinde basınç farkı değişirken, vana kontrol karakteristiği her zaman değişiyor olacaktır. Fark değişiminin sebebi, sistem içerisindeki yükün sürekli olarak değişken olmasıdır.

Sıvıdaki termal enerji büyüklüğüne çok bağlı olarak, serpantinlerin de farklı karakteristikleri olabilir. Örneğin bir soğutma uygulamasında, su ne kadar soğuksa fancoil karakteristikleri de o kadar dik olacaktır. Doğal olarak enerji iletme yüzey ve hava hızının değeri gibi pek çok etken de bulunur. Sonuç olarak tam zıt karakter karşılamak için ayarlanabilir bir aktüatör karakteristiği eklenir. Aktüatör, doğrusaldan logaritmik karakteristiğe veya arasında bir noktaya geçiş esnekligi sağlar. Bu özellik Alfa Değer ayarlaması olarak adlandırılır (Şekil 9).

5. DÜŞÜK (ΔT) SORUNU

Soğutucular ("Chiller") belirli kritik koşullara göre boyutlandırılır ve bu koşullar ise sistemin çalışacağı iklime bağlıdır. Bu kritik koşullar çalışma süresinin %1'inden daha az süre için gerçekleştiğinden genel olarak soğutucuların gereğinden büyük tasarlandıkları söylenebilir. Bu nedenle, etkin olarak çalışma süresinin %99'unda sistemin kısmi yükte çalıştığı söylenebilir. Sistem kısmi yükte çalışırken, düşük ΔT sorunu (sendromu) denilen bir olay yaşanabilir. Bu olay, soğutucuların çok düşük verimlilikle çalışmalarına ve hızlı açık - kapalı durum değişimine yol açar. Ayrıca düşük ΔT sorunu soğutucuların, çok yüksek verimlilikte derecelendirilmiş, kapasitesinden daha fazla verim ortaya koyabileceği Max-Cap modu adı verilen

mod içerisinde çalışmasını da engeller. Düşük ΔT sorunu, soğutucuya dönüş besleme sıcaklığının tasarlanandan daha düşük olduğu durumda yaşanır. Eğer kurulum 6 °C sıcaklık farkı için tasarlanmış ancak soğutucuya gelen su soğutulmuş su besleme ayar noktasından sadece 3 K daha düşükse, soğutucunun, belirtilmiş kapasitesinin en fazla %50'sini sağlayabileceğini anlamak kolaydır. Eğer bu durum, sistemin çalışması için yetersiz kalırsa, ya kurulum yeterli kapasiteye sahip olmayacaktır, ya da ek bir soğutucunun daha çalıştırılması gerekecektir.

Şu örneği ele alalım: sekonder devre dönüş suyu sıcaklığı tasarım sıcaklığından daha düşük olduğunda (aşırı debi problemleri gibi) soğutucular maksimum kapasitelerinde yüklenemezler. Eğer soğutulmuş su tesisindeki soğutucular 13°C soğutulmuş suyu 7°C'ye döndürmek için tasarlanmışsa, 13°C tasarım sıcaklığı yerine 11°C olan tasarım debisi alınıyorsa soğutucu şu oranda yüklenecektir:

$$CHL(\%) = \left[\frac{CWRTR - CWSTD}{CWRTR - CWSTD}\right] \times 100\% = \left[\frac{11-7}{13-7}\right] \times 100\% = 66{,}6\% \quad \text{(Eşitlik 2)}$$

CHL (%) – Soğutucu yüklemesi yüzdesi

- CWRTR – Gerçek soğutulmuş su dönüş sıcaklığı (bizim örneğimizde, 11°C)
- CWSTD – Tasarım soğutulmuş su tedarik sıcaklığı (bizim örneğimizde, 7°C)
- CWRTD – Tasarım soğutulmuş su dönüş sıcaklığı (bizim örneğimizde, 13°C)

Tesisteki düşük ΔT'nin (dönüş ve gidiş soğutulmuş su sıcaklıkları arasındaki fark) 6°C (13°C-7°C) tasarım şartından 4°C'ye (11°C-7°C) düştüğü bu durumda, soğutucunun kapasitesi %33,4 azaldı. Çoğu durumda soğutucunun çalışma verimliliği, dönen soğutulmuş su sıcaklığı tasarlanandan daha düşük olduğunda yüzde 30 ve 40 arasında düşebilir. Buna karşılık ΔT arttırıldığında, soğutucunun verimi %40'a kadar artabilir.

Çözüm:

Düşük ΔT sorununa yol açan birkaç farklı olasılık vardır:

Üç yollu kontrol vanalı çözüm:

Üç yollu vanalar, yapıları gereği besleme soğutma suyunu kısmi yük şartlarında dönüş hattına by-pass eder ve soğutulmuş su sıcaklığının tasarlanandan düşük olmasına neden olur. Bu, düşük ΔT sorununu arttırır.

Çözüm: Üç yollu kontrol vanaları kullanılmayıp, oransal kontrollü değişken debili bir sistem kullanılmalıdır.

Eğer Üç yollu kontrol vanalarını kullanmak kaçınılmazsa, kısmı yük durumlarında aşırı debinin sınırlandırılması önerilir.

Uygun olmayan sistem balansıyla zayıf iki yollu kontrol vanası seçimi:

Doğru boyutlandırılmamış iki yollu kontrol vanası, gerekenden daha yüksek su debisine izin verebilir.

Düşük ΔT sorunu, kontrol vanalarında aşırı debiye yol açan sistemdeki basınç değişiklikleri dolayısıyla kısmi yük durumunda daha da kötüdür. Bu olay, özellikle uygulama hatalı hidronik balansı olan sistemlerde gerçekleşir.

Çözüm: İç basınç kontrolörleri olan iki yollu kontrol vanalarıdır. Kontrol vanalarındaki basınç kontrol özelliği aşırı debi ve böylelikle düşük ΔT sorunlarını ortadan kaldırır.

Diğer örnekler:

Uygunsuz set noktası, kontrol kalibrasyonu veya fancoillerin daha az verimle çalışması.

6. AŞIRI DEBİ OLGUSU

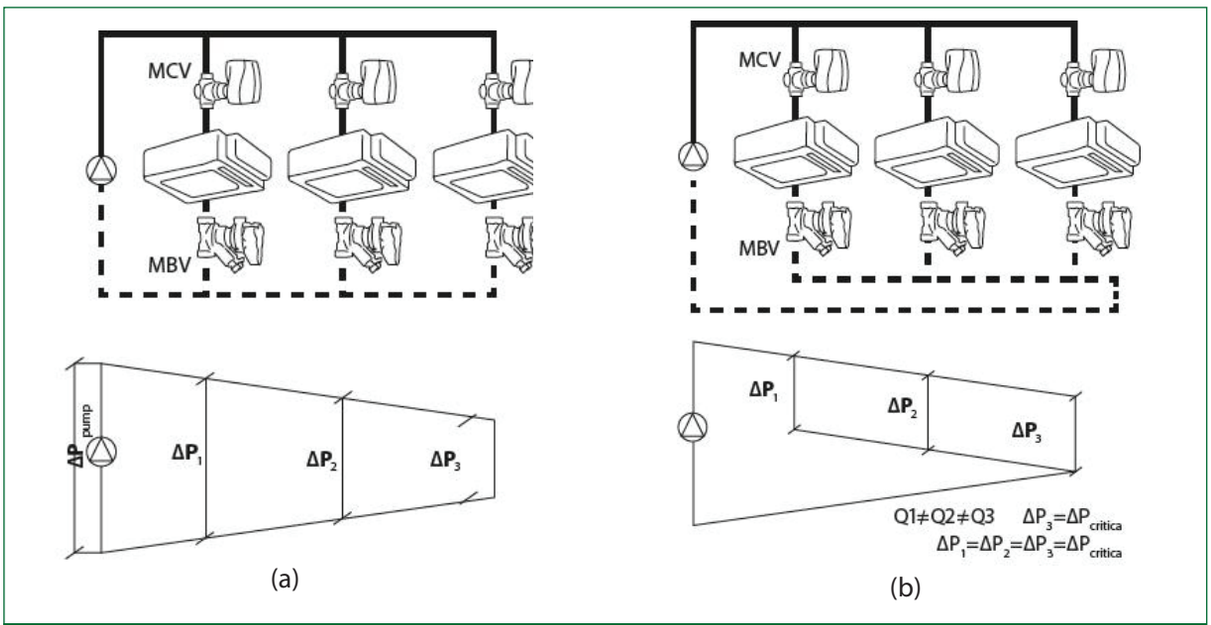
Soğutulmuş su sistemlerinde sık karşılaşılan, düşük ΔT sorunu gibi bir başka olumsuz durum da, aşırı debi olayıdır. Bu bölümde, bunun ne olduğu ve buna neyin neden olduğu kısaca açıklanacaktır.

Tüm sistemler nominal durumlar için tasarlanmıştır (%100 yük durumu). Tasarımcılar, pompa basma yüksekliğini; borulardaki, terminal ünitelerdeki, balans vanalarındaki, kontrol vanalarındaki ve sistemdeki diğer ekipmanların (pislik tutucu, su sayacı gibi) toplam basınç düşümüne göre, sistemin en yüksek kapasitede çalıştığı varsayımı ile hesaplarlar.

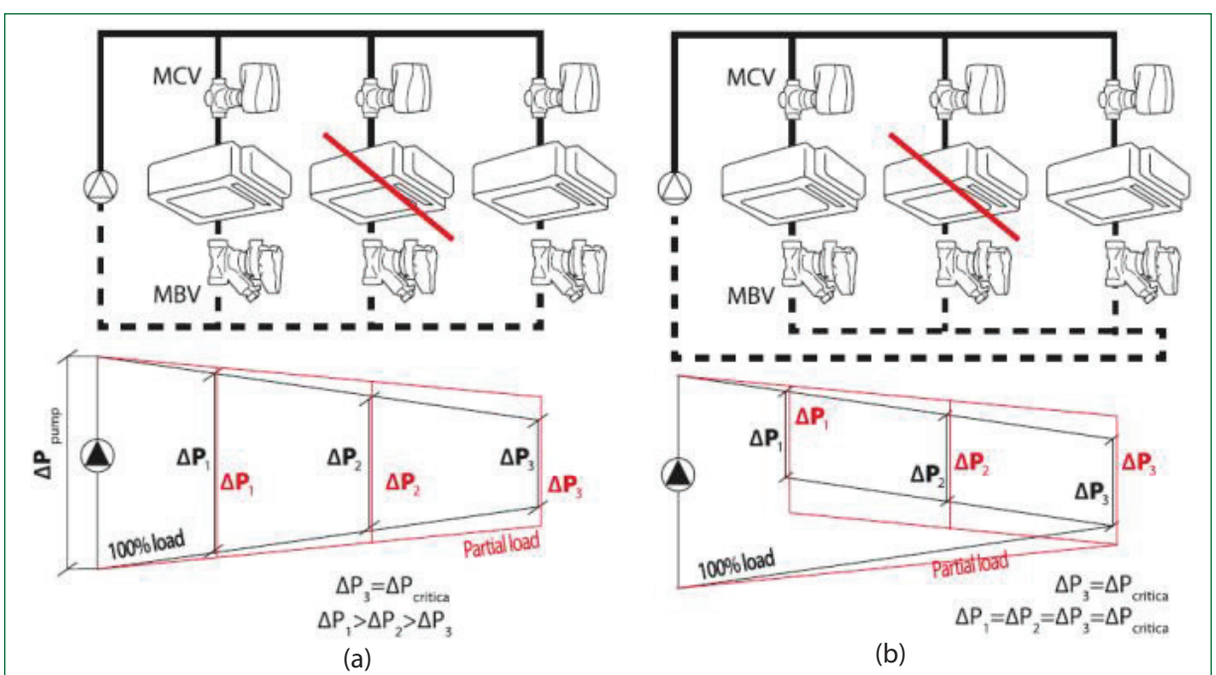
Aşağıda Şekil 10.(a)'da gösterildiği gibi geleneksel bir sistem ele alındığında, pompaya daha yakın olan fancoil ve kontrol vanasının hat sonundakine göre daha yüksek basınca sahip olacağı açıktır.

Bu uygulamada, pompaya daha yakın olan manuel balans vanaları daha fazla kısılarak fazla basıncın azaltılması gerekir. Bu sistem, sadece %100 yükle düzgün çalışacaktır.

Şekil 10 (b)'de ise Tichelmann olarak adlandırılan sistemi



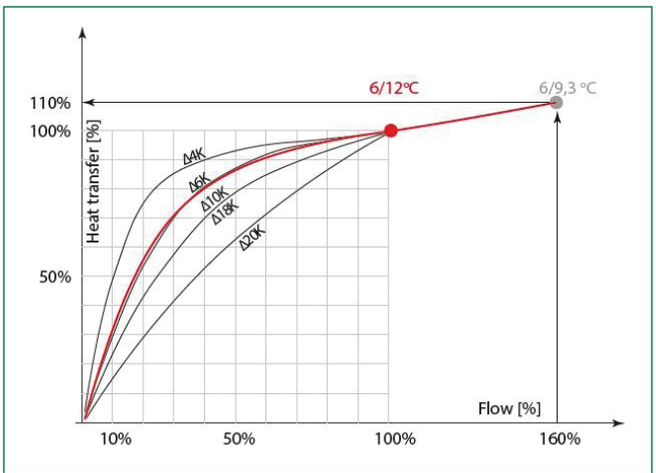
Şekil 10. Tam Yük Durumu (a) Klasik Sistem, (b) Tichelmann Sistemi



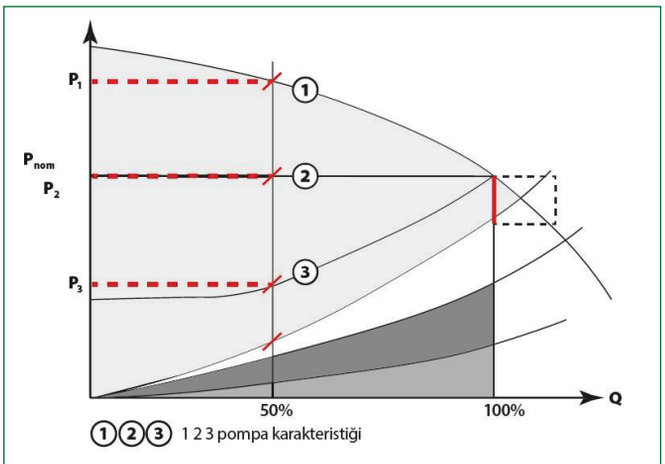
Şekil 11. Kısmi Yük Durumu (a) Klasik Sistem, (b) Tichelmann Sistemi

görülmektedir. Bu sistemin arkasındaki fikir, her terminal ünitesi için toplam boru uzunluğu aynı olduğundan dolayı balanslamanın gerekli olmadığı çünkü mevcut basıncın tüm ünitelere eşit dağıtıldığıdır. Fakat eğer terminal üniteleri farklı debilere gerek duyuyorsa sistemi hâlâ balans vanaları ile dengelenmesi gerekecektir. Genel olarak Tichelmann sisteminin tek düzgün uygulamasının, bir sabit debi sisteminde (üç yollu valfler) ve tüm terminal üniteleri aynı boyuttayken olduğu söylenebilir.

Her fancoilde akışı kontrol etmek için iki yollu kontrol vanaları kullanılır. Örneğin fancoillerin ikincisinin kapalı olduğu kısmi yük durumu dikkate alındığında, sistem-



Şekil 12. Terminal Ünite Enerji Emisyon Salınımı Karakteristiği



Şekil 13. Farklı Pompa Karakteristikleri

de daha düşük debi nedeniyle, boru hatlarındaki basınç düşüşü azalır, hâlâ açık olan devrelerde daha fazla basınç oluşur (Şekil 11(a) ve Şekil 11 (b)).

Bu sistemlerde dengeleme için sabit, statik ayarlı manuel balans vanaları (MBV) kullanıldığı için sistem dengesiz duruma gelir. Buna bağlı olarak iki yollu kontrol vanalarındaki yüksek basınç farkı fancoillerde aşırı debiye neden olur. Bu olay Tichelmann sistemlerinin yanı sıra klasik sistemlerde de görülür. Devreler basınca bağımlı olduğu için, bu uygulamaların önerilmemesinin nedeni budur.

Geleneksel FCU'lar (Fan Coil Unit) genellikle 6 K ΔT için tasarlanmıştır. %100 emisyon, 6 °C besleme sıcaklığı ve 12 °C dönüş suyu sıcaklığı genelinde %100 debide elde edilir. Ünite genelinde aşırı debinin emisyon üzerinde çok az etkisi vardır. 12 °C tasarım sıcaklığı yerine gerçekleşen sıcaklık çok daha düşüktür, örneğin 9,3 °C (Şekil 12). FCU'daki daha düşük bir dönüş sıcaklığı sonucu düşük ΔT sorunu olabilir ancak enerji emisyonu aynı ölçüde artmamaktadır.

Değişken debili sistemler için sabit hızlı pompalar kullanmak, aşırı debi problemini daha da kötüleştirdiği için önerilmez. Şekil 13'de bu net bir şekilde görülebilir. Şekil 13, pompa eğrisini temsil eder ve farklı renkli alanlar, sistemdeki basınç düşüşlerini gösterir. Kırmızı alan, kontrol vanası boyunca basınç düşüşünü temsil eder. Eğer pompanın doğal eğrisini izlemesine izin verilirse, azalan bir debi ile kontrol vanasının üzerine düşen basınç farkının artacağı görülür. Eğer yükün %50'sinde basınç farkı karşılaştırılırsa, mevcut pompa basma yüksekliğinin (P1) tam yükteki pompa basma yüksekliğinden (Pnom) çok daha yüksek olduğunu görülebilir. Tüm ek basınç, kontrol vanası tarafından emilmek zorundadır. Bu da, sistemde aşırı debiye ve vananın karakteristiğinin ciddi biçimde bozulmasına neden olacaktır.

Günümüzde, basınç farkına göre çalışan ve pompa karakteristiğini su sistemindeki debi ve basınç değişikliklerine göre değiştirebilen, Değişken Hızlı Sürücüler (VSD – "Variable Speed Drives") sıklıkla kullanılmaktadır. %100 yükte nominal debi ve sistemdeki yukarıda bahsedilen basınç düşüşü, pompa basma yüksekliğini belirler ve bu da nominal basınca (Pnom) denktir. Sabit bir basınç farkının kısmi yükte çok daha iyi bir durum ortaya çıkarttığını, kontrol vanasındaki basınç farkının pompanın doğal eğrisi izlendiğinde çok daha az artacağını görebiliyoruz. Ancak kontrol vanasında basıncın hâlâ ciddi ölçüde artacağı unutulmamalıdır.

Son teknoloji pompalar, pompayı sadece basınca göre değil, aynı zamanda debiye göre de değiştirebilen, oransal kontrol denilen hız kontrolörleri ile çalışmaktadır. Eğer debi azaltılırsa basınç farkı azalır. Teorik olarak bu durum, Şekil 13'te P3'te görülebildiği gibi en iyi sonuçları verir. Ne yazık ki kurulumun neresinde debinin azalacağını öngörmek olası değildir ve bu yüzden basıncın Şekil 13'te görüldüğü kadar fazla düşürülebileceğinin güvencesi yoktur. Bu yüzden de sistemdeki vanaların belirli durumlarda yetersiz kalmalarını engellemek için P2 seviyesinde basınç farkını sınırlandırmak şiddetle önerilir.

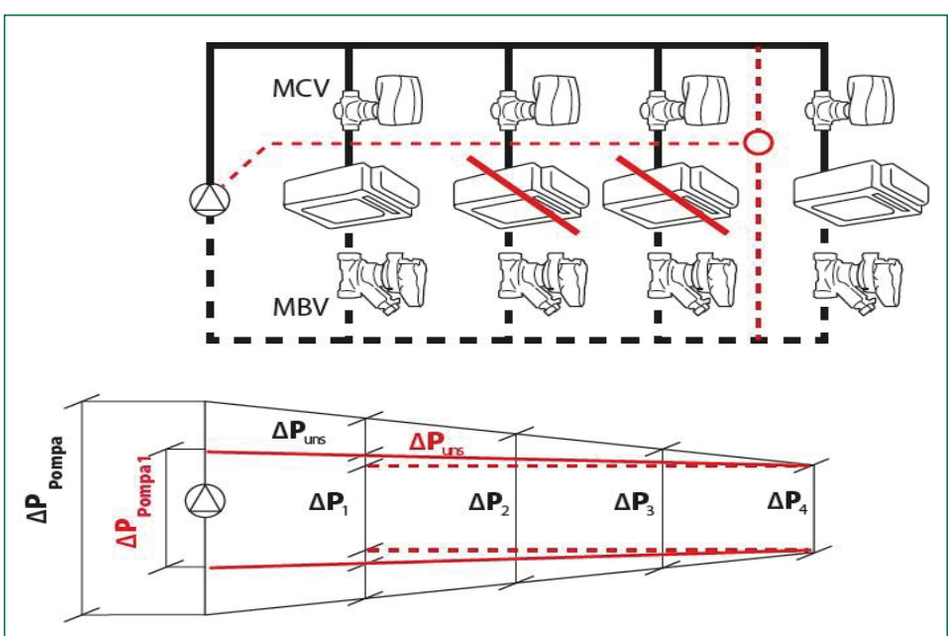
Kaçınılmaz sonuç, aşırı debi ve düşük debi problemlerinin sadece pompa ile çözümlenemeyeceğidir. Bu nedenle de, basınçtan bağımsız çözümler kullanılması önerilir. Basınçtan Bağımsız Dengeleme ve Kontrol Vanaları (AB-QM : Danfoss tarafından üretilen vanaya verilen kod ismi) sistemdeki basınç dalgalanmalarıyla ilgilenebilir ve terminal ünitelerine her zaman, tüm sistem yükleri altında doğru debiyi sunar. Çok büyük tasarruf sağlayacağından, pompa üzerinde Değişken Hızlı Sürücülerin kullanılmasını kesinlikle önerilir. Kontrol yöntemi için ise tüm şartlar altında yeterli basıncı güvence altına alacak olan sabit basınç farkı kontrolü kullanımı önerilir. Eğer oransal kontrol isteniyorsa, AB-QM bu şartlar altında çalışabilir ancak tarafımızca, kısmi yük sırasında sistemin belirli ekipmanlarının yetersiz kalmasını önlemek için, P3 seviyesindeki basınç farkını minimumda tutmak yeğlenmektedir.

7. YETERSİZ DEBİ OLGUSU

Şekil 10 (a)'da ilk devre için mevcut basınç, son devredeki basınçtan çok daha yüksektir. Bu uygulamada MBV'lerin bu sorunla hızla akışı kısarak tepki vermesi gerekir. Yani, son MBV mümkün olduğunca açılmalı ve diğer MBV'ler pompaya yaklaştıkça daha fazla kısılmalıdır.

Şekil 14'te, çok standart bir uygulama olarak pompayı kontrol eden basınç farkı sensörü en son terminal ünitesine yerleştirilerek, pompa enerji tüketimini en aza indirilmiştir. Ortadaki iki terminal ünite kapatıldığında; borulardaki debi ciddi ölçüde düştüğünden, sistemin direnci de azalmaktadır. Bu da pompa basma yüksekliğinin büyük bir kısmının sensörün yer aldığı hatta doğru ilerlediği anlamına gelmektedir. Bu durum, Şekil 14 üzerinde kırmızı çizgilerle gösterilmiştir. Her ne kadar devrenin üzerinde basınç aynı olsa da, ilk ünite aslında çok daha küçük bir basınç farkı ve bu yüzden çok düşük bir debiye maruz kalmaktadır. Sistem tam yükte sorunsuz çalışırken, yük azaltıldığında pompaya yakın bölgelerde, şaşırtıcı bir şekilde kapasite problemleri yaşandığı gözlemlenebilir. Pompayı oransal kontrolde çalıştırmak, sorunları önemli ölçüde iyileştirecektir. Pompa, debinin %50 düşüşünü algılar. Basınç farkını uygun bir şekilde düşürerek ilk terminal ünitesinde, daha da düşük debiler oluşturur ancak son terminal ünitesinde ise kapasite problemi yaratır.

Sensörü sistemin uzunluğunun üçte ikisindeki bir uzaklığa yerleştirerek düşük debi yaratma ve pompa tüketimini en aza indirme şeklinde ödün verme, sıklıkla önerilir. Ancak bu hâlâ bir ödündür ve tüm koşullarda doğru



Şekil 14. Oransal Pompa Kontrollü Klasik Sistem

debinin alınacağını güvence altına almaz. Kolay bir çözüm, her terminal ünitesine Basınçtan Bağımsız Balans ve Kontrol Vanaları yerleştirmek ve pompayı sabit basınç farkında kontrol etmektir. Bu şekilde pompa üzerinde tasarruf en üst düzeye çıkartılırken, düşük debi veya aşırı debi sorunu yaşanmaz.

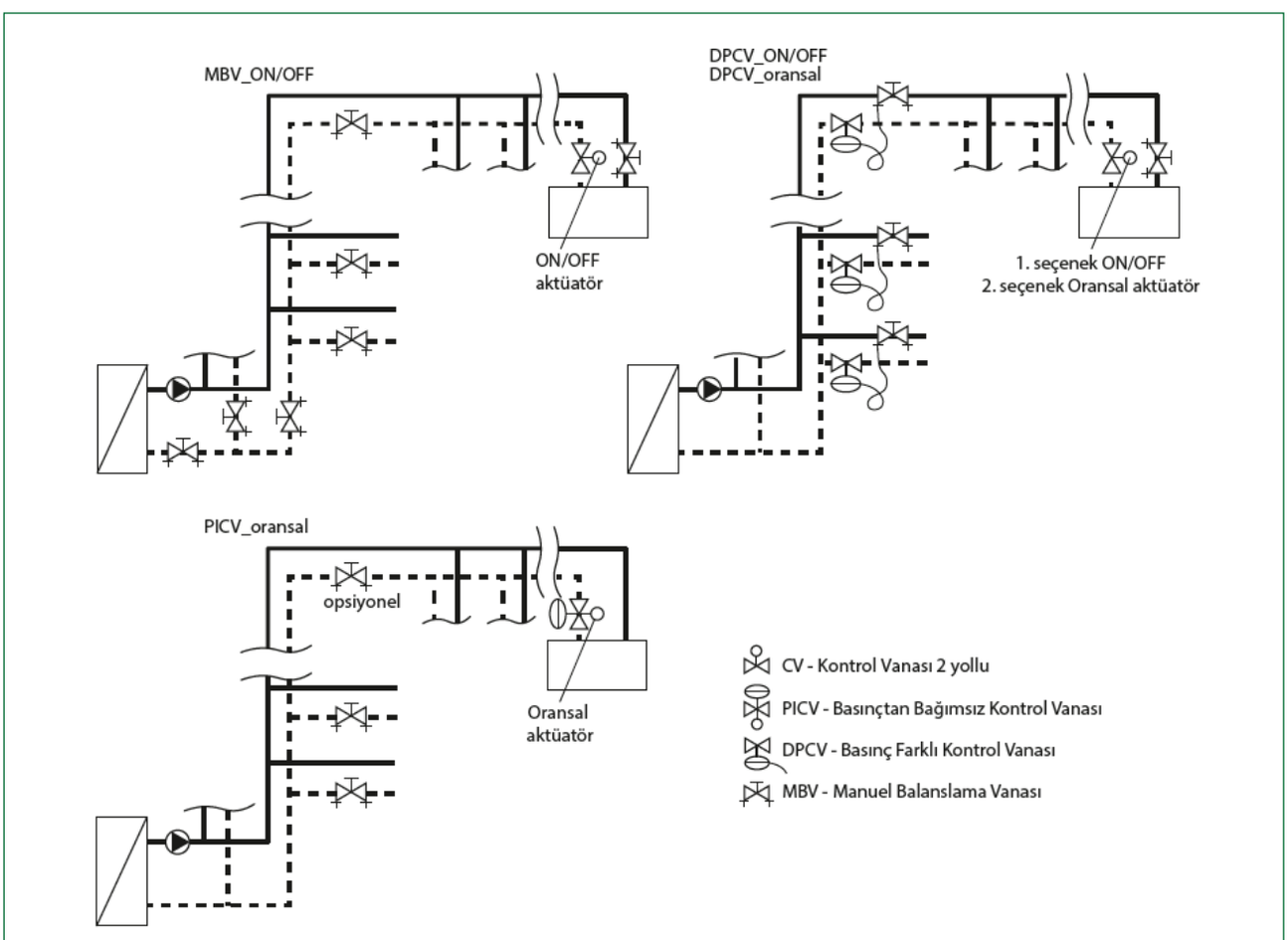
8. ENERJİ VERİMİ ANALİZLERİ

Bu bölümde, Şekil 15'te gösterildiği şekilde, bir otel binası için dört hidronik dengeleme ve kontrol çözümünün farkları detaylı olarak anlatılacaktır. Karşılaştırma amacıyla, otel binasındaki HVAC sistemi dört borulu ısıtma/soğutma sistemiyle donatılmış olarak seçilmiştir. Dört çözümün her biri için enerji tüketimini/verimliliğini irdelenecektir. Bu amaçla, yatırım ve işletme masraflarını ekleyerek her çözüm için geri ödeme süresi hesaplanacaktır.

- MBV_ON/OFF - Terminal Ünitede ON/OFF aktüatörlü iki yollu kontrol vanası ve dağıtım hatlarında, tesisat kolonlarında, branşmanlarda ve TU(terminal ünite)'larda Manuel Balans Vanaları.
- DPCV_ON/OFF - Terminal Ünitede ON/OFF aktüatörlü iki yollu kontrol vanası ve branşmanlar üzerinde Basınç Farklı Kontrol Vanaları
- DPCV_Oransal - Terminal Ünitede oransal aktüatörlü iki yollu kontrol vanası ve branşmanlar üzerinde Basınç Farklı Kontrol Vanaları
- PICV_Oransal – Danfoss önerisi - TU üzerinde Oransal aktüatörlü Basınçtan Bağımsız Kontrol Vanası (PICV). Branşlarda debi doğrulaması için opsiyonel MBV

8.1 Veriler

Örnek olarak incelenen yapıya ait veriler Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 15. Bir Otel Binası için Hidronik Dengeleme ve Kontrol Çözüm Farklılıkları

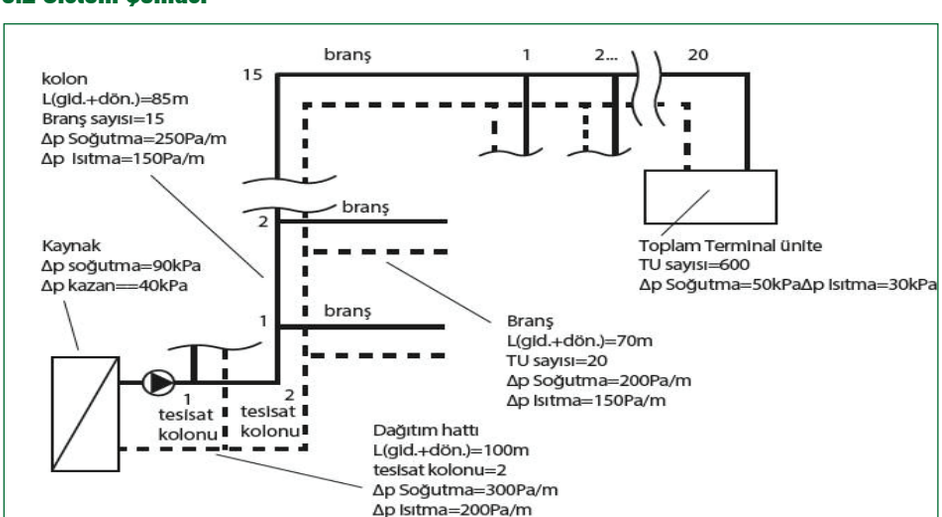
Tablo 1. Örnek Binaya Ait Boyutsal ile Soğutma ve Isıtma Verileri

Yapı Verisi:		
Hacim	57600	m3/h
Toplam Alan	18000	m^2
Kat sayısı	15	
Alan/Kat	1200	m^2

Soğutma talebi		
Kapasite	900	kW
Rejim	7/12	°C
Soğutma talebi /m^2	50	W/m^2
Soğutma talebi /m^3	15,6	W/m^3
SOĞUTMA SİSTEMİ VERİSİ		
Tesisat kolonu sayısı	2	
Branşman/kolon sayısı	15	
Ünite/branşman sayısı	20	
Ünite sayısı toplam	600	
Kapasite/ünite	1,5	kW
Kapasite/branş	30	kW
Debi/ünite	258	l/h
Debi/branş	5160	l/h
Debi/tesisat kolonu	77400	l/h
Debi/yapı	154800	l/h
Elektrik masrafı	0,15	EUR/kWh
Soğutma dönemi	150	gün
Chiller COP	3,5	

Isıtma talebi		
Kapasite	630	kW
Rejim	50/40	°C
Isıtma talebi /m^2	35	W/m^2
Isıtma talebi /m^3	11	W/m^3
ISITMA SİSTEMİ VERİSİ		
Tesisat kolonu sayısı	2	
Branşman/kolon sayısı	15	
Ünite/branşman sayısı	20	
Ünite sayısı toplam	600	
Kapasite/ünite	1,05	kW
Kapasite/branş	21,0	kW
Debi/ünite	91	l/h
Debi/branş	1820	l/h
Debi/tesisat kolonu	27300	l/h
Debi/yapı	54600	l/h
Elektrik masrafı	0,008	EUR/kWh
Isıtma dönemi	180	gün
Chiller COP	Yoğuşma	

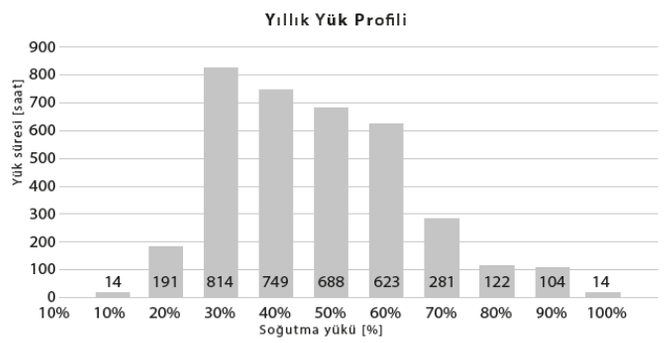
8.2 Sistem Şeması



Şekil 16. Sistem Şeması

8.3 Yük Profili

8.3.1 Soğutma Yük Profili

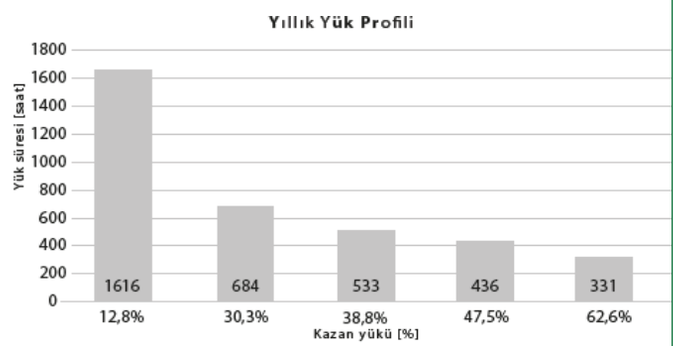


Yük [%]	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
Süre [%]	0,40%	5,30%	22,60%	20,80%	19,10%	17,30%	7,80%	3,40%	2,90%	0,40%
Kapasite [kW]	90	180	270	360	450	540	630	720	810	900
Süre [saat]	14	191	814	749	688	623	281	122	104	14
Enerji tüket. [kWh]	1296	34344	219672	269568	309420	336312	176904	88128	84564	12960

Beklenen soğutma enerji tüket. [kWh/yıl] 1 533 168,0
Beklenen elektrik enerjisi tüketimi (COP=3,5) [kWh/yıl] 438 048,0
Beklenen enerji maliyeti [EUR/yıl] 65 707,20

Şekil 17. Soğutma Yük Profili

8.3.2 Isıtma Yük Profili



Yük [%]	12,8%	30,3%	38,8%	47,5%	62,6%
Süre [%]	44,9%	19,0%	14,8%	12,1%	9,2%
Kapasite [kW]	115,2	272,7	349,2	427,5	563,4
Süre [saat]	1616	684	533	436	331
Enerji tüket. [kWh]	186209	186527	186054	186219	186598

Beklenen ısıtma enerji tüket. [kWh/yıl] 931 606,9
Beklenen enerji maliyeti [EUR/yıl] 26 830,28

Şekil 18. Isıtma Yük Profili

8.4 EnerjiTüketimi

8.4.1. Soğutma Enerji TüketimiPompa enerji tüketimi, en uygun pompa kontrolüne karşılık gelen kontrol çözümü ile eşleştirilecektir

Chiller enerji tüketimi karşılaştırması:

Tasarım şartları:

Chiller tesisi: Primer Değişken COP: 3.5 kW/kW (100% yük)

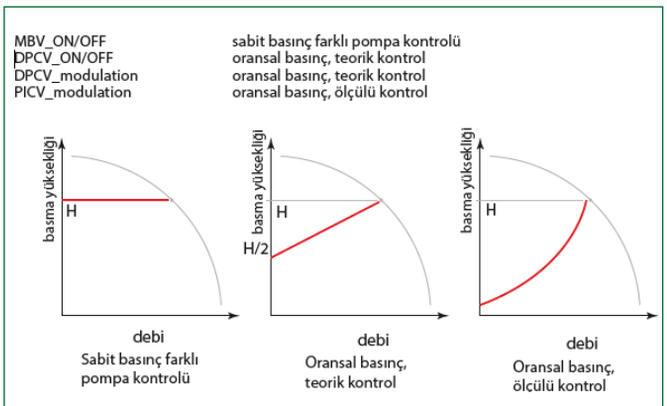
Soğutulmuş besleme suyu sıcaklığı (sabit): Tchw, besleme =7°C

Soğutulmuş dönüş suyu sıcaklığı (değişken): Tchw, dönüş =12°C

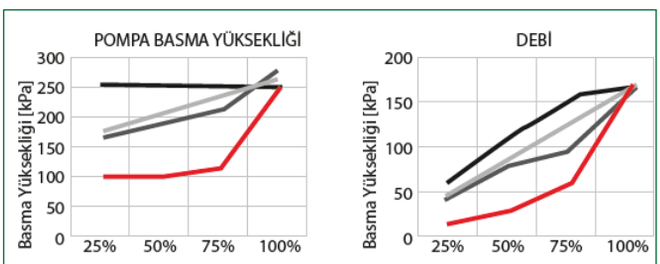
Tasarım ΔTchw=5K

Varsayım:

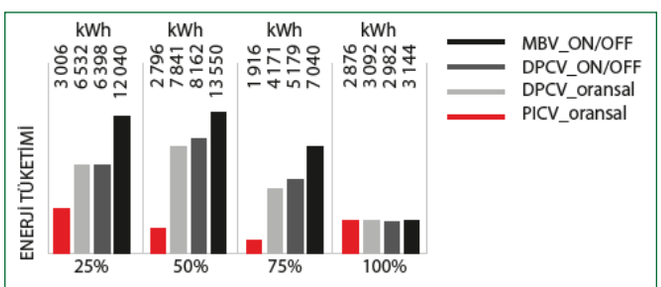
Eğer ΔTchw < 5K => Tchw, dönüş < 12°C, COP düşer. Eğer ΔTchw > 5K => Tchw, dönüş > 12°C, COP artar.



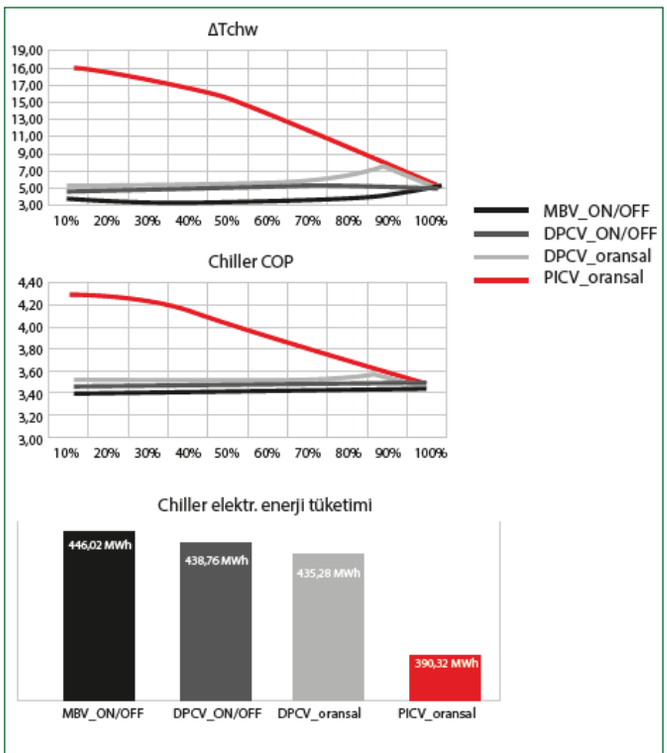
Şekil 19. Pompa Kontrol Grafigi



Şekil 20. Pompa Basma Yüksekliği ve Debi Kontr



Şekil 21. Kontrol Vanası Kullanımına Bağlı Olarak Pompa Enerji Tüketimi Grafiği

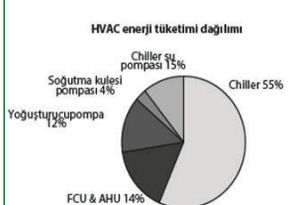


Şekil 22. Chiller Enerji Tüketim Grafiği

Beklenen oda sıcaklığı sapması:

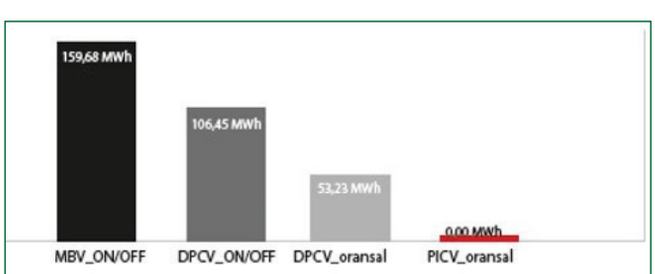
MBV_ON/OFF	±1.5°C	=	22,5%
DPCV_ON/OFF	±1.0°C	=	15%
DPCV_oransal	±0.5°C	=	8%
PICV_oransal	±0.0°C	=	0%

Her 1 °C sapma, tüm soğutma sisteminde 12%'den 18%'e kadar daha fazla enerji tüketimine sebep oluyor. Hesaplama için her 1°C sapma için 15% alınmıştı



Chiller enerji tüketimi tüm soğutma sisteminin enerji tüketiminin yaklaşık 55%'ini oluşturur. Bir chiller'ın enerji tüketimini referans olarak 390MWh alalım. Bu durumda tüm soğutma sistemi dönem başına 710MWh elektrik enerjisi tüketir.

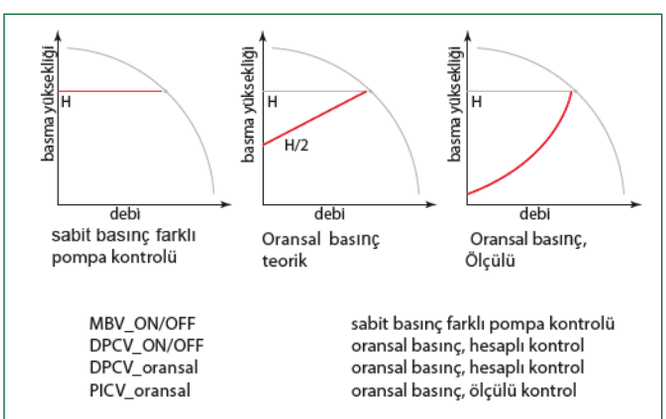
Şekil 23. HVAC Enerji Tüketimi Dağılımı



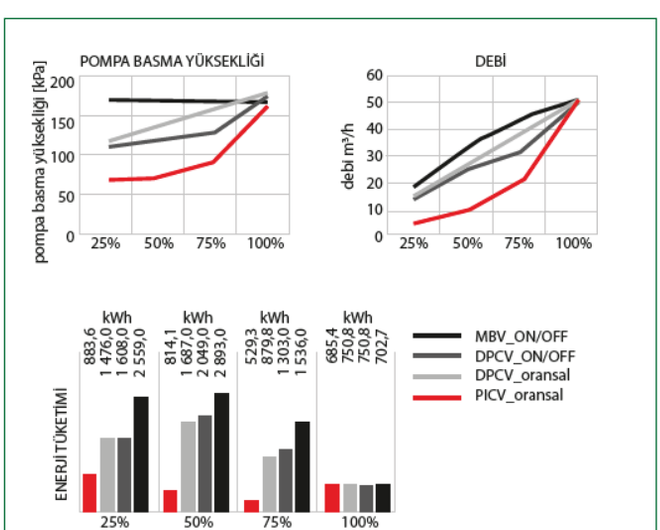
Şekil 24. Oda Sıcaklığı Kontrol Sapması Sonucu Oluşan Ek Enerji Tüketimi

Tablo 2. Örnek Uygulama için Farklı Soğutma Kontrol Tiplerinin Tüketim, Yatırım Maliyeti ve Geri Ödeme Süreleri Karşılaştırma Tablosu

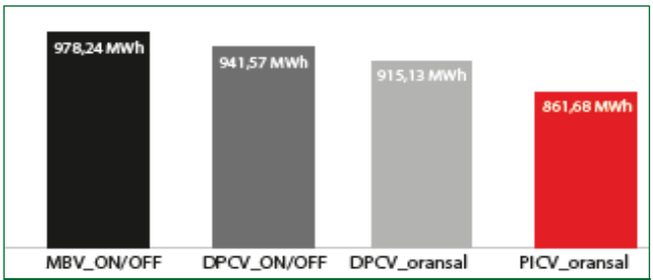
	MBV_ON/OFF	DPCV_ON/OFF	DPCV_ORANSAL	PICV_ORANSAL
Enerji tüketimi				
Pompalama	35 774,0 kwh	22 721,0 kwh	21 636,0 kwh	10 594,0 kwh
Chiller enerji tüketimi	446 022,2 kwh	438 761,6 kwh	435 275,7 kwh	390 322,6 kwh
Sıcaklık kontrolü ek. en. kul.	159 676 kwh	106 450,9 kwh	53 225,5 kwh	0,0 kwh
TOPLAM	641 472,6 kwh	567 933,5 kwh	510 137,1 kwh	400 916,6 kwh
Enerji tüketimi masrafı				
Pompalama	5 366,10 €	3 408,15 €	3 245 €	1 589,1 €
Chiller enerji tüketimi	66 903,33 €	65 814,24 €	65 291,35 €	58 548,4 €
Oda sıcaklığı kontrolü enerji tüketimi	23 951,45 €	15 967, 64 €	7 983,82 €	- €
TOPLAM	96 220,89 €	85 190,02 €	76 520,57 €	60 137,50 €
Yatırım				
Dağıtım borusu balanslaması	2 239,2 €	- €	- €	- €
Tesisat kolonu balanslaması	3 141,8 €	- €	- €	- €
Branş balanslaması/debi doğrulaması	6 522,0 €	27 894,0 €	26 874,0 €	6 522,0 €
Terminal ünitesi	34 800,0 €	34 800,0 €	53 100,0 €	85 140,0 €
Oda termostatı	15 000,0 €	15 000,0 €	21 000,0 €	21 000,0 €
Uzaktan dp sensörü	- €	- €	- €	2 000,0 €
TOPLAM	61 703,0 €	77 694,0 €	100 974,0 €	114 662,0 €
Geri ödeme süresi				
Enerji maliyeti	96 220,89 €	85 190,02 €	76 520,57 €	60 137,50 €
Yatırım	61 703,00 €	77 694,00 €	100 974,00 €	114 662,00 €
Geri ödeme süresi vs MBV_on/o70		1,45 yıl	1,99 yıl	1,47 yıl
Geri ödeme süresi vs DPCV_on/o70			2,69 yıl	1,48 yıl
Geri ödeme süresi vs DPCV_oransal				0,8 yıl



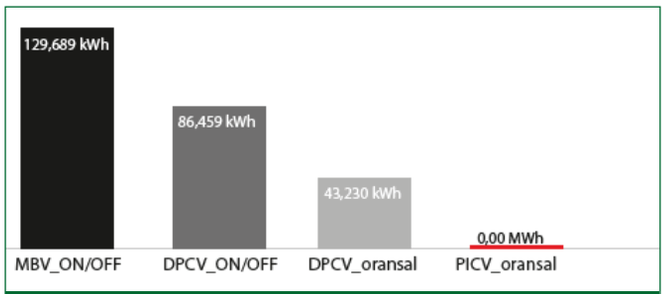
Şekil 25. Pompa Enerji Tüketimi



Şekil 26. Pompa Basma Yüksekliği ve Enerji Tüketimi Grafiği



Şekil 27. Kazan Enerji Tüketimi



Şekil 28. Oda Sıcaklığı Kontrolü Sebebiyle Ek Enerji Tüketimi

Tablo 3. Örnek Uygulama için Farklı Soğutma ve Isıtma Kontro Tiplerinin Tüketim, Yatırım Maliyeti ve Geri Ödeme Süreleri Karşılaştırma Tablosu

	MBV_ON/OFF	DPCV_ON/OFF	DPCV_ORANSAL	PICV_ORANSAL
Enerji tüketimi ısıtma				
Pompalama	7 689,0 kWh	5 711,0 kWh	4 797,0 kWh	2 912,0 kWh
Kazan enerji tüketimi	978 240,0 kWh	941 570,0 kWh	915 130,0 kWh	861 680,0 kWh
Oda sıcaklığı sapması sebebiyle enerji kullanımı	172 918,4 kWh	129 688,8 kWh	86 459,2 kWh	43 229,6 kWh
TOPLAM	1 158 847,4 kWh	1 076 969,8 kWh	1 006 386,2 kWh	907 821,6 kWh
Enerji masrafı ısıtma				
Pompalama	1 153,35 €	856,65 €	719,55 €	436,80 €
Kazan enerji tüketimi	28 171,06 €	27 115,05 €	26 353,64 €	24 814,40 €
Oda sıcaklığı kontrolü enerji tüketimi	4 979,65 €	3 734,74 €	2 489,83 €	1 244,91 €
TOPLAM	34 304,06 €	31 706,44 €	29 563,01 €	26 496,11 €
Enerji tüketimi soğutma				
Pompalama	35 774,0 kWh	22 721,0 kWh	21 636,0 kWh	10 594,0 kWh
Chiller enerji tüketimi	446 022,2 kWh	438 761,6 kWh	435 275,7 kWh	390 322,6 kWh
Oda sıcaklığı sapması sebebiyle enerji kullanımı	6 522,0 kWh	106 450,9 kWh	53 225,5 kWh	0,0 kWh
TOPLAM	61 703,0 kWh	567 933,5 kWh	510 137,1 kWh	400 916,6 kWh
Enerji masrafı soğutma				
Pompa	5 366,10 €	3 408,15 €	3 245,40 €	1 589,10 €
Chiller enerji tüketimi	66 903,33 €	65 814 €	65 291,35 €	58 548,40 €
Oda sıcaklığı kontrolü enerji tüketimi	23 951,45 €	15 967,64 €	7 983,82 €	- €
TOPLAM	96 220,89 €	85 190 €	76 520 €	60 137,50 €
Yatırım ısıtma				
Dağıtım borusu dengelemesi	919,20 €	- €	- €	- €
Tesisat kolonu balanslama	971,80 €	- €	- €	- €
Branş balanslama/debi doğrulama	2 997,00 €	8 019,00 €	8 019,00 €	2 997,00 €
Terminal ünitesi	34 800 €	34 800,00 €	53 100,00 €	85 140,00 €
Oda termostatı	soğutma&ısıtmaiçin	soğutma&ısıtmaiçin	soğutma&ısıtmaiçin	soğutma&ısıtmaiçin
Uzaktan Δp sensörleri	- €	- €	- €	2 000,00 €
TOPLAM	39 688,00 €	42 819,00 €	61 119,00 €	90 137,00 €

Tablo 3. Devamı

Yatırım soğutma				
Dağıtım borusu dengelemesi	2 239,20 €	- €	- €	- €
Tesisat kolonu balanslama	3 141,80 €	- €	- €	- €
Branş balanslama/debi doğrulama	6 522,00 €	27 894,00 €	26 874,00 €	6 522,00 €
Terminal ünitesi	34 800,00 €	34 800,00 €	53 100,00 €	85 140,00 €
Oda termostatı	15 000,00 €	15 00,00 €	21 000,00 €	21 00,00 €
Uzaktan Δp sensörler	- €	- €	- €	2 000,00 €
TOPLAM	661 703,00 €	77 694,00 €	100 974,00 €	114 662,00 €

Geri ödeme süresi				
Enerji masrafı ISITMA	34 304,06 €	31 706,44 €	29 563,01 €	26 496,11 €
Enerji masrafı SOĞUTMA	96 220,89 €	85 190,02 €	76 520,57 €	60 137,50 €
Yatırım ISITMA	39 688,00 €	42 819,00 €	61 119,00	90 137,00 €
Yatırım SOĞUTMA	61 703,00 €	77 694,00 €	100 974,00 €	114 662,00 €
TOPLAM	231 915,95 €	237 409,46 €	268 176,58 €	291 432,661 €

Geri ödeme süresi vs MBV_on/off	1,40 yıl	2,48 yıl	2,36 yıl
Geri ödeme süresi vs DPCV_on/off		3,85 yıl	2,79 yıl
Geri ödeme süresi vs DPCV_oransal			2,2 yıl

Sıcaklık kontrolü enerji tüketimi karşılaştırması:

Farklı soğutma kontrol tipleri için tüketim, yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi karşılaştırmaları Tablo 2'de verilmiştir.

8.4.1 Isıtma Enerji Tüketimi

Kazan enerji tüketimi karşılaştırması:

Tasarım şartları:

Isıtma suyu: Besleme sıcaklığı (sabit): Tchw, besleme =50°C; Isıtma suyu Dönüş sıcaklığı (değişken): Tchw, dönüş =40°C Tasarım ΔThw=10K

Varsayım:

Eğer ΔThw < 10K => Thw,dönüş > 40°C; kazan verimliliği düşecektir. Eğer ΔTchw >10K => Thw,dönüş < 40°C, kazan verimliliği artacaktır.

Sıcaklık kontrolü enerji tüketimi karşılaştırması Beklenen oda sıcaklığı sapması:

MBV_ON/OFF ±1.5°C = 9.75% DPCV_ON/OFF ±1.0°C = %6,5

DPCV_oransal ±0.5°C = 3,25% PICV_oransal ±0.0°C = %0

Her 1° C sapma, tüm ısıtma sisteminde %5'ten %8'e kadar daha fazla enerji tüketimine sebep olmaktadır. Hesaplama için %6,5 alınmıştır.

Farklı soğutma ve ısıtma kontrol tipleri için tüketim, yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi karşılaştırmaları

9. SONUÇ

Tüm yukarıda verilmiş örneklerde ortaya koyulan kontrol analizlerinin, vana kontrol tekniklerinin enerjinin etkin kullanımındaki olumlu etkisi yukarıdaki karşılaştırmalarda görülebilmektedir. Yaşayan bir tesisatta vanaların kısmi basınçlardaki değişimlerinin kontrol altına alınması, bu sayede sabit tutulan debinin soğutucu (Chiller) performansına etkisi, konfor şartlarına etkisi ve referans alınabilecek bir dp değerine bağlı olarak optimize edilerek bir pompa setinin seçilmesi, bu yazıda açıklanan yaklaşımlar kullanılarak yapılabilecektir.

KAYNAKÇA

[Danfoss A/S Hydronic Balancing Guide]