

# Idraulica

**CALEFFI**  
Hydronic Solutions

**3**

Eylül 2021

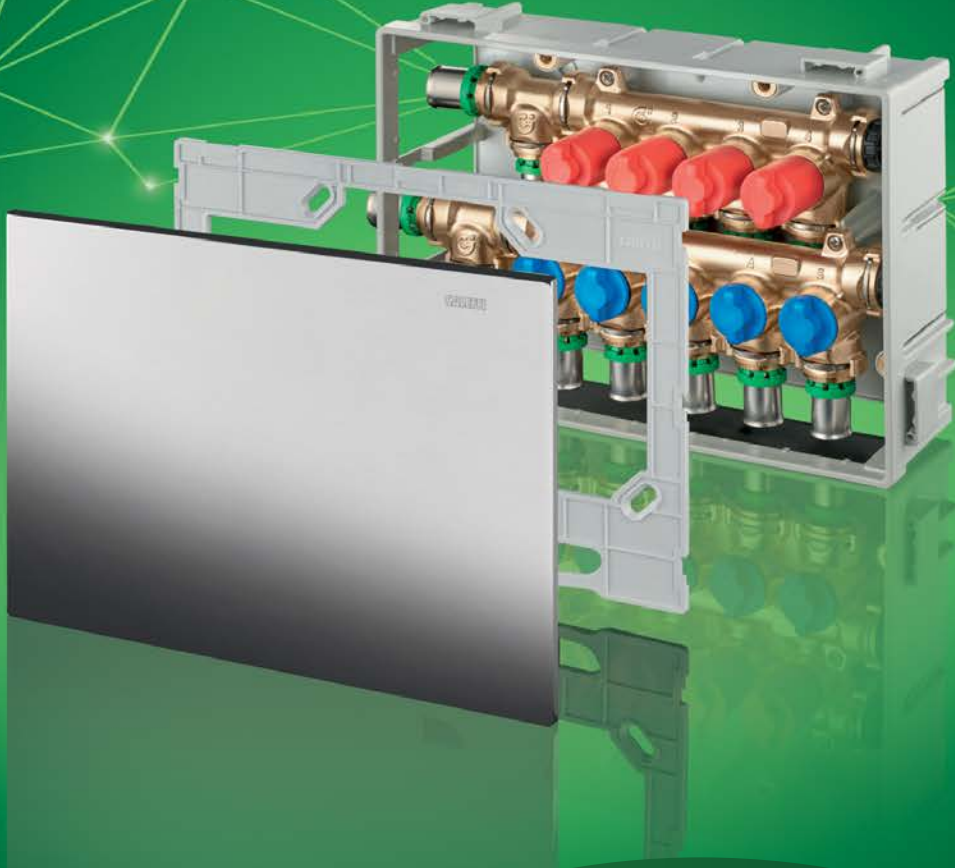
TEKNİK VE MESLEKİ BİLGİLERİN PERİYODİK YAYINLARI



**Sirkülasyon pompaları**



# KULLANIM SUYU KOLEKTÖRÜ DENGENİN GÜZELLİĞİ



Esnek ve güvenli sıhhi tesisat dağıtım ağı, basit bakım ve pratik bağlantı prosedürleri. Yeni **359 Serisi Sıhhi Tesisat Kolektörleri** tüm bu özellikleri ve çok daha fazlasını sunar: bas-aç sistemi sayesinde optimum performans ve kusursuz görsel etki sağlar. **CALEFFI GUARANTEED.**



# EDİTÖRDEN

Değerli meslektaşlarımız ve sevgili okurlarımız,

**Koca bir seneyi daha devirdik. Idraulica'nın 3. sayısını sizlere sunmaktan büyük bir heyecan duyuyoruz.**

Hepimizi ve tüm dünyayı etkisi altına alan yorucu bir süreçten geçiyoruz. Böylesi zorlu bir süreçte bizi Idraulica'ya tutkuyla bağlayan en önemli şey **"üretmek"** oldu. Biliyoruz ki üretirsek var oluruz, üretirsek ilerleriz ve üretirsek Dünya'yı daha yaşanır hale getiririz.

Biz de bu sorumlulukla ürettik. Idraulica'nın bu seneki konusu "Sirkülasyon Pompaları" oldu.



**Caleffi 60 yıllık tecrübesi ile sektöre katkıda bulunmayı sorumluluk olarak gören bir markadır. Biz teknik süreçleri irdelerken tümevarım bakış açısıyla hareket eder ve tecrübemizi bu detaycı yaklaşım ile harmanlayarak "doğru"ya ulaşmaya çalışırız.**

Bu sayımızda Sirkülasyon Pompaları'nı incelememizin sebebi ise tümevarım ilkemizden gelmektedir. **Çünkü sistemin kalbi olan ve doğru çalışan bir pompa; doğru çalışan vanalar ve sorunsuz işleyen sistemler demektir.** Böyle bir sistem dizayn ederken günümüzde önemli ve güncel bir konu olan gereksiz enerji sarfiyatını minimuma indirme amacı ile hareket etmek gerekir. Biz de bu amaçla 3'üncü sayımızda pompaların ve vanaların doğru çalışmasının incelenmesine ve pompaların farklı çalışma koşullarında enerji sarfiyat ve maliyet analizlerine yer verdik.

Idraulica'yı tamamlamış olmanın verdiği gurur ve mutlulukla yeni sayımızı huzurlarınıza sunuyoruz. Bizler ise sektöre yararlı olabilecek teknik konuları belirleyerek; "Teknik Referans Noktası" olma ilkesi ile çalışmaya devam edeceğiz.

Bir sonraki sayıda görüşmek üzere...

Ceren Ercan & Nil Beste Bıçakçı

**Idraulica'yı tamamlamış olmanın verdiği gurur ve mutlulukla yeni sayımızı huzurlarınıza sunuyoruz. Bizler ise sektöre yararlı olabilecek teknik konuları belirleyerek; "Teknik Referans Noktası" olma ilkesi ile çalışmaya devam edeceğiz.**

© Telif Hakkı 2020 Idraulica Caleffi.  
"Yayımlanması kararlaştırılan yazıların basılı ve her türlü elektronik ortamda tam metin olarak yayımlanması veya yeniden yayımlanması da dahil olmak üzere tüm yayın hakları Caleffi'ye aittir. Yazarlar gönderdikleri çalışmalarla ilgili tüm yayım (telif haklarını Caleffi'ye devretmiş sayılırlar. Caleffi dergide bulunan içeriklerde haber vermeksizin değiştirme hakkına sahiptir."

CALEFFI TÜRKİYE  
Şerifali Mah. Çetin Cad. Kızkalesi Sk.  
Elite Plaza No: 1A/3 Ümraniye ·  
Tel. +90 (216) 313 2215  
İSTANBUL  
TÜRKİYE  
info.tr@caleffi.com  
www.caleffi.com

# İÇİNDEKİLER

- 5** ISITMA SİSTEMLERİNDEKİ SİRKÜLASYON POMPALARI
- 6** Isıtma sisteminde kullanılan sirkülasyon pompaları
- 10** TRV sistemlerinde ana dağıtım modelleri
- 11** Pompa regülasyonu
- 12** Örnekler
- 17** Dikkat edilmesi gereken diğer noktalar
- 21** Doğru pompa seçimi ve kurulumu için gerekli prosedürler
- 22** RE-SİRKÜLASYON SİSTEMLERİ
- 23** Re-sirkülasyon sistem tipleri
- 24** Re-sirkülasyon sistemi boyutlandırılması
- 28** Sistem balanslama
- 32** Re-sirkülasyon sistemi ayarı
- 33** Re-sirkülasyon sistemi enerji maliyetleri
- 38** SİSTEM İÇİNDEKİ HAVA
- 39** SİSTEM İÇİNDEKİ TORTU
- 40** HAVA AYIRICI DISCAL®
- 41** KENDİNDEN TEMİZLEMELİ MIKNATISLI TORTU TUTUCU DIRT MAG CLEAN®
- 42** DAĞITIM VE AYAR ÜNİTELERİ
- 43** KOLEKTÖRLER VE SEPCOLL HİDROLİK AYIRICI KOLEKTÖR



# ISITMA SİSTEMLERİNDEKİ SİRKÜLASYON POMPALARI

Marco ve Mario Doninelli

**Manuel vanalı ve dolayısıyla sabit debili eski radyatör sistemlerinde, pompaları boyutlandırmak ve ayarlamak nispeten kolaydı.**

Aslında, yapmanız gereken tek şey bunların ana özelliklerini (debi ve basınç) belirlemek ve bu değerlere dayanarak pompa tipini ve ilgili çalışma eğrisini seçmekti.

Ayrıca, eski sistemlerdeki pompalar genel olarak "güvenlik nedenleriyle" yani teori ile pratik ve aynı zamanda öngörülen ile gerçekte uygulanan arasındaki potansiyel farklılıkları dikkate alarak olması gerekenden büyük seçilirdi.

Yine de bu tür bir yaklaşımı doğru olarak kabul edebiliriz çünkü sabit debili sistemlerde olması gerekenden daha büyük boyutlu pompa seçilmesi tehlikeli bir hidronik dengesizliğe neden olmaz. Ayrıca böyle bir sistemde minimum debiyi kontrol etmek ve enerji maliyetlerini düşürmek ilk öncelik değildir.

**Bununla birlikte, değişken debili ve termostatik vanalarının bulunduğu radyatörlü sistemlerde pompaların boyutlandırılması ve ayarlanması çok kolay bir işlem değildir.** Çünkü değişken debili sistemlerde sadece maksimum debiyi referans olarak değil (manuel vanalı, sabit debili sistemlerdeki gibi); maksimum, minimum ve ihtiyaç olan değerleri referans olarak pompa ayarını yapmak gerekir.

Ayrıca bu pompalar sadece ısıtma debisini sirkülasyonda tutmak için değil aynı zamanda uygun ekipman desteği ile işletim maliyetlerini en aza indirmek, yoğuşmalı kazanların verimliliğini en üst düzeye çıkartmak, termal dengesizlikleri önlemek ve trv'lerin (termostatik radyatör vanaları) sessiz çalışmasını sağlamak için de kullanılmaktadır. Değişken debili pompalar enerji israfını en aza indirirken; *ideal konforun* sağlanmasına katkıda bulunur.

Ayrıca bu pompalar sadece ısıtma debisini sirkülasyonda tutmak için değil aynı zamanda uygun ekipman desteği ile işletim maliyetlerini en aza indirmek, yoğuşmalı kazanların verimliliğini en üst düzeye çıkartmak, termal dengesizlikleri önlemek ve trv'lerin (termostatik radyatör vanaları) sessiz çalışmasını sağlamak için de kullanılmaktadır. Değişken debili pompalar enerji israfını en aza indirirken; *ideal konforun* sağlanmasına katkıda bulunur.

Bu sayıda değişken debili pompaların temel özelliklerini, performans unsurlarını işleyecek; aynı zamanda nasıl boyutlandırıldıklarını, seçtiklerini, kurulum ve ayarlamalarını göreceğiz.

İncelememiz temel olarak dört bölüme ayrılmıştır:

İlk bölümde, sabit debili pompalar ile değişken debili pompalar arasındaki temel farkları ele alacağız.

İkinci bölümde, değişken debili pompalarla mümkün olan farklı ayar türlerinin avantajlarını ve dezavantajlarını inceleyeceğiz.

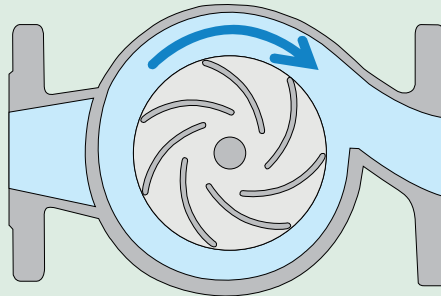
Üçüncü bölümde, seçilen ayar türüne göre pompaların işletim maliyetlerini değerlendirmeye çalışacağız.

Son olarak dördüncü bölümde değişken debili pompaların kurulumu, ayarlanması ve doğru çalışması ile ilgili konuları ele alacağız.

## TRV'li radyatör sistemlerinde değişken debili pompaların etkisi

Pompa işletim maliyetlerinde düşüş

Yoğuşmalı kazanlarda daha fazla verimlilik



Daha fazla termal konfor

Vana gürültüsünün önüne geçilmesi

# Isıtma sisteminde kullanılan sirkülasyon pompaları

Sirkülasyon pompaları iki gruba ayrılır: Islak rotorlu sirkülasyon pompaları ve kuru rotorlu sirkülasyon pompaları.

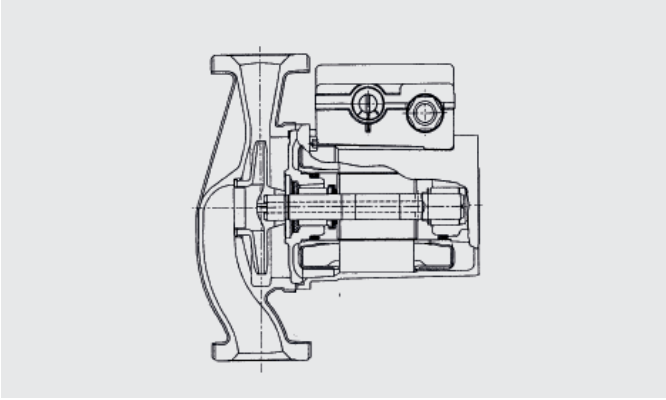
## Islak rotorlu sirkülasyon pompaları

### Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında motor, pompa gövdesinin içine yerleştirilmiştir.

Motorun hareketli kısmı olan rotor, basınçlandırılan akışkan ortamın içerisine batar. Bunun anlamı akışkan, rotor gömleği içerisinden rotor etrafında dolaşır ve rotor milinin oturduğu yatakları ıslatarak hareketli parçaların bir nevi yağlanması sağlar. Böylelikle pompanın çalışması için hareketli parçalar arasında hidrolik conta gibi sızdırmazlık elemanlarının kullanılmasına gerek kalmaz.

Yapısal özellikleri nedeniyle sirkülasyon pompaları aynı zamanda ıslak rotorlu pompalar olarak da adlandırılır. Aşağıda, bu pompaların ana özelliklerini ve çalışma performanslarını kısaca inceleyeceğiz ve iki gruba ayıracağız: sabit debili sirkülasyon pompaları (hala eski sistemlerde çalışan sabit debili pompalar) ve değişken debili sirkülasyon pompaları.

### Sabit debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları



Sabit debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompalarında belli sınırlamalar vardır. Bunlardan en önemlileri **düşük verimlilikte çalışmaları** ve **debi azaldıkça basınçtaki artışları kontrol altında tutamamalarıdır**.

### Verimlilik

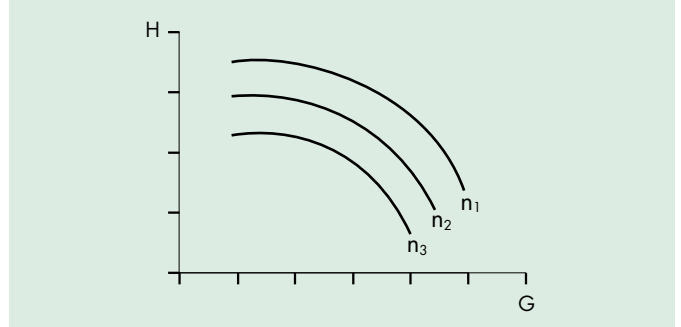
Rakamlar aşağıdaki tabloda gösterildiği gibi oldukça düşük ve düşüktür:

#### Sabit debili pompalarının ortalama verimlilik değerleri

| sağlanan güç             | verimlilik               |
|--------------------------|--------------------------|
| 100 W'a kadar            | ≅ % 10 ila % 25 arasında |
| 100 ila 500 W arasında   | ≅ % 20 ila % 40 arasında |
| 500 ila 2.500 W arasında | ≅ % 30 ila % 50 arasında |

### Çalışma grafiği

Pompa çalışma grafiği aşağıdaki gibidir. Devir sayısı sadece manuel olarak ayarlanır ve sirkülasyon pompasının tüm çalışma koşullarında dönme hızı sabittir.



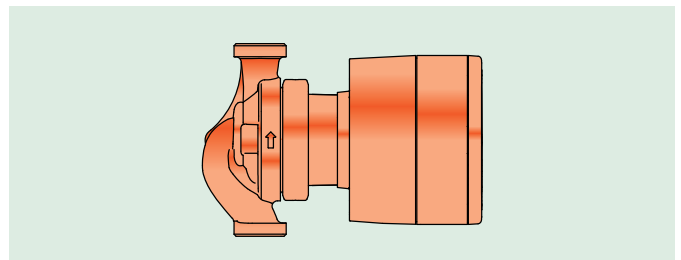
**Hızın manuel olarak kontrol edildiği bu pompalarda debi ihtiyacı karşılanamayacak ve debi düştükçe basınç kontrolü yapılamayacaktır. Bu nedenle bu pompalar sadece sabit debili sistemlerde kullanılırlar.** Sabit debili bir pompa, değişken debili bir sistemde kullanılır ise radyatörlü bir sistemde bulunan termostatik radyatör vanaları kapatmaya başladığında yani sistem kısmi yüke girdiğinde oluşan ve kontrol edilemeyen aşırı fark basınç değerleri gürültüye ve vanaların sızdırmasına neden olacaktır.

### Değişken debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları

Sabit debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompalarının aksine değişken debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları **yüksek verimle çalışabilmekte** ve **debi azaldıkça oluşan basınç değişikliklerini kontrol altında tutabilmektedirler**.

### Verimlilik

Avrupa Standartları direktiflerinde, sirkülasyon pompalarının verimliliğinin (motor/pompa gövdesi grubu için) EEI (*Enerji Verimliliği İndeksi*) kullanılarak belirlenmesi gerektiği belirtilmektedir.



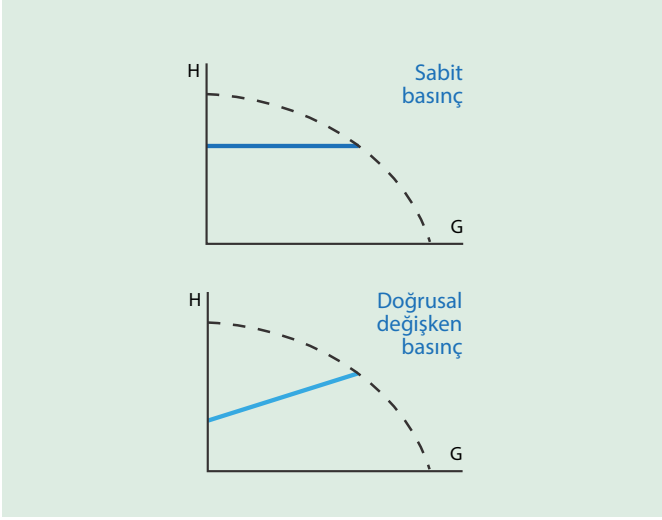
Bu indeks, sistemdeki hem maksimum debiyi dikkate alır hem de % 30, % 50 ve % 75 oranındaki debilere sahip sirkülasyon pompalarının çalışma koşullarını göz önünde bulundurur.

EEl değeri ne kadar düşük olursa enerji verimliliği o kadar yüksektir.

**1 Ağustos 2015'ten itibaren standartlar EEl değerlerinin en fazla 0,23 olmasını gerektirmektedir.**

### Çalışma grafiği

Değişken debili sirkülasyon pompalarına ait çalışma grafikleri aşağıdaki gibidir:



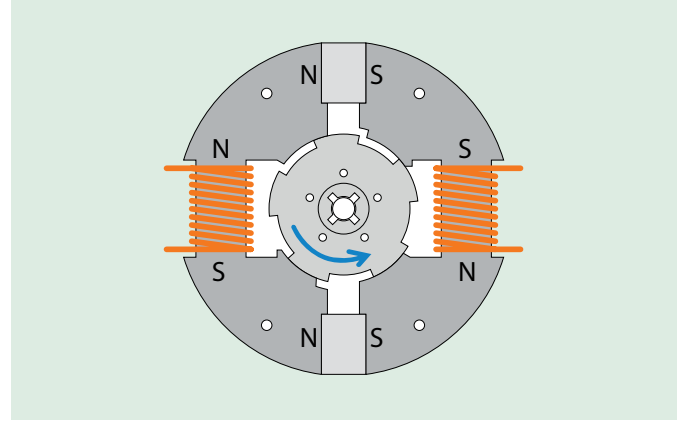
Bu grafikler sistemdeki talebin artması/azalması ile oluşan basınç varyasyonlarında doğru basınç seviyelerine ulaşmak için pompa hızının değişkenliği ifade eder.

İlk grafikte debi azaldıkça basınç sabit kalmaktadır; ikinci grafikte ise debi azaldıkça basınç doğrusal bir şekilde azalmaktadır.

Temel olarak sirkülasyon pompalarının gerekli verimlilik indeksi değerlerine ulaşmasını sağlayan iki önemli nokta vardır:

- **Elektronik hız kontrolü**
- **Manyetik rotorlu motorlar**

Manyetik rotorlu pompa teknolojisi çok yüksek maliyetlere neden olmadan sabit mıknatlara sahip rotorlardan oluşan bir dizayna sahiptir.



Bu motorların (ECM: *Elektronik Kumandalı Motor türü*) rotasyonel alanı stator'da elektronik "kontrollü" bir akım tarafından üretilir. Rotorun manyetik kutupları, stator bobinlerinin neden olduğu polarizasyona bağlı olarak dönüşümlü olarak çekilir ve itilir.

### Manyetik rotorlu değişken hızlı sirkülasyon pompası örnekleri



GRUNDFOS



WILO



SALMON



DAB



LOWARA



KSB



## Kuru rotorlu sirkülasyon pompaları

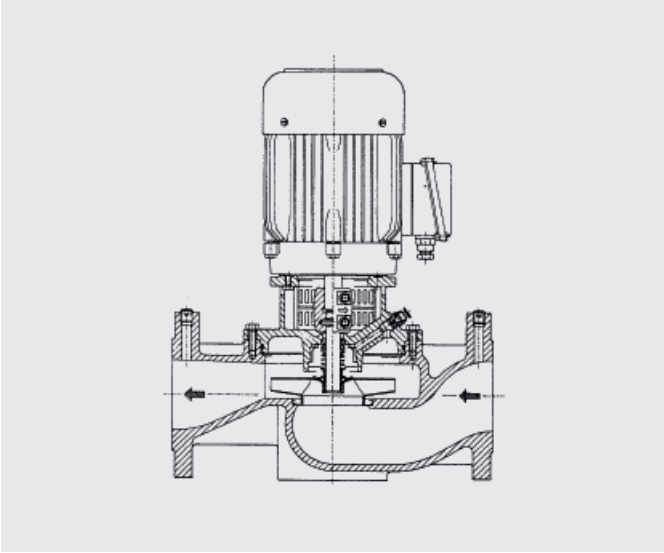
**Kuru rotorlu sirkülasyon pompalarında birbirinden açıkça ayrılmış bir motor ve pompa gövdesi bulunmaktadır.**

Bir fan soğutmalı elektrik motorunun tahrik ettiği, mekanik veya yumuşak bir salmastra ile sızdırmazlığı sağlanmış, motor ile pompa çarkı arasında direkt veya kaplinli bağlantı yapılmış sirkülasyon pompalarıdır.

Bu pompalar özellikle yüksek debili ısıtma ve soğutma sistemlerinde, motor tarafından verilen ısının dengelenecek başka bir termal yük haline gelmesinin önlenmesi açısından faydalıdır.

Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında yaptığımız gibi, aşağıda kısaca bu pompaların temel özelliklerini inceleyip bunları sabit debili pompalar ve değişken debili pompalar olarak iki ayrı gruba ayıracağız.

### Sabit debili kuru rotorlu sirkülasyon pompaları



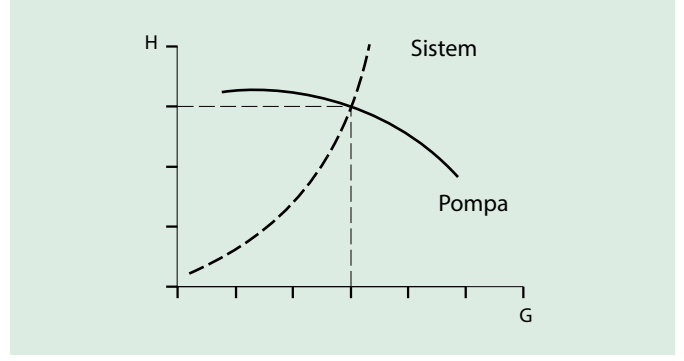
Sabit debili kuru rotorlu sirkülasyon pompaları, sabit debili ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları ile aynı sınırlamalara sahiptir yani **düşük verimlilikle çalışırlar** ve **debi azaldıkça basınçtaki artışları kontrol altında tutamazlar**.

#### Verimlilik

Verimlilik değerleri, sabit debili sirkülasyon pompaları ile elde edilen değerlerden daha yüksek olmasına rağmen günümüzde istenen verimlilik değerlerinden önemli ölçüde düşüktür.

#### Çalışma grafiği

Bu tip pompalarda yalnızca bir ayar eğrisi vardır. Bu nedenle sabit dönme hızı ile çalışırlar. Bu çalışma koşullarına sahip olmaları nedeni ile değişken debili sistemlerin düzgün çalışmasını sağlayamazlar.



### Değişken debili kuru rotorlu sirkülasyon pompaları

Bu pompalar, **yüksek verimlilikle çalışabilmekte** ve **debi azaldıkça oluşan basınç değişikliklerini kontrol altında tutabilmektedirler**.

#### Verimlilik

Avrupa Standartları direktifleri bu pompaların verimliliğinin yalnızca motorlarının verimlilik kategorisi ile ilişkili olduğunu ifade eder.



Enerji verimliliği yalnızca motorun verimlilik kategorisi ile ilişkilidir

Özellikle Avrupa direktifleri 1 Ocak 2017 tarihinden itibaren aşağıdakileri belirlemiştir: "0,75 – 375 kW nominal çıkış kapasitesine sahip motorlar IE3 verimlilik seviyesinde olmalı veya motor hızını ayarlayan bir cihazla donatılmışsa IE2 verimlilik seviyesinde olmalıdır".

#### Çalışma grafiği

Bu pompalara ait çalışma grafikleri sayfa 7'de incelediğimiz değişken debili sirkülasyon pompaları ile aynı tiptedir. Aralarındaki tek fark motorlarının manyetik rotorlu olma zorunluluğu olmamasıdır.

## Kuru rotorlu değişken debili sirkülasyon pompası örnekleri



GRUNDFOS



WILO



SALMSON



DAB



LOWARA

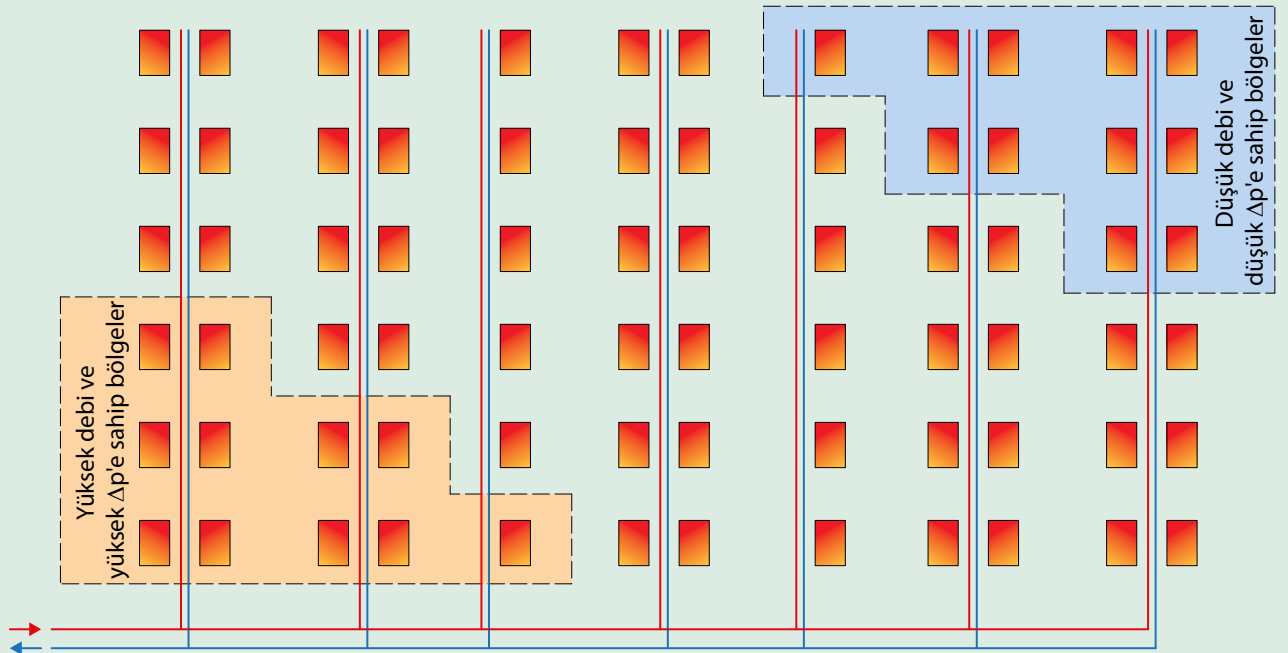


KSB

### Değişken hızlı pompa sınırlamaları

Değişken hızlı pompaların günümüz sistemlerinin olmazsa olmazı olduğunu artık biliyoruz. Termostatik radyatör vanalarının olduğu bir sistemin düzgün çalışmasını sağlamak için sadece değişken debili bir pompa yeterli değildir çünkü bu pompalar kritik devrede  $\Delta p$  kontrolü yapamazlar. Böyle bir sistemde pompaya en yakın noktada termostatik radyatör

vanası çok yüksek fark basınçlara maruz kalırken; en uzaktaki termostatik radyatör vanası çok düşük fark basınçlarla çalışma riski taşır. Bu nedenle termostatik radyatör vanalarının doğru bir şekilde çalışması için sistemde fark basınç kontrolü yapan balans vanaları kullanmak gerekmektedir.



# TRV sistemlerinde ana dağıtım modelleri

TRV sistemlerinin doğru çalışmasını sağlamak için:

- **Sistemde bulunan radyatöre ihtiyacı olan debinin ulaştığından emin olmak** (vanalar tam açık pozisyondayken bile maksimum debi ihtiyacının karşılanması),
- **Termostatik radyatör vanalarını etkileyen fark basınçları kontrol altına almak** gerekir.

Sadece bu iki koşulun sağlanması ile aşağıdaki maddelerin gerçekleşmesi mümkündür:

- Her mahalde daha yüksek konfor sağlamak ve daha az atık enerji ile konfor sıcaklığını korumak,
- Güneş ışınlarından ve dahili termal kaynaklardan sağlanan serbest ısıdan yararlanmak,
- Farklı mahaller ve odalar arasındaki termal dengesizlikleri önlemek,
- Sadece ihtiyaç olan debileri sirküle ederek bu sayede pompa işletim maliyetlerini en aza indirmek,
- Düşük dönüş suyu sıcaklıklarına ulaşmak ve bu sayede yoğuşmalı kazanların verimliliğini optimize etmek,
- TRV'lerin gürültüsünü ve sızıntısını önlemek.

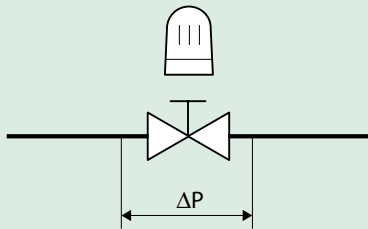
Bu performans özelliklerinin elde edilmesini sağlayan iki ana dağıtım teknolojisi bulunmaktadır. Birincisi orta-küçük sistemler için, ikincisi orta-büyük sistemler için geçerlidir.

## Orta-küçük TRV sistemleri

Bu sistemlerin doğru çalışması için **ön-ayar yapılabilir TRV'ler** ve **değişken hızlı sirkülasyon pompaları** kullanmak yeterli olur.

Yine de, sirkülasyondaki debilerden bağımsız olarak, çalışan TRV  $\Delta P$ 'lerinin, (üretici verileri kontrol edilmeli) yaklaşık 4 - 6 kPa minimum değer, 18 - 22 kPa maksimum değer arasında olduğu kontrol edilmelidir.

### Ön-ayar yapılabilir termostatik radyatör vanası



$$\Delta P_{\text{MIN}} \geq 4 - 6 \text{ kPa}$$
$$\Delta P_{\text{MAX}} \leq 18 - 22 \text{ kPa}$$

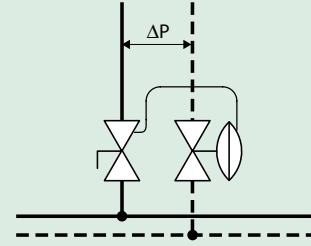
## Orta-büyük TRV sistemleri

TRV fark basınçlarını kabul edilebilir sınırlar içerisinde tutmanın mümkün olmadığı orta-büyük sistemlerin doğru çalışabilmesi için sisteme fark basıncı kontrol eden dinamik tip balans vanası ya da dinamik tipte çalışan termostatik radyatör vanası eklenmelidir.

### Fark basınç kontrol balans vanası ile çözüm

Böyle bir sistem çözümü yaparken (1) **ön-ayar yapılabilir TRV'ler**, (2) **fark basınç kontrol balans vanası** ve (3) **değişken hızlı pompalar** kullanılmalıdır. Fark basınç kontrol balans vanaları farklı noktalarda uygulanabilir. Projenin yapısı ve dizayn kriterlerine göre uygulama modelleri değişiklik gösterir. Fark basınç kontrol balans vanaları kolon, branşman ve daire önü gibi farklı modellemelerle balanslama çözümü sunar. TRV'lerin diferansiyel basıncının kontrol altında tutulması ve TRV için gereken  $\Delta p$  değerinin ayarlanması için vanalar genellikle 14 - 22 kPa arasında  $\Delta P$  ile kalibre edilir.

### Fark basınç kontrol balans vanası

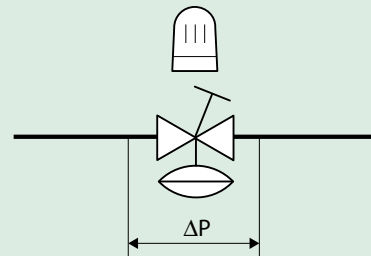


$\Delta p$  genellikle 14-22 kPa arasında değişmektedir.

### Dinamik tip termostatik radyatör vanaları (Dynamical)

Bu tip sistem çözümünde, **dinamik tip termostatik radyatör vanaları** ve **değişken hızlı pompalar** kullanılması gerekmektedir. Dynamical TRV'lerin doğru çalışmasını sağlamak için (min. 10 - 12 kPa ve maks. 60 - 70 kPa) basınç kayıplarının hesaplanarak sisteme hizmet veren pompaların bu değerler göz önünde bulundurularak seçilmesi gerekmektedir.

### Dinamik tip vana



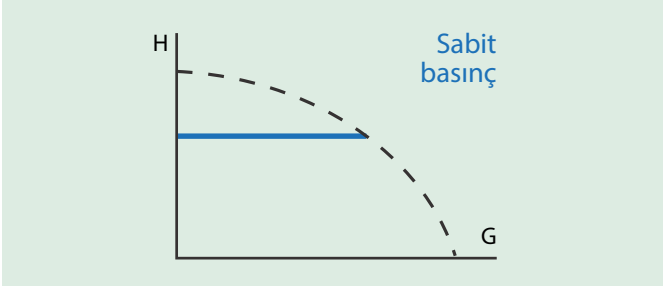
$$\Delta P_{\text{MIN}} \geq 10 - 12 \text{ kPa}$$
$$\Delta P_{\text{MAX}} \leq 60 - 70 \text{ kPa}$$



# Pompa regülasyonu

Bu grafikler TRV sistemlerinde kullanılacak başlıca ayar türleridir.

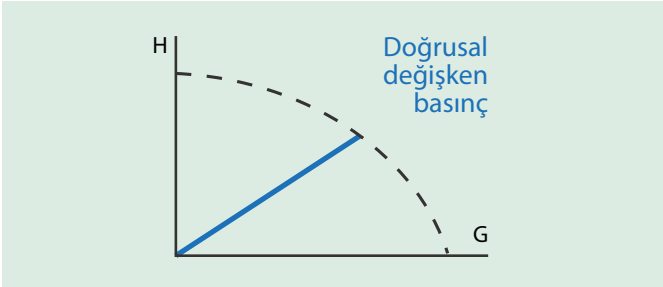
## Sabit basınçta



**Sistem tasarım debisinde değişkenlik olsa bile pompa çalışma basıncı sabit kalır.**

Bu çalışma modeli; debi değişkenliğinin olmadığı, düşük basınç kaybı olan sistemleri (örneğin bir renovasyon projesinde radyatörlerde TRV'ler uygulanmış doğal sirkülasyonlu bir sistem) veya  $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$  'den renove edilmiş  $\Delta T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseltilmiş cebri sirkülasyonlu sistemleri ayarlamak için kullanılabilir.

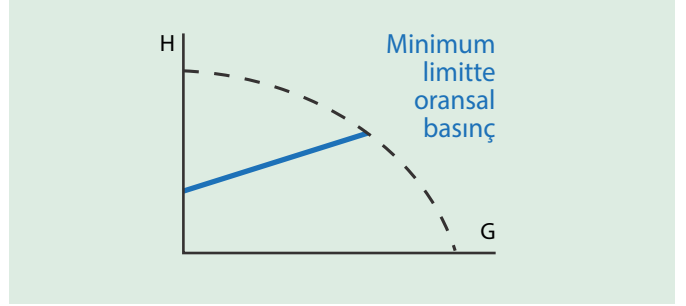
## Doğrusal değişken basınç



**Sistemdeki tasarım debisi azaldıkça basınç da azalır.**

Bu çalışma eğrisi, pompa işletim maliyetlerini en aza indirmeye imkan sağlar; ancak düşük debilerde oluşan düşük basınç değerleri sistemdeki TRV'lerin düzgün çalışması için gerekli olan basınç değerlerinden düşük olabilir.

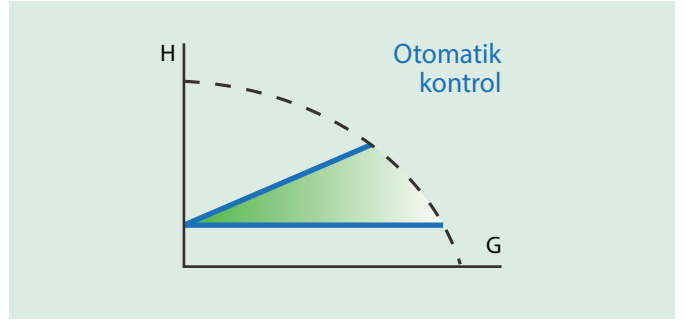
## Minimum limitte oransal basınç



**Sistemdeki tasarım debisi azaldıkça, basınç minimum sınıra ulaşana kadar doğrusal bir şekilde azalmaktadır.**

Bu modelleme balans vanalarının kullanıldığı ( $\Delta p$  kontrol balans vanası veya Dinamik tip termostatik radyatör vanaları) sistemlerde doğru kontrol için kullanışlıdır.

## Otomatik kontrol

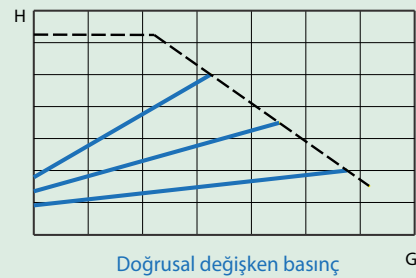
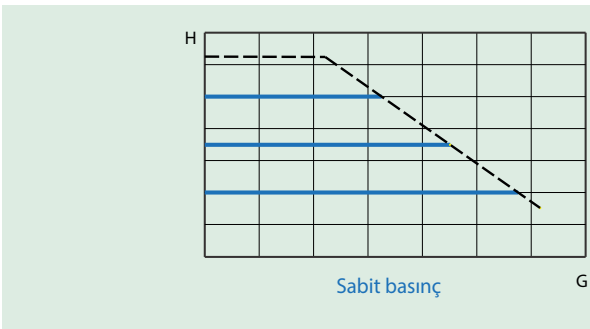


**Pompadaki kontrol sistemi, işletim maliyetlerini en aza indirmek ve sistemin doğru çalışmasını sağlamak üzere pompa çalışma eğrilerini otomatik olarak düzenler.**

Böyle bir pompanın doğru boyutlandırılmış balans vanalarının olduğu bir sistemde uygulanması; çalışma performansının maksimum seviyede gerçekleşmesini sağlar. İyi bir balanslama yapılmamış sistemlerde ise doğru debi ve basınç düzenlemesinden söz edilmesi mümkün olmaz.

## Önerilen farklı regülasyon eğrileri

Aşağıdaki örneklerde farklı eğimlere sahip ayar eğrileri mevcuttur.



# Örnekler

**Aşağıdaki örneklerde** pompa çalışma eğrilerine göre hem manuel hem de termostatik vanalarla çalışan bir radyatör sisteminde ortalama yıllık pompa işletim maliyetlerini analiz etmek için hesaplama yapacağız.

Hesaplanan değerler sayfa 16'daki tabloda göreceğimiz üzere pompa ve ayar seçimi konusunda bizlere daha iyi fikir verecektir.

## Not:

**Elde edilen değerler sayfa 16'daki özet tabloda gösterildiğinden, hesaplamaların ilerleyişinin ayrıntılı olarak izlenmesine gerek yoktur.**

## Alıştırma 1

Aşağıda belirtilen TRV'lerle güçlendirilmiş radyatörlü sistemlerde (**100 konuta hizmet veren**) kullanılan pompaların yıllık tüketimini ve ilgili işletim maliyetlerini; aşağıdaki tasarım verilerini ve çalışma modunu dikkate alarak hesaplayalım:

### 1. modelleme: $\Delta T = 10^\circ C$ ile dizayn edilmiş sistem

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{sa}$  (maksimum debi)
- $H = 8 \text{ mSS}$  (maksimum basınç)

### 2. modelleme: $\Delta T = 20^\circ C$ ile dizayn edilmiş sistem

- $G = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$  (maksimum debi)
- $H = 6 \text{ mSS}$  (maksimum basınç)

Tasarım verileri:

- $Q = 600.000 \text{ kcal/sa}$  (maksimum ısı ihtiyacı)
- 15 sa (pompanın günlük çalışma saatleri)
- 0,76 TL\*/kWh (Üç zamanlı mesken ev - vergiler dahil kilowatt saat birim maliyeti)

Bir sisteminde dikkate alınan ortalama debi oranları ve sistem çalışma gün sayıları:

|         |      |           |                 |     |
|---------|------|-----------|-----------------|-----|
| • % 100 | debi | $G_{MAX}$ | çalışma günleri | 11  |
| • % 75  | debi | "         | "               | 22  |
| • % 50  | debi | "         | "               | 44  |
| • % 30  | debi | "         | "               | 153 |

Pompa ayar modu:

- sabit  $\Delta P$
- $H_s$  ile  $H_s/2$  arasında değişken  $\Delta P$
- $H_s$  ile sıfır arasında değişken  $\Delta P$

## Çözüm

Pompa özellikleri (debi, basınç, güç) söz konusu olduğunda yanda gösterilen şemalara bakınız.

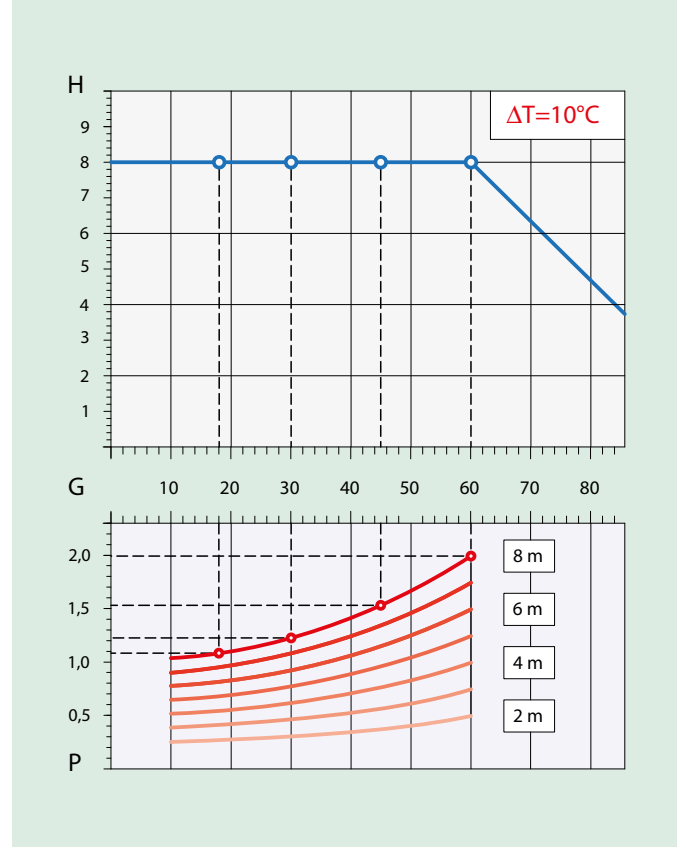
Her pompa ayar modu için ara debiler (yukarıda gösterilen yüzdelerde), ilgili basınç değerleri ve gerekli güçler belirlenecektir.

Bu durumda değerlendirilen ara debilerdeki ve ilgili güç seviyelerindeki pompa çalışma sürelerine bağlı olarak gerekli veriler hesaplanacaktır.

\*<http://fatura.hesaplama.in/elektrik-faturasi-hesaplama>

## 1. modelleme ( $\Delta T = 10$ ) – sabit $\Delta P$

Pompa çalışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,53 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,23 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,09 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ % 100}$   $1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ % 75}$   $1,53 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 506 \text{ kWh}$
- $G \text{ % 50}$   $1,23 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 814 \text{ kWh}$
- $G \text{ % 30}$   $1,09 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 2.501 \text{ kWh}$

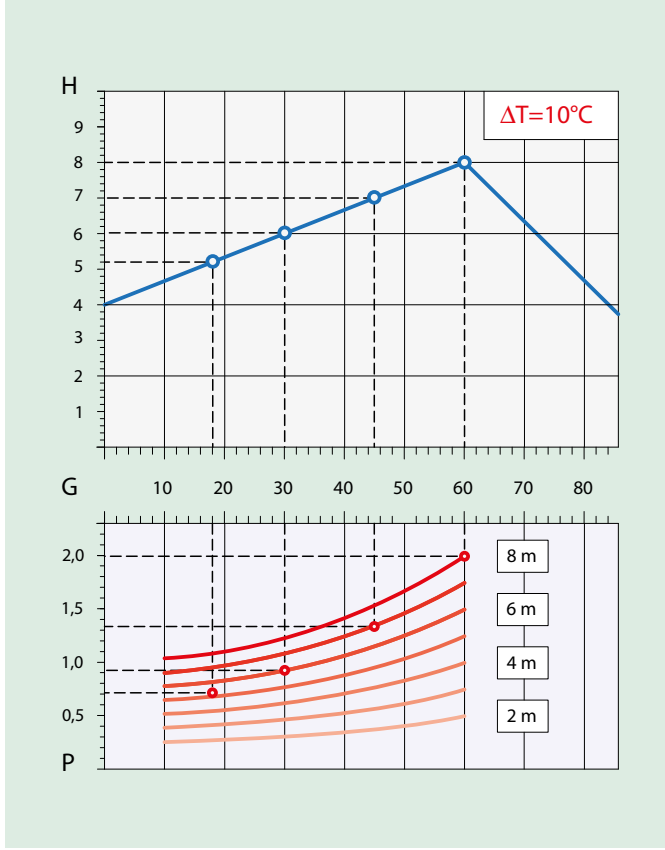
**Toplam** = 327 + 506 + 814 + 2,501 = **4.148 kWh**

**Yıllık toplam maliyet** = 4.148 kWh · 0,76 TL = **3.152,48 TL**

**Yıllık maliyet/konut** = 3.152,48 / 100 = **31,52 TL**

## 1. modelleme ( $\Delta T = 10$ ) – değişken $\Delta P$ , Hs ile Hs/2 arasında

Pompa alışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 7 \text{ mSS}$
- $P = 1,34 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 6 \text{ mSS}$
- $P = 0,93 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5,20 \text{ mSS}$
- $P = 0,71 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ \% } 100 \quad 1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 75 \quad 1,36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 442 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 50 \quad 0,93 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 611 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 30 \quad 0,71 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 1.626 \text{ kWh}$

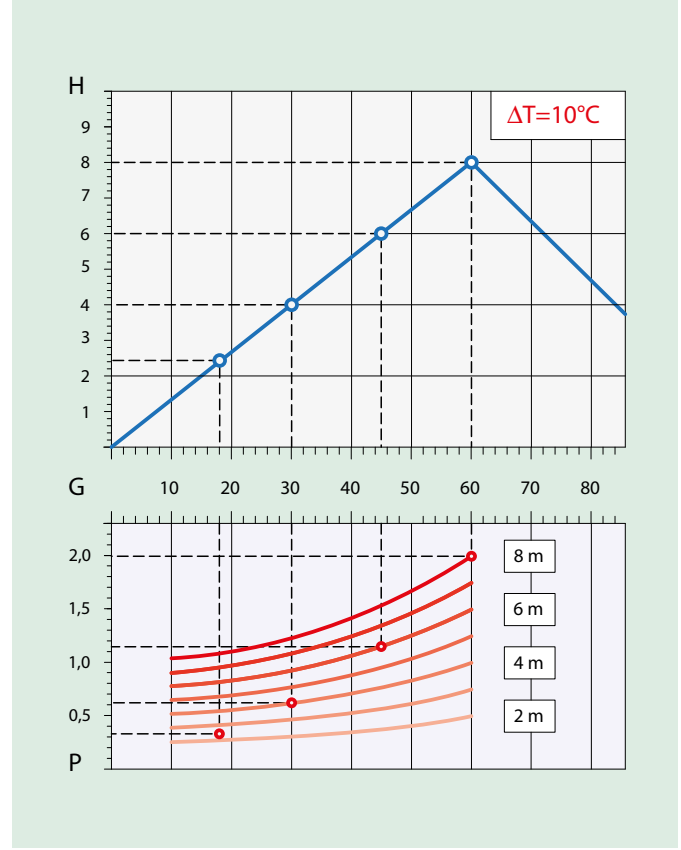
**Toplam** = 327 + 450 + 611 + 1.626 = **3.006 kWh**

**Yıllık toplam maliyet** = 3,013 kWh · 0,76 TL = **2.284,56 TL**

**Yıllık maliyet/konut** = 2.284,56 / 100 = **22,84 TL**

## 1. modelleme ( $\Delta T = 10$ ) – değişken $\Delta P$ , Hs ile sıfır arasında

Pompa alışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 60 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 8 \text{ mSS}$
- $P = 1,98 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 45 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 6 \text{ mSS}$
- $P = 1,16 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 4 \text{ mSS}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 18 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 2,40 \text{ mSS}$
- $P = 0,33 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ \% } 100 \quad 1,98 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 327 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 75 \quad 1,16 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 382 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 50 \quad 0,62 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 407 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 30 \quad 0,33 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 750 \text{ kWh}$

**Toplam** = 327 + 385 + 407 + 750 = **1.867 kWh**

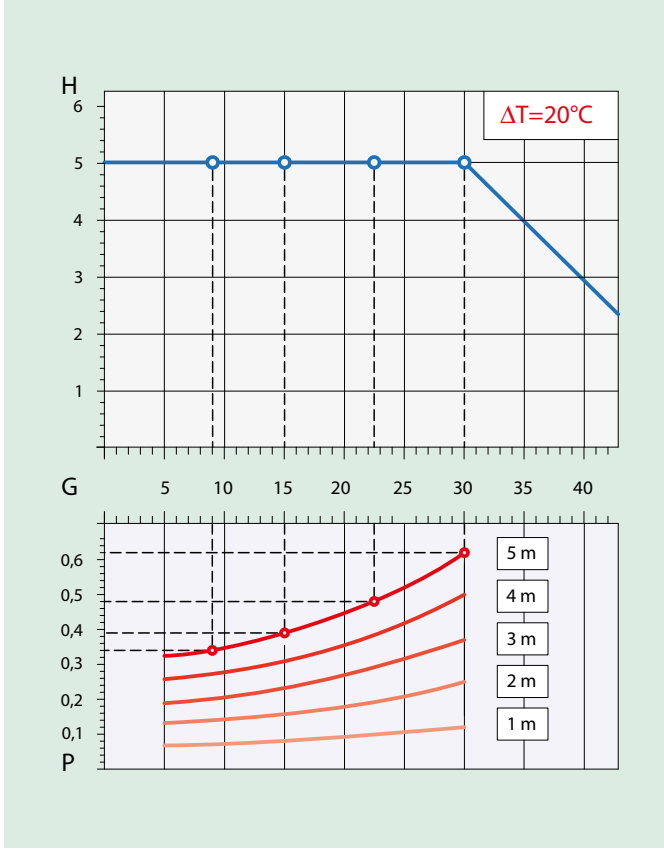
**Yıllık toplam maliyet** = 1.867 kWh · 0,76 TL = **1.418,92 TL**

**Yıllık maliyet/konut** = 1.418,92 / 100 = **14,19 TL**



## 2. modelleme ( $\Delta T = 20$ ) – sabit $\Delta P$

Pompa çalışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,49 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,39 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,34 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ % } 100$        $0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 75$          $0,49 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 161 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 30$          $0,39 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 254 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 30$          $0,49 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 728 \text{ kWh}$

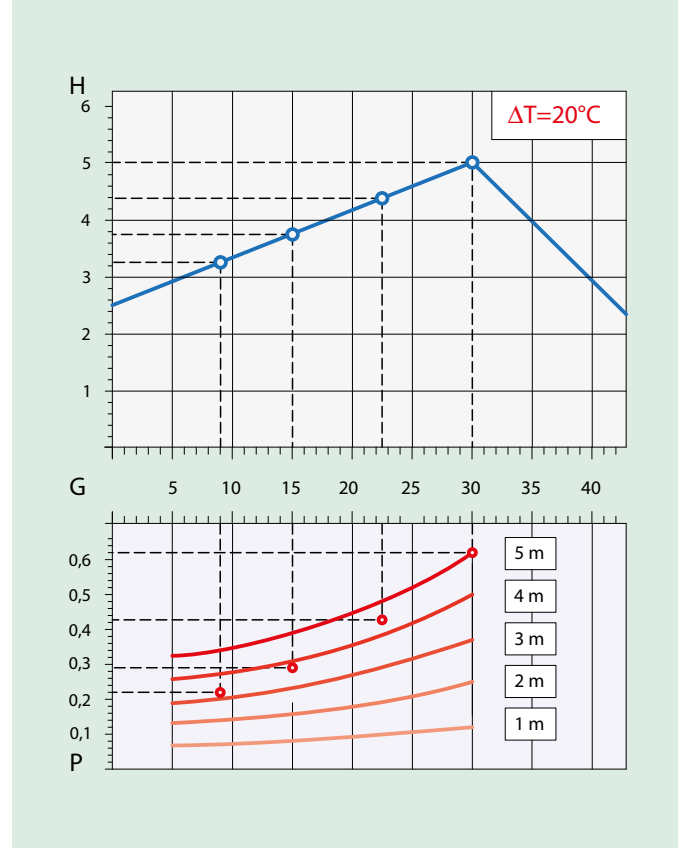
**Toplam** =  $102 + 161 + 254 + 728 = 1.299 \text{ kWh}$

**Yıllık toplam maliyet** =  $1.299 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 987,24 \text{ TL}$

**Yıllık maliyet/konut** =  $987,24 / 100 = 9,87 \text{ TL}$

## 2. modelleme ( $\Delta T = 20$ ) – değişken $\Delta P$ , $H_s$ ile $H_s/2$ arasında

Pompa çalışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 4,38 \text{ mSS}$
- $P = 0,43 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 3,75 \text{ mSS}$
- $P = 0,29 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 3,25 \text{ mSS}$
- $P = 0,22 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ % } 100$        $0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 75$          $0,43 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 141 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 50$          $0,29 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 191 \text{ kWh}$
- $G \text{ % } 30$          $0,22 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ sa} = 508 \text{ kWh}$

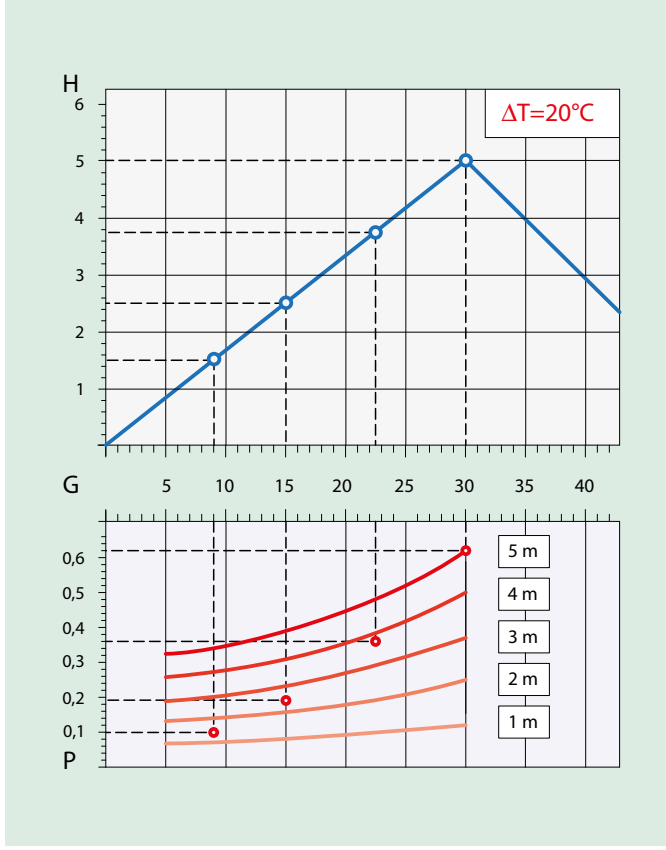
**Toplam** =  $102 + 141 + 191 + 508 = 942 \text{ kWh}$

**Yıllık toplam maliyet** =  $942 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 715,92 \text{ TL}$

**Yıllık maliyet/konut** =  $715,92 / 100 = 7,16 \text{ TL}$

## 2. modelleme ( $\Delta T = 20$ ) – değişken $\Delta P$ , Hs ile sıfır arasında

Pompa çalışma şemaları:



### % 100 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 1,00 = 30 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 5 \text{ mSS}$
- $P = 0,62 \text{ kW}$

### % 75 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,75 = 22,5 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 3,75 \text{ mSS}$
- $P = 0,36 \text{ kW}$

### % 50 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,50 = 15 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 2,5 \text{ mSS}$
- $P = 0,19 \text{ kW}$

### % 30 Debi

- $G = G_{MAX} \cdot 0,30 = 9 \text{ m}^3/\text{sa}$
- $H = 1,5 \text{ mSS}$
- $P = 0,10 \text{ kW}$

### Yıllık tüketim

- $G \text{ \% } 100$        $0,62 \text{ kW} \cdot 11 \text{ gün} \cdot 15 \text{ h} = 102 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 75$        $0,36 \text{ kW} \cdot 22 \text{ gün} \cdot 15 \text{ h} = 120 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 50$        $0,19 \text{ kW} \cdot 44 \text{ gün} \cdot 15 \text{ h} = 127 \text{ kWh}$
- $G \text{ \% } 30$        $0,10 \text{ kW} \cdot 153 \text{ gün} \cdot 15 \text{ h} = 235 \text{ kWh}$

**Toplam** =  $102 + 120 + 127 + 235 = 584 \text{ kWh}$

**Yıllık toplam maliyet** =  $584 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 443,84 \text{ TL}$

**Yıllık maliyet/konut** =  $443,84 / 100 = 4,44 \text{ TL}$

## Alıştırma 2

Aşağıdaki verileri göz önünde bulundurarak modelleme 1 'deki eski bir sistemde çalışan pompaların yıllık tüketimlerini ve işletme maliyetlerini hesaplayalım:

- $G = 60 \text{ m}^3/\text{sa}$  (maksimum debi)
- $H = 8 \text{ mSS}$  (maksimum basınç)
- $\eta = 0,60$  (pompa verimliliği)

Ayrıca, teorik olarak % 20 ve % 40 oranlarında debideki artışı göz önünde bulundurarak hesap yapacağız; fakat bu hesaplama eski tip sistemlerin daha düzgün çalışması için teorideki debilerden her zaman daha yüksek debilere ihtiyaç duyulduğu gerçeğini dikkate aldığımızda daha kullanışlı hale gelecektir.

## Çözüm

Pompa gücü seviyeleri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır:

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta$$

### Teorik debi

$$P = G \cdot H / 367 \cdot \eta = 60 \cdot 8 / 367 \cdot 0,60 = 2,18 \text{ kW}$$

Toplam yıllık tüketim =  $2,18 \cdot 15 \cdot 230 = 7.520 \text{ kWh}$

Yıllık toplam maliyet =  $7.520 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 5.715,20 \text{ TL}$

Yıllık maliyet/konut =  $5.715,20 / 100 = 57,15 \text{ TL}$

### Debide artış = % 20

Aşağıda gösterilen formüllere göre sonuç:

$$\begin{aligned} n_x / n &= Q_x / Q = 1,2 \cdot Q / Q = 1,2 \\ P_x &= (n_x / n)^3 \cdot P = 1,2^3 \cdot 2,18 = 3,77 \text{ kW} \end{aligned}$$

Toplam yıllık tüketim =  $3,77 \cdot 15 \cdot 230 = 12.995 \text{ kWh}$

Toplam yıllık maliyet =  $12.995 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 9.876,20 \text{ TL}$

Toplam maliyet/konut =  $9.876,20 / 100 = 98,76 \text{ TL}$

### Debide artış = 40 %

Aşağıda gösterilen formüllere göre sonuç:

$$\begin{aligned} n_x / n &= Q_x / Q = 1,4 \cdot Q / Q = 1,4 \\ P_x &= (n_x / n)^3 \cdot P = 1,4^3 \cdot 2,18 = 5,98 \text{ kW} \end{aligned}$$

Toplam yıllık tüketim =  $5,98 \cdot 15 \cdot 230 = 20.636 \text{ kWh}$

Toplam yıllık maliyet =  $20.636 \text{ kWh} \cdot 0,76 \text{ TL} = 15.683,36 \text{ TL}$

Toplam maliyet/konut =  $15.683,36 / 100 = 156,83 \text{ TL}$

## Bir pompanın çalışma koşullarındaki değişiklik

Pompa çalışma koşulundan diğer çalışma koşuluna geçtiğinde aşağıdaki durumlar oluşur:

- Debi, devir hızı ile doğru orantılı olarak değişir;
- Basma yüksekliği, devir hızının karesiyle doğru orantılı olarak değişir;
- Harcanan güç, devir hızının kübü ile doğru orantılı olarak değişir.

ve bu sonuçlardan aşağıdaki formüller elde edilir:

$$\begin{aligned} Q_x &= (n_x / n) \cdot Q \\ H_x &= (n_x / n)^2 \cdot H \\ P_x &= (n_x / n)^3 \cdot P \end{aligned}$$

Bu formüller, debi veya pompa basıncı (pompa basma yüksekliği) değiştiğinde gereken güç hesaplamak için kullanılır.

## Örneklere ait verilerin özeti

Üzerinde çalıştığımız örnekler aşağıdaki pompa işletim maliyetlerini (yıllık ve her konut için) göstermektedir:

### Mevcut sistem

|                  |   |
|------------------|---|
| <b>57,15 TL</b>  | sabit debideki ve teorik debide bir artış olmayan vaka çalışmasında |
| <b>98,76 TL</b>  | sabit debideki ve teorik debide % 20 artış olan vaka çalışmasında   |
| <b>156,83 TL</b> | sabit debideki ve teorik debide % 40 artış olan vaka çalışmasında   |

### TRV'ler ile dizayn edilmiş sistem: $\Delta T = 10^\circ C$

|                 |  |
|-----------------|--|
| <b>31,52 TL</b> | değişken debide çalışma ve sabit $\Delta P$ 'de ayar                                 |
| <b>22,84 TL</b> | değişken debide çalışma ve $H_s$ ile $H_s/2$ arasındaki değişken $\Delta P$ 'de ayar |
| <b>14,19 TL</b> | değişken debide çalışma ve $H_s$ ile sıfır arasındaki değişken $\Delta P$ 'de ayar   |

### TRV'ler ile dizayn edilmiş sistem: $\Delta T = 20^\circ C$

|                |  |
|----------------|--|
| <b>9,87 TL</b> | değişken debide çalışma ve sabit $\Delta P$ 'de ayar                                 |
| <b>7,16 TL</b> | değişken debide çalışma ve $H_s$ ile $H_s/2$ arasındaki değişken $\Delta P$ 'de ayar |
| <b>4,44 TL</b> | değişken debide çalışma ve $H_s$ ile sıfır arasındaki değişken $\Delta P$ 'de ayar   |

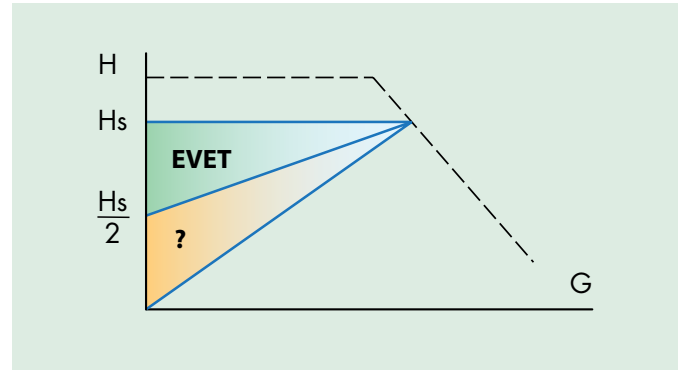
## Önemli noktalar

Elde edilen işletim maliyetlerinden aşağıdaki sonuçlara ulaşabiliriz:

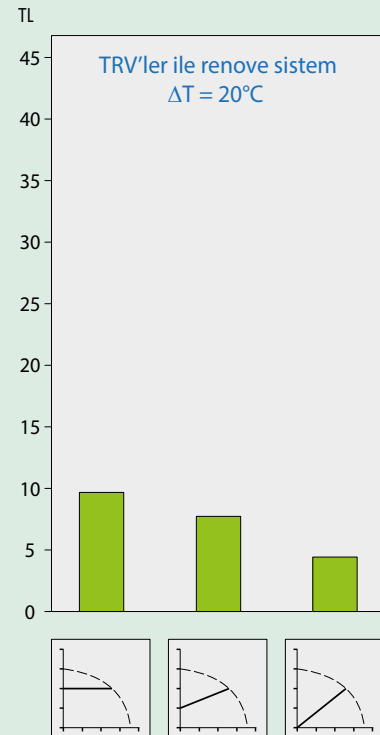
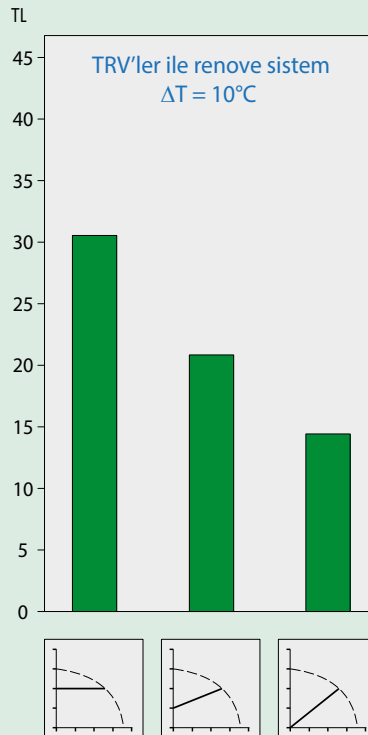
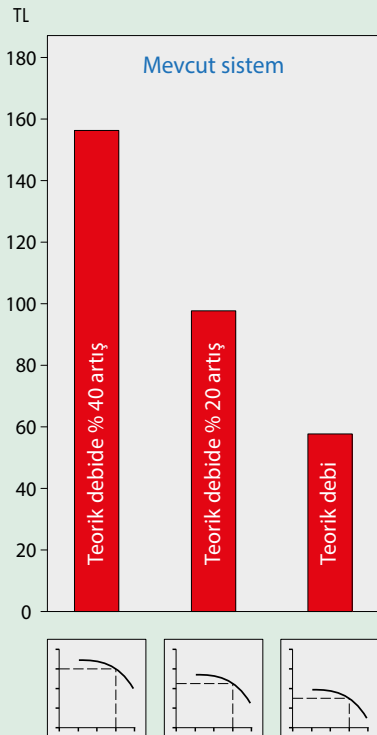
1. Eski manuel sistemlerin TRV'lerle geliştirilmesi ile **büyük tasarruflar** sağlanabilir;
2. Sistemlerin  $\Delta T = 10^\circ C$  yerine  $\Delta T = 20^\circ C$  ile geliştirilmesiyle **önemli tasarruflar** sağlanabilir;
3. Pompa ayar eğrisinin eğiminin artırılması ile **sınırlı tasarruflar** sağlanabilir.

Özellikle yapı geometrisinin çok bilinmediği ve hakim olunamadığı sistemlerde ayar eğrisi eğiminin çok fazla zorlanmaması önerilmektedir. Böyle bir prosedürde, pratikte operasyonel bir tasarruf olduğunu düşünsek bile düşük debili sistemlerde özellikle kiritik devredeki kolonların beslediği radyatörleri yeterli debi ile besleyememe riskiyle karşı karşıya kalırız.

**Bu nedenle maksimum değer yarısından daha az olan minimum basınç değerlerine sahip eğimlerden kaçınmak daha iyi olacaktır.**



## Modellemelere karşılaştırmalı genel bakış

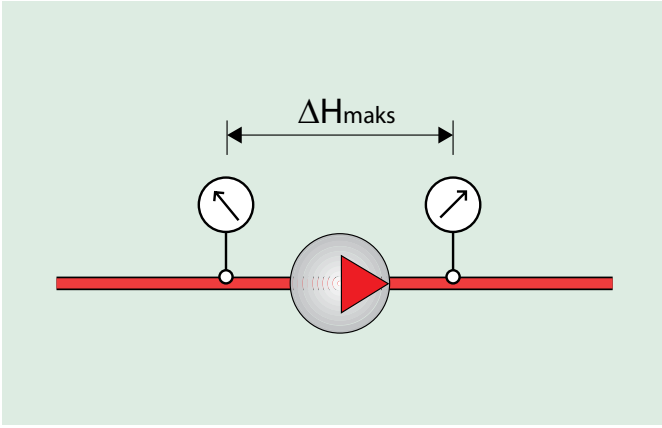


## Dikkat edilmesi gereken diğer noktalar

Pompaların doğru şekilde çalışmasını sağlamak için aşağıdaki noktalar göz önünde bulundurulmalıdır:

### Pompa ayarı

Teori ve pratikteki değer arasında genel olarak önemli farklılıklar olduğundan, **pompaların ayarlanması gereken maksimum basıncı doğru belirlemek kolay değildir.**

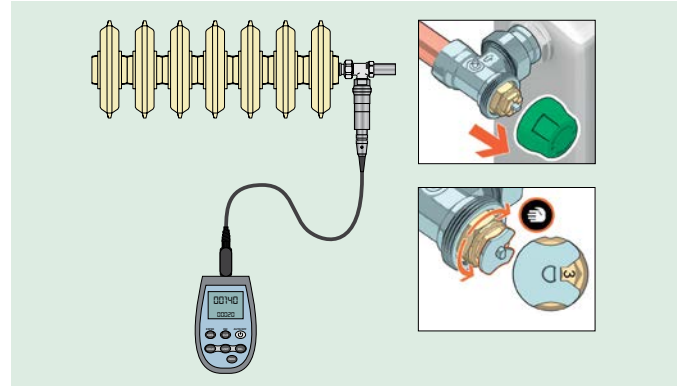


Yenileme durumlarında, özellikle sistem yapısı bilinmiyorsa veya sadece küçük ölçüde biliniyorsa, güçlükler daha da artmaktadır.

Eski tip sistemlerde sistem basınç kayıplarının pompa üzerindeki etkisinden tam olarak emin olamadığımız gerçeği; **pompaların gerçekte olması gerekenden % 30 - 40 daha yüksek basınçla ayarlanmasına neden olmuştur.**

Sonuç olarak bu şekilde yapılandırılan pompalar, olması gerekenden çok daha yüksek işletim maliyetleriyle çalışmaktadır ve hala bu şekilde çalışmaya devam eden sistemlerin var olduğunu biliyoruz.

**Bununla birlikte, son birkaç yıldır söz konusu israfın Dynamical tip (Dinamik tip) vanalarla önlenmesi mümkündür. Bu vanaların ölçüm kitleri; vanaların çalışma fark basıncını ölçmek için kullanılabilir.**



Kit, kritik noktadaki vananın (teorik olarak en uzaktaki vana) çalışma fark basıncının ölçülmesini sağlar ve pompa basma yüksekliğinin, vananın gerekli minimum fark basınç ile çalışmasını sağlayacak şekilde ayarlanmasına imkan verir.

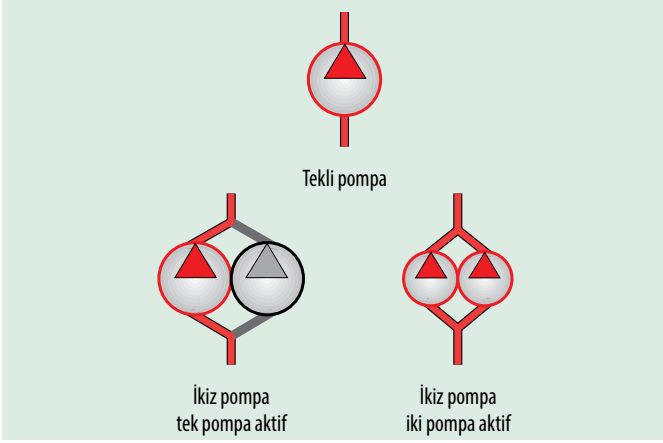
Bu şekilde yapılan bir ayarlama ile sistemde yer alan diğer tüm vanalar gereken minimum fark basınç ile çalışır ve bu sayede hem pompa işletim maliyetleri hem de şebekedeki yüksek basınç dalgalanmaları en aza indirgenir.



## Pompa boyutlandırma

Pompa boyutlandırması hesaplamadaki debilere ve basınç değerlerine göre yapılmalıdır. Pompaların hem normalden küçük hem de normalden büyük boyutlandırılmaması gerekir. Çünkü bu durum pompaların düşük verimlilik bantlarında çalışmasına neden olacaktır.

Hizmet sürekliliği açısından gereksinimlere veya eksikliklere bağlı olarak tekli veya ikiz pompalar kullanılabilir:



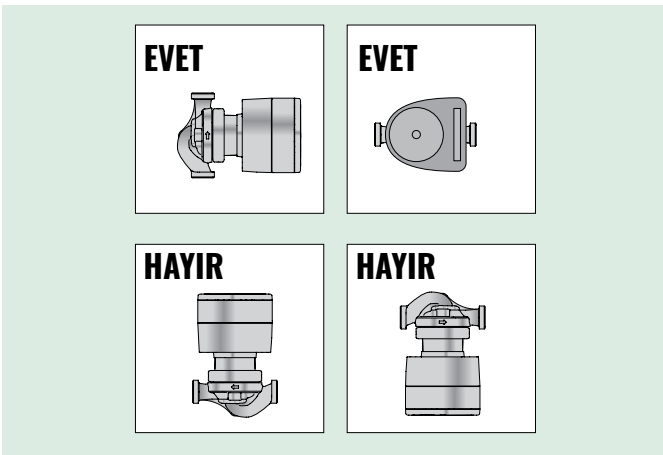
**Tekli pompalar** (daha az maliyetli) ısıtmadaki potansiyel kesintilerin çok önemli olmadığı sistemlerde kullanılabilir.

**Tek pompası aktif ikiz pompalar** (çok maliyetli) pompalardan biri bozulsa bile sistemin sorunsuz çalışmasına imkan tanır.

**İki pompası aktif ikiz pompalar** yukarıda belirtilen maliyetler ve performans seviyeleri arasında iyi bir denge oluşturabilir çünkü bir pompa bozulsa bile sistemin tamamen durması önlenir.

## Kurulum

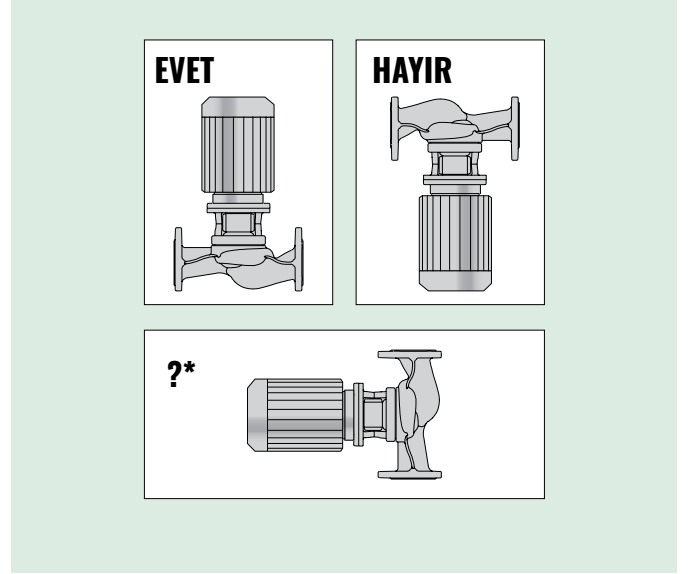
Sirkülasyon pompaları motor mili yatay konumda olacak şekilde yatay veya dikey bir pozisyonda monte edilmelidir.



10–12 kW'nin altında güce sahip pompalar (üretici talimatlarından kontrol edilmesi gerekir) hem yatay hem de dikey borulara kurulabilir.

Öte yandan, daha yüksek motor gücüne sahip pompalar sisteme yatay olarak monte edilmeli ve dikey bir motor kurulumu ile montajı tamamlanmalıdır.

Motorlar aşağıya doğru bakmamalıdır.

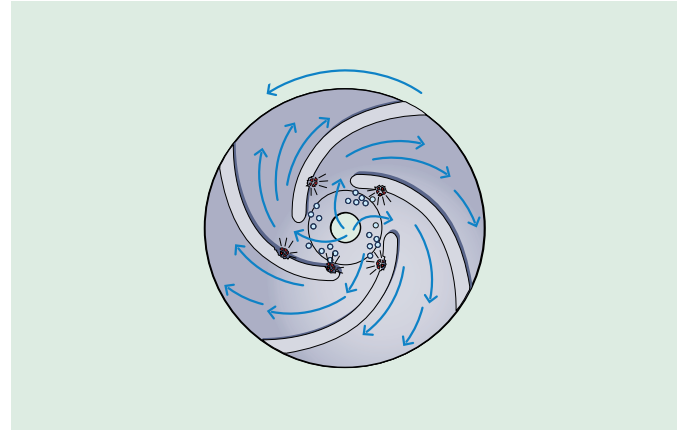


\*Üretici kullanım/montaj kılavuzundan bağlantı detayları kontrol edilmelidir.

## Kavitasyon

Kavitasyon hasarı pompa için bir tehdittir.

Kavitasyon sorunu pompadaki akışkanın mutlak basıncının, buharlaşma basıncı altına düşmesi ile meydana gelir. Bu durum meydana geldiğinde sürekli olarak buhar dolu baloncuklar ve mikro-baloncuklar oluşur ve daha sonra sıvı içinde aniden patlar.



Bu noktada her şey çok hızlı gerçekleşir ve pompa yüksek seslere, titreşimlere; hatta pompa çarklarında, gövdede ciddi deformasyona ve çalışma problemlerine neden olur. Isıtma sistemlerinde kavitasyon, özellikle pompa yüksek basınç gerektirdiğinde ve sistem düşük statik yüke sahip olduğunda meydana gelir.





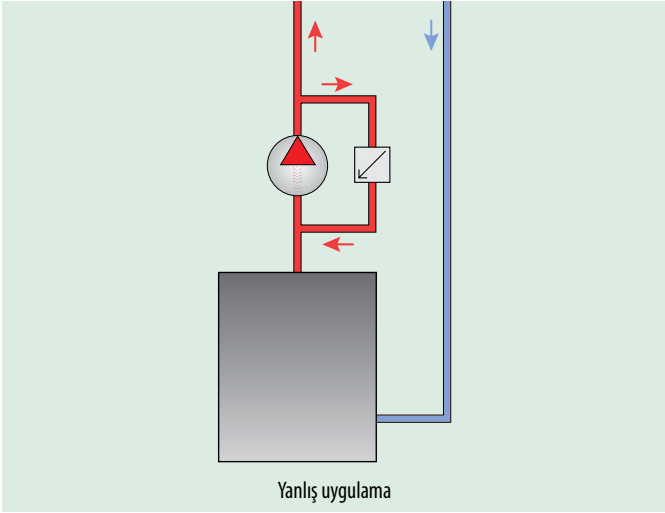
**Bu riski önlemek için pompa girişinde minimum basınç değerini sağlamak gerekir.** Bu, özel bir değer olarak tanımlanır: **NPSH (Net Pozitif Emme Yüksekliği)**. Bu değer **pompa türü, çalışma koşulları**, özellikle termal ortam sıcaklığı ve atmosferik basınca bağlıdır.

Bu nedenle üreticiler genellikle pompa debilerine uygun **NPSH** değeri belirtirler. Yine de bu değerlerin sistemin çalışma koşullarına karşılık gelip gelmediğini veya belli parametreleri dikkate alınması gerekip gerekmediğini kontrol etmek önemlidir.

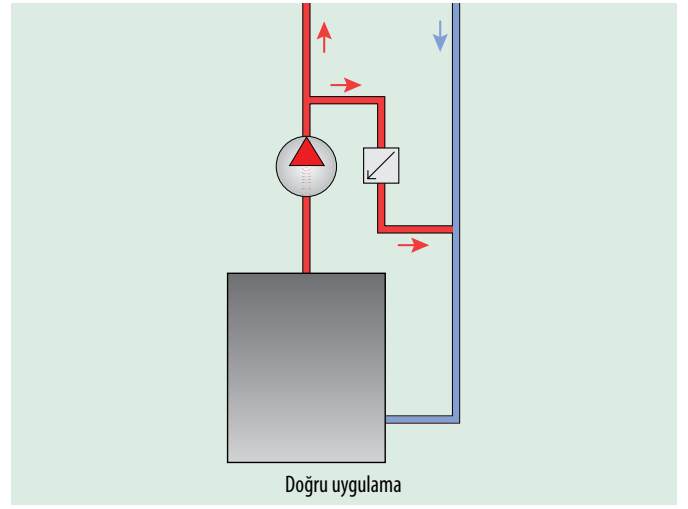
## By-pass

**Pompanın doğru çalışmasını sağlamak için minimum debi koşullarında by-pass yapılması gereklidir.**

Bu amaçla, by-pass uygulaması ve by-pass debisinin, gerekli minimum değere eşit nominal debiye sahip olan bir vana ile ayarlanması tavsiye edilir.



Ancak sistem akışı ve dönüşü arasında doğrudan bağlantı ile by-pass hatlarının oluşturulması tavsiye edilmez. Çünkü bu, dönüş sıcaklığının artmasına ve dolayısıyla yoğunlaşmış kazanların verimliliğinin düşmesine neden olacaktır.

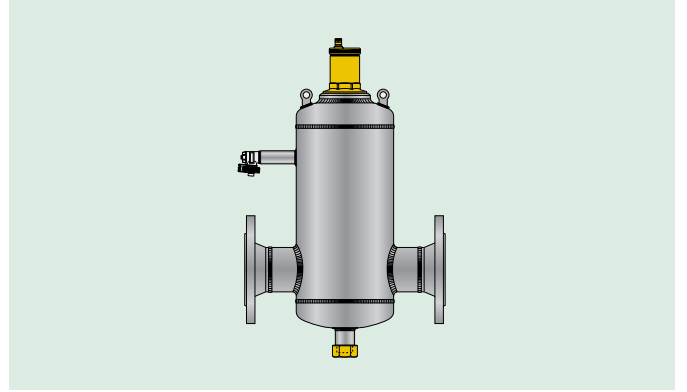


## Sistemden havanın uzaklaştırılması

Pompalar söz konusu olduğunda sistemde var olan hava iki soruna neden olabilir:

- Birinci sorun pompa emiş tarafında hava ceplerinin oluşma olasılığından kaynaklanmaktadır. Bu durum daha düşük verimliliğe ve pompalarda daha fazla aşınmaya yol açmaktadır.
- İkinci sorun ise havadaki oksijenin herhangi bir demir içeren madde ile ilişkisinden kaynaklı pompanın tıkanmasından ve "yanmaya" yol açabilen oksitler oluşturmasından kaynaklanmaktadır.

Bu sorunlar, yalnızca baloncukların değil, aynı zamanda mikro hava baloncuklarının da giderilmesiyle çözülebilir. Bunu sağlamak için, özel hava ayırıcılar kullanılabilir. Bu cihazlar radyal şekilli bir ağdan ve havayı uzaklaştıran bir purjörden oluşur.



Hava ayırıcı içerisinde bulunan ağ yapıya sahip süzgeç, sarmal hareketler yaratarak mikro-baloncukların yukarı hareketiyle birlikte birleşmesini sağlar. Birleşen baloncuklar ise purjörün sağladığı hava tahliyesi ile sistemden uzaklaştırılır.

Hava ayırıcılar, sistemde kritik bölgelerde gizlenmiş hava baloncuklarının absorbe edilmesini sağlayarak pompa içinde sirküle olan suyun düşük hava içeriğine sahip olmasını sağlar ve böylelikle pompanın doğru çalışmasına imkan verirler.

## Tortular, kireç ve korozyon parçaları

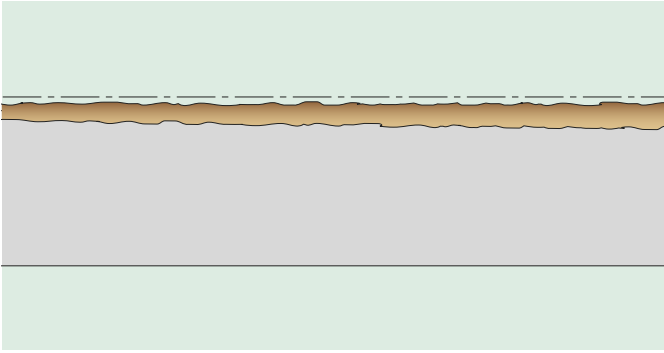
**Pompalar, sürekli hareket halinde olan öğelere sahip hassas ürünlerdir.** Bu özelliklerinden ötürü sistem içindeki suda bulunan tortular, kireç ve korozyon partikülleri tarafından kolaylıkla olumsuz etkilenebilirler.

Bu partiküller aslında iç sürtünmeyi önemli ölçüde artırır ve bu nedenle hem pompanın tıkanmasına hem de "yanmaya" neden olabilir. Bu riskler yeni sirkülasyon pompalarında daha fazla görülmektedir çünkü bu pompalar daha küçük boyutludurlar ve daha yüksek hızda çalışırlar.

Bu nedenle sistemi başlatmadan önce iyice temizlemenin ve uygun şekilde arıtılmış suyla "doldurmanın" yanı sıra, sistemde korozyonun oluşabileceği durumları mümkün olduğunca test etmeniz ve sınırlandırmanız gerekmektedir. Ana çeşitleri aşağıdaki gibidir:

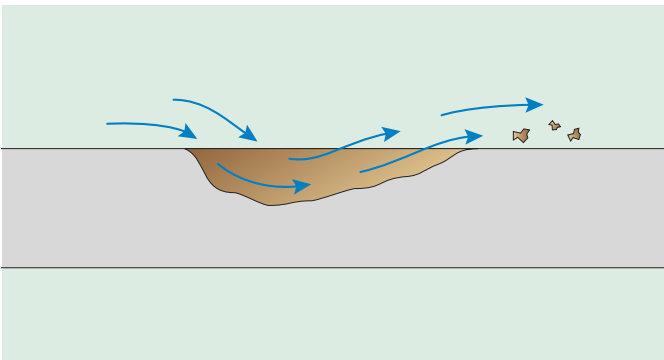
### Üniform korozyon (Genel korozyon)

Üniform korozyon, bir metalin yüzeyinde meydana gelen korozyon ve korozyon sonrasında bozulmanın yüzeyde homojen olarak dağılımı olarak tanımlanır.



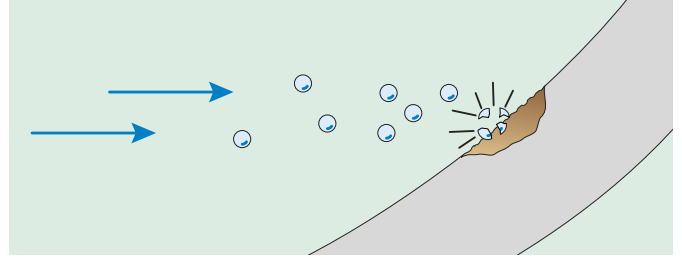
### Korozyon ve aşınma

Bir metal yüzeyin korozyonu, ortamdaki akışın neden olduğu aşınmayla (metalın mekanik olarak aşınmasıyla) hızlanabilir. Bu riske en çok maruz kalan alanlar, yüksek hıza ve güçlü türbülansa sahip olanlardır.



### Kavitasyon korozyonu

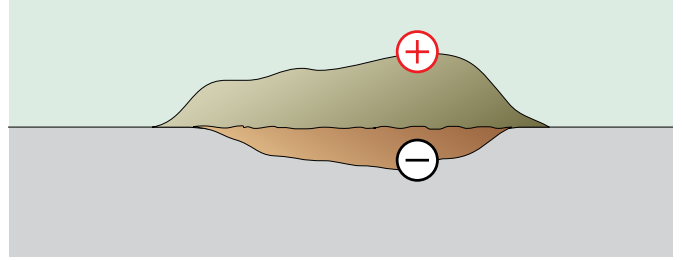
Kavitasyon korozyonu, daha önce gördüğümüz gibi, baloncukların metal yüzeylerin yakınında patlamasının neden olduğu özel bir korozyon türüdür. Bu patlamalar şiddetli bölgesel aşınmaya neden olabilecek basınç dalgaları üretir.



### Farklı yüzeylere bağlı korozyon

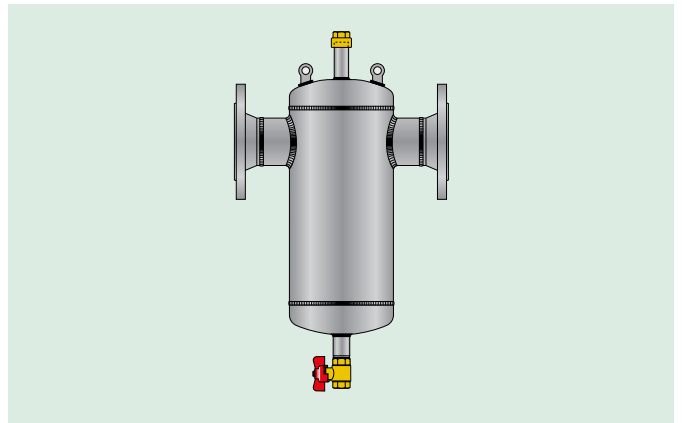
Bu korozyon, ortam akış hızlarının çok düşük olduğu bölgelerde meydana gelir, bu nedenle tortu birikintileri oluşabilir.

Bu korozyonun sebebi, suyun var olduğu durumlarda, metal yüzeydeki tortu birikintisinin farklı oksijen içeriğine sahip iki katmanın oluşmasına yol açmasıdır (su/tortu ve tortu/metal); bu durum iki katman arasında metal yüzeyde korozyona neden olabilecek yerleşik hücrelerin oluşumunu tetikler.



### Tortu tutucular

Isıtma sistemlerinde katı korozyon kalıntılarının oluşmasının neredeyse kaçınılmaz olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle manyetik tortu tutucuların kullanılması uygun olacaktır (bkz. Idraulica No° 2).



Tortu tutucu uygulaması ile birlikte sistemin çalışmasının ilk aşamalarından itibaren suyu yeterince "temiz" tutmak ve rutin bakım prosedürlerini kolaylaştırmak mümkündür.

# Doğru pompa seçimi ve kurulumu için gerekli prosedürler

Aşağıdaki şekilde özetlenebilir:

## Debinin belirlenmesi

**Sistemlerde**, gerekli ısıtma kapasitesi ve tasarım sıcaklık farkına göre hesaplanır.

Diğer yandan **renove edilmiş sistemlerde** bunu radyatörlerin toplam ısıtma kapasitesine ve yenilenen sıcaklık farkına göre belirleyebilirsiniz.

## Basıncın belirlenmesi

**Sistemlerde**, kritik konumda yer alan radyatöre hizmet vermek için gerekli olan basınç kayıplarının (PdC) toplamı olarak hesaplanır.

Diğer yandan **renove edilmiş sistemlerde** bunu ampirik formüller kullanarak belirleyebilirsiniz. Örneğin:

Dinamik tip (Dynamical) vanalarla balanslanan sistemler için geçerlidir.

$$H = PdC_{CHS} + PdC_{\text{ŞEBEKE}} + \Delta P_{DYN}$$

$\Delta P$  ayar vanaları ve ortak vanalarla balanslanan sistemler için geçerlidir.

$$H = PdC_{CHS} + PdC_{\text{ŞEBEKE}} + PdC_{\Delta P} + \Delta P_{VAL}$$

Formülasyon öğeleri:

|                       |   |
|-----------------------|---|
| H                     | = pompa basıncı   |
| $PdC_{CHS}$           | = CHS (merkezi ısıtma sistemi) bileşen basınç kayıpları                                       |
| $PdC_{\text{ŞEBEKE}}$ | = CHS'yi kritik konumdaki radyatöre bağlayan borulardaki sürekli gerçekleşen basınç kayıpları |
| $\Delta P_{DYN}$      | = kritik konumdaki Dinamik tip (Dynamical) vana için gereken minimum basınç                   |
| $PdC_{\Delta P}$      | = harici $\Delta P$ regülatörleri için basınç kayıpları                                       |
| $\Delta P_{VAL}$      | = kritik konumdaki TRV için gereken minimum basınç  |

Şebeke PdC'leri aşağıdaki formülle belirlenebilir:

$$PdC_{\text{ŞEBEKE}} = L \cdot r \cdot 1,3$$

Formülasyon öğeleri:

|     |  |
|-----|--|
| L   | = CHS ve kritik konumdaki vana arasındaki boruların uzunluğu                   |
| r   | = sabit doğrusal basınç kayıpları, genellikle 0,1 ila 0,2 kPa arasında değişir |
| 1,3 | = bölgesel basınç kayıpları için düzeltme faktörü                              |

## Pompaların seçimi ve kurulumu

Daha önce belirtildiği gibi, pompalar hesaplanan debilere ve basınç değerlerine göre, olması gerekenden büyük ya da küçük boyutlandırılmadan ve sağlamayı düşündüğünüz hizmet sürekliliğine veya kesintilerine bağlı olarak seçilmelidir.

Pompalar ayrıca üreticinin talimatlarına uygun, motorlarının ve elektronik ünitelerinin doğru şekilde montajının sağlanabileceği uygun yerlere kurulmalıdır.

## Kontrol vanası ayarı

**Harici  $\Delta P$  kontrol vanaları** bulunan sistemlerde (tasarım ölçümlerine dayanarak), vanaların ön-ayarını TRV'lerde olduğu gibi ayarlayın.

**TRV'leri Dinamik (Dynamical) tipte olan sistemlerde ise** yalnızca bu vanaların ayarlanması gerekmektedir.

## Pompa ayarı

Daha önce gördüğümüz gibi, sistemdeki debi talebi azaldıkça (özellikle renove edilmiş sistemlerde) fark basınç değerlerinin yüksek olması sistemdeki radyatörlerin soğuk kalmasına neden olabilir. Böyle bir kullanım tavsiye edilmez.

Pompaların ayar eğrilerinde yapılacak doğru düzenlemeler doğrultusunda belli bir tasarruf seviyesi mümkündür; ancak bu tasarruf seviyesine bir kaç yıllık bir sistem işletimi ile ulaşılabileceği dikkate alınmalıdır.

## Sistemin temizlenmesi

Sistem devreye alınmaya hazır duruma geldiğinde bir veya daha fazla kez su ile sistem çevrimi yapılmalı ve gerekirse çeşitli tortuların, kirecin ve pasın uzaklaştırılmasını kolaylaştırmak amacıyla özel kimyasal katkıları ile sistem temizlenmelidir.

## Pompanın çalıştırılması

Sistemin devreye alımı sırasında yetersiz basınç kaviteye sebep olduğundan ve sisteme hava girmesine neden olabileceğinden dolum basıncı dikkatlice kontrol edilmelidir.

Pompanın kuru iken çalıştırılmasından da kaçınılmalıdır çünkü rotor bölmesinde hava cepleri bulunur ve dönen parçalar uygun şekilde soğutulmadığı ve yağlanmadığı zaman pompaya ciddi şekilde zarar verebilir.

# RE-SİRKÜLASYON SİSTEMLERİ

Mattia Tomasoni ve Alessia Soldarini

Merkezi üretim sisteminde, kullanım sıcak su (KSS), özel dağıtım devreleri sayesinde kullanıcılara ulaşır. Doğası gereği, **kullanım sıcak su talep ve ihtiyaçları aynı değildir ve bina türüne, kullanıcı rutinlerine bağlı olarak değişkenlik gösterir.** Bu değişkenlik, bazı durumlarda devrede onlarca metre uzunluğundaki borularda bulunan suyun soğumasına neden olabilir. Bu durum, kullanım sıcak su dağıtımı açısından konforda bir düşüğe neden olmasının yanı sıra; Lejyonella gibi bakterilerin çoğalmasına yol açtığından sağlık açısından ciddi sorunlara neden olabilir.

Bu sorunları önlemenin temel iki yolu bulunmaktadır:

- Kullanım sıcak suyu taşıyan boruların içinde istenen sıcaklığı korumak için **ısıtma kabloları kullanmak,**
- Sisteme bir **KSS re-sirkülasyon devresi kurmak.**

**Isıtma kablolarının kullanımı** elektrik tüketimi ve sistemin branşlara ayrılmasından kaynaklı yaşanabilecek güçlüklerle ilişkili olarak ancak küçük uygulamalarda veya devrelerin uç kısımlarında kullanım ile sınırlıdır.

Bununla birlikte **re-sirkülasyon devresi** aşağıdaki nedenlerden dolayı en sık kullanılan sistemdir:

- Tüm musluklardan tasarım kullanım suyu sıcaklığında **hızlı sıcak su teminini sağlar,**
- Borunun içindeki kullanılmayan ve soğumuş sudan kaynaklı **su israfını önler,**
- Sistem içindeki kullanılmayan ve soğumuş sudan kaynaklı **su israfını önler,**
- Suyun **sürekli hareket etmesini sağlayarak** durgunluğu engeller ve boruların içindeki biyofilm oluşumları ile mücadele eder,
- Lejyonella bakterilerinin **çoğalmasını önler.**

İşte bu sebeplerden dolayı yazımızın devamında re-sirkülasyon sistemlerini analiz edecek, başlıca türlerini inceleyecek, doğru şekilde boyutlandırmak ve dengelemek için kullanılan yöntemleri özetleyeceğiz. Daha sonra sistem yönetimi stratejilerini ele alacağız. Son olarak ise parametreleri analiz ederek sisteme bağlı enerji dağılımını inceleyeceğiz.

## KSS için re-sirkülasyon sistemi kullanımının avantajları

Doğru KSS sıcaklığını korur

Suyu hareket halinde tutar

Hızlı KSS dağıtımı yapar

Bakteri çoğalmasını ya da biyofilm oluşumunu engeller

Gereksiz su israfını önler

Risk altındaki yapılarda hijyen ve sağlık açısından daha fazla güven sağlar

## Re-sirkülasyon sistem tipleri

Re-sirkülasyon sistemleri, KSS dağıtım borularına bağlandıkları noktaya göre aşağıdaki şekilde gruplandırılır:

- Ana dağıtım hattından kullanıcı noktasına re-sirkülasyon,
- Kat seviyesindeki re-sirkülasyon,
- Kolonlardaki re-sirkülasyon.

### Ana dağıtım hattından kullanıcı noktasına ve kolektördeki re-sirkülasyon

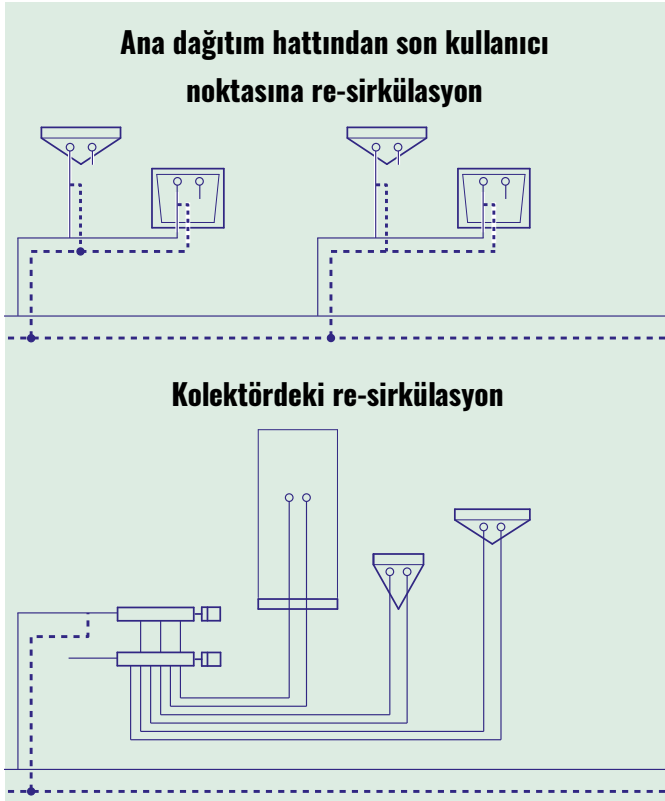
Bu tip, **ana dağıtım hattından son kullanım noktalarına ulaşan** en fazla dağıtım koluna sahip re-sirkülasyon türüdür.

Bu uygulamanın sağladığı bir çok avantaj vardır. Bunlar **kullanım sıcak su dağıtımında en yüksek konfor düzeyini sağlaması** ve suyun sürekli sirkülasyonda olmadığı KSS besleme hattındaki dağıtım kollarının sayısını en aza indirmesidir.

Bu son avantaj özellikle hastaneler, bakım evleri ve oteller gibi hijyen ve sağlığın söz konusu olduğu yapılarda özellikle önemlidir.

Bununla birlikte ana dağıtım hattından kullanıcı noktasına re-sirkülasyon, **yüksek inşaat maliyetlerine** ve çok kapsamlı devrelerde debinin doğru balanslanmaması ile ilgili sorunlara sebep olurlar.

Tüm bu sayılan nedenlerden ötürü bu sistem; **sağlık hizmeti veren yapılarda, otellerde** ve daha fazla konfor için tasarlanan **büyük ya da lüks özel konutlarda en yaygın kullanılan sistem çözümdür.**

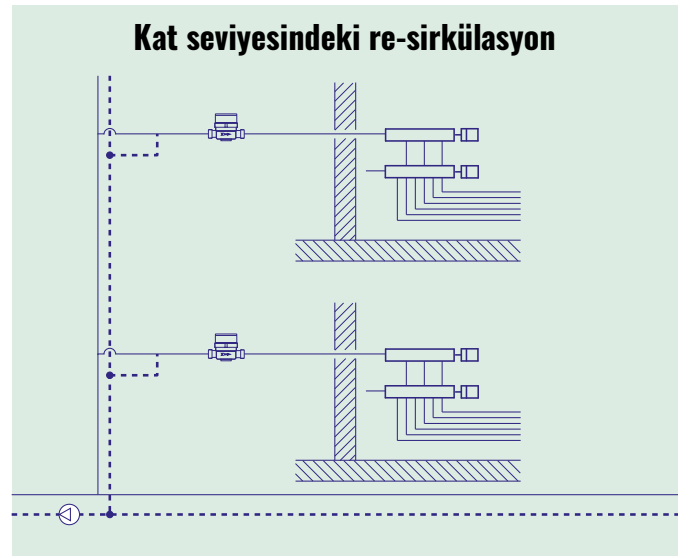


### Kat seviyesindeki re-sirkülasyon

Bu tür re-sirkülasyon **konutların daire önu dağıtım şaftlarına gider**. Bu tip bir re-sirkülasyon sistemi, ana dağıtım hattından son kullanıcı noktasına re-sirkülasyon sistemlerinden daha düşük maliyetle **iyi bir konfor seviyesi** sağlamak için kullanılabilir.

Çoğunlukla **yatay dağıtım sistemine sahip konutlarda** yaygın olarak kullanılan çözümdür.

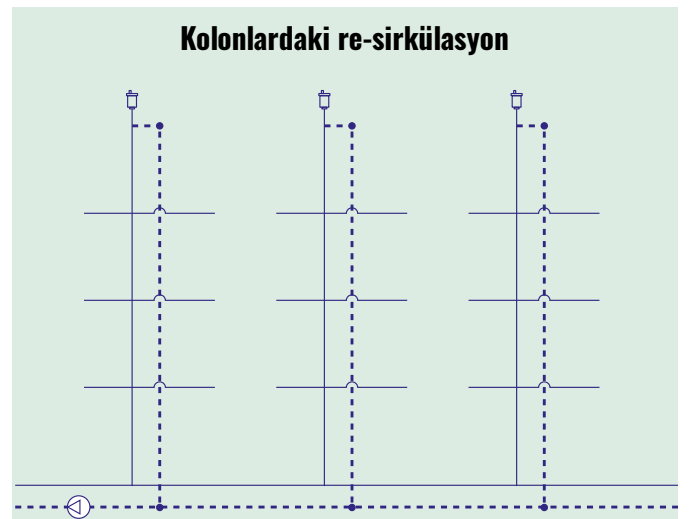
Bunlar aynı zamanda konut KSS sayaçlarının doğru şekilde kurulmasına izin veren tekil re-sirkülasyon sistemleridir.



### Kolonlardaki re-sirkülasyon

Bu tür bir re-sirkülasyon, binaların içindeki kolonların uç noktasındaki dağıtım borularına ulaşan re-sirkülasyon türüdür.

Yapılandırması kolay olduğundan yaygın olarak kullanılan bir çözümdür. Ayrıca uygun vanaların eklenmesiyle kolonlardaki debinin homojen bir şekilde dağılımını, balanslayarak sağlar.





## Re-sirkülasyon sistemi boyutlandırılması

Boruların boyutlandırılması, re-sirkülasyon sisteminin türüne bakılmaksızın belli parametreler ve tasarım seçenekleri kullanılarak yapılmalıdır:

- Borulardaki ısı kaybı,
- Kullanım sıcak su dağıtım sıcaklığı,
- Tasarım basınç kaybı,
- Tasarım sıcaklık farkı,
- Kullanım sıcak su dağıtım süresi.

### Borulardaki ısı kaybı

Borulardaki ısı kaybı **en önemli tasarım parametresidir**. Çünkü bu parametre, re-sirkülasyon sistemi ile sağlanması gereken ısıtma kapasitesini etkilemektedir.

Sıcak su üreticisi tarafından dağıtılan toplam enerji doğrudan ısı kaybına bağlı olduğundan **bunun mümkün olduğunca sınırlandırılması aşağıdakileri sağlar**:

- Boru çaplarının ve sirkülasyon pompalarının boyutunun azaltılmasıyla **re-sirkülasyon sistemlerinin optimizasyonu**,
- Harcanan **enerjinin azalması** ve sonuç olarak re-sirkülasyon sisteminin olmasına bağlı olarak daha düşük maliyetlerin oluşumu.

**İyi yalıtılmış ve yeni döşenen boruların** ısı dağılımı genel olarak şu şekilde değerlendirilebilir:

$$q_{\text{boru}} = 7 \text{ W/m (yakl. 6 kcal/sa.m)}$$

Dağılım için daha net bir hesaplama analitik formüller kullanılarak gerçekleştirilebilir veya yan sayfada gösterilen grafiklerden değerler elde edilebilir.

Borulardaki ısı kaybını belirleyen parametreler şunlardır:

- **Boruların çapı**: Daha büyük boyutlar, daha yüksek ısı dağılımı değerlerine karşılık gelmektedir. Bu nedenle, dağıtım hattındaki ana branşların yalıtımına daha fazla dikkat edilmesi gerekmektedir.
- **Boru yalıtımı**: Bu parametre yalıtımın kalitesine (ısı kaybını engelleme kapasitesi ile belirlenir) ve kalınlığına bağlıdır. Yandaki grafikler, etkili bir malzeme kullanıldığı varsayılarak, yalıtım kalınlığı değiştiğinde borulardaki ısı kaybının değişimini göstermektedir.

Gördüğümüz gibi, yetersiz yalıtım kalınlığı veya yalıtım olmaması, boyutlandırma hesaplamalarında genel olarak varsayılandan çok daha büyük ısı kayıplarına yol açmaktadır.

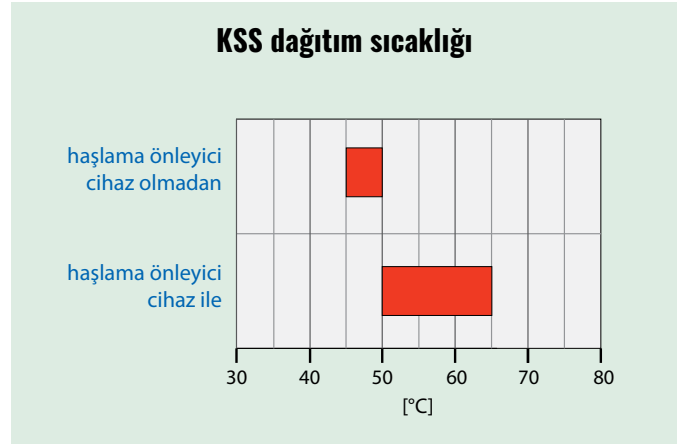
- **Boru içindeki suyun ve borunun monte edildiği alandaki dış havanın sıcaklığı**: Sıcak su dağıtım sıcaklığı aşağıda ayrıca ele alınacaktır ancak şu söylenebilir ki: Ortam hava sıcaklığının mümkün olduğu kadar yüksek derecelerde olması sistemin doğru çalışabilmesi için önemlidir. Bu nedenle dağıtım kollarının açık alanlarda veya soğuk ortamlarda olmasından kaçınılmalıdır.

### KSS dağıtım sıcaklığı

Konfor açısından **KSS kullanıcıya en az 43 °C sıcaklıkta ulaşmalıdır**.

Hastane ve otellere hizmet veren sıcak su üreticisinin, termal dezenfeksiyon gerçekleştirmek için KSS sıcaklığını 50 °C'nin üzerinde tutması gerekir. Bu tür sistemlerde aşağıdakiler önemlidir:

- Dağıtım ve re-sirkülasyon devreleri için yalıtımın dikkatle belirlenmesi;
- Ana dağıtım çıkışlarına haşlama önleyici cihazların takılması.

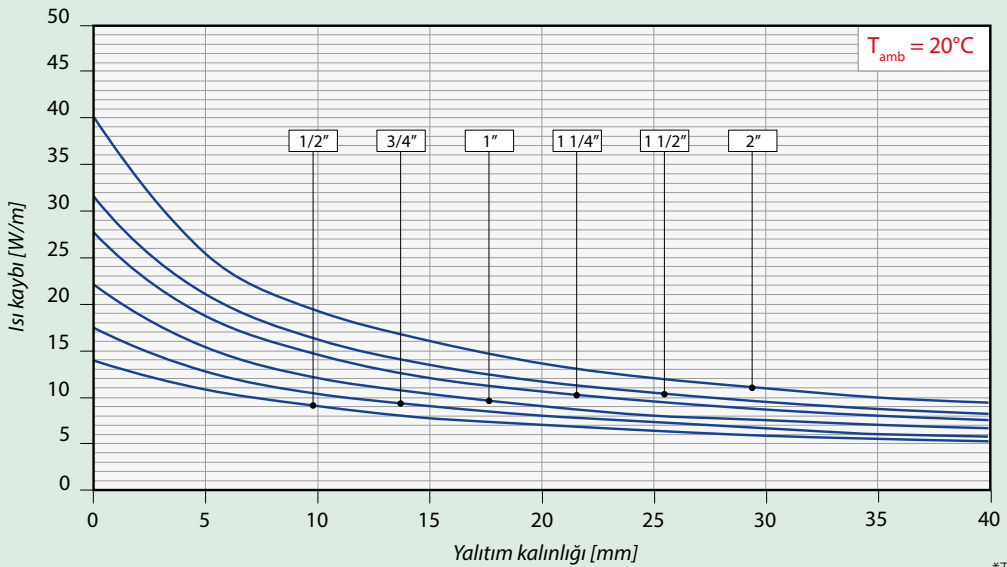
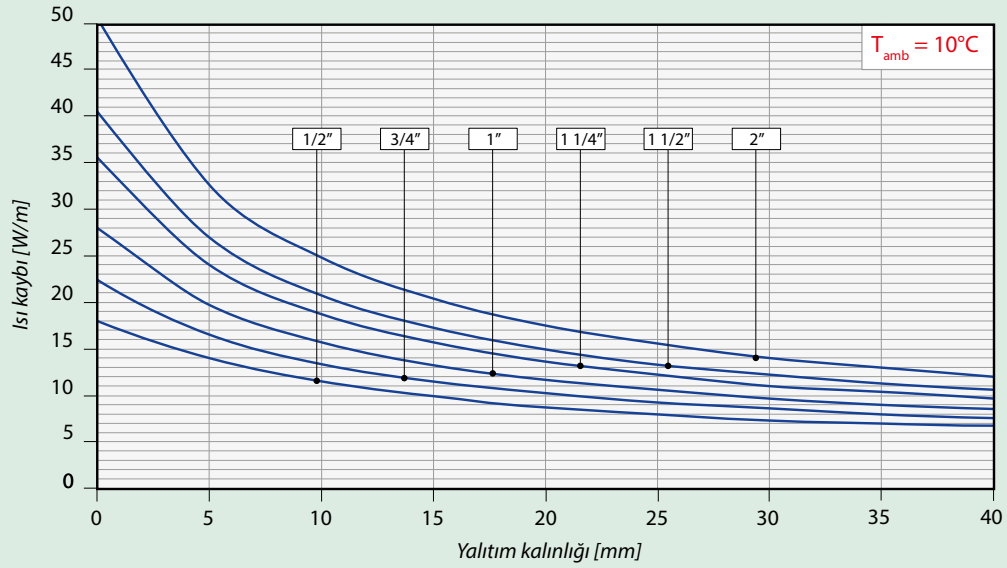
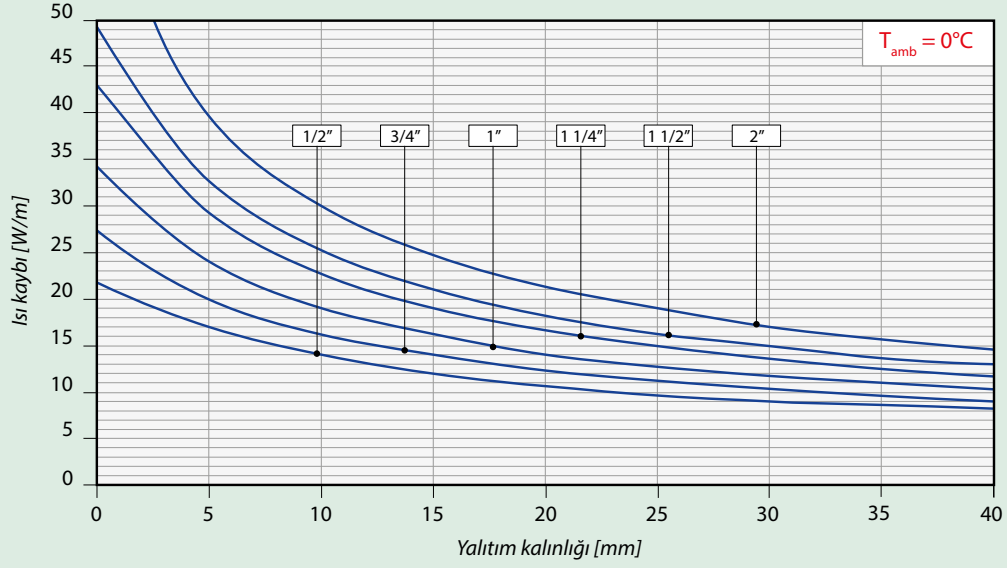


### Tasarım basınç farkı

Re-sirkülasyon sistemi genelde yaklaşık **0,2 kPa basınç farkı** ile boyutlandırılmaktadır. Bu değer, boruların boyutu ile gerekli minimum sirkülasyon pompası performans seviyeleri arasında iyi bir denge sağlanmasını mümkün kılar.

## Ortam sıcaklığı değiştikçe yalıtım kalınlığına bağlı olarak boruların ısı kaybı

Yalıtım malzemesinin ısı iletkenliği  $\lambda_1 = 0,040$  [W/m<sup>2</sup>K]



\* $T_{amb}$ : Termal Ortam Sıcaklığı

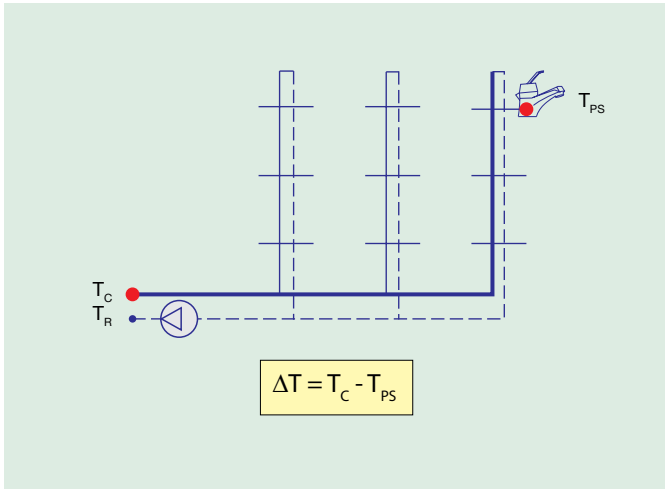
## Tasarım sıcaklık farkı

Boyutlandırma, sistemin iki noktası arasında belirli bir sıcaklık farkının uygulanmasına dayanmaktadır. Bu noktalar aşağıdaki gibidir:

### • Şebeke besleme noktası ve kritik devre

$\Delta T$ , şebeke besleme noktasındaki sıcaklık ( $T_C$ ) ile kritik devredeki çıkış suyu sıcaklığı ( $T_{PS}$ ) arasındaki sıcaklık farkı olarak kabul edilir.

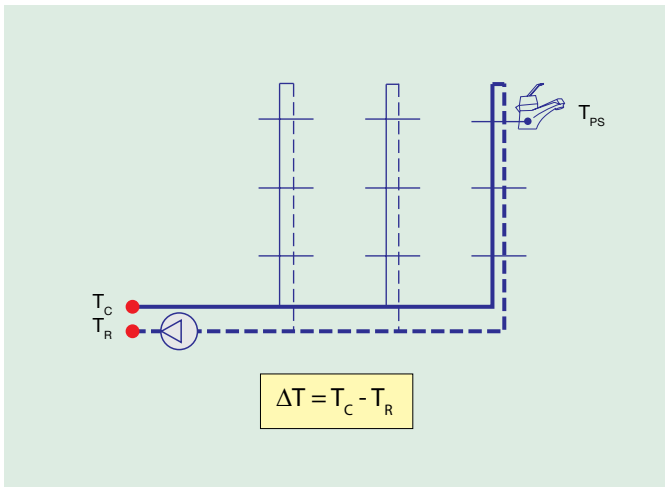
Isı kaybı ile sıcaklık farkı arasındaki bağlantıdan doğan **tasarım debisi; sadece besleme şebekesinden gelen dağılım kullanılarak hesaplanır**. Sonuç olarak, bu prensibin izlenmesi ile teorik olarak re-sirkülasyon sistemi borularını değil, sadece KSS akış borularını uygun şekilde yalıtım mümkündür. Ancak bu tercih daha fazla ısı kaybına yol açar ve ekonomik / mali açıdan uygun bir seçim değildir.



### • Şebeke besleme noktası ve merkezi ısıtma sistemine dönüş hattı

$\Delta T$ , şebeke besleme noktası ( $T_C$ ) ve dönüş noktası ( $T_R$ ) arasındaki sıcaklık farkı olarak kabul edilir.

Bu seçimde Lejyonella riskini önlemek için dönüş hattı sıcaklığı göz ardı edilemez. **Tasarım debisi** sadece besleme şebekesinden dağıtım dikkate alınarak değil; aynı zamanda re-sirkülasyon sisteminden dağıtım dikkate alınarak belirlenir.



Genel olarak, KSS akış sıcaklığını sınırlamak ve devre içindeki sıcaklığın homojenliğini korumak için **2-3 °C** civarlarında oldukça **küçük termal farklar** kabul edilebilir.

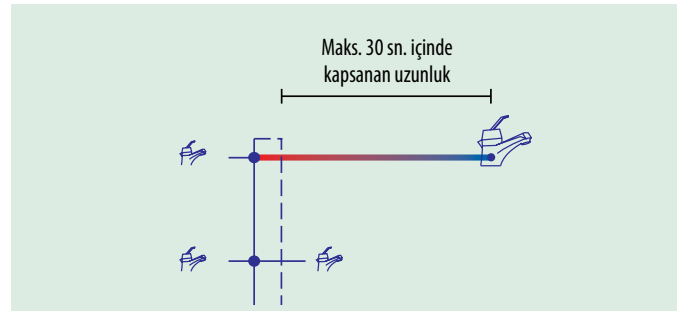
## Kullanım sıcak su dağıtım süresi

Bu son parametre, boruların boyutunu doğrudan etkilemez ancak re-sirkülasyon sistemi bağlantısının korunabileceği mesafenin belirlenmesi açısından faydalıdır.

Hem konfor hem de düzenleme amacıyla, **tasarım sıcaklığındaki KSS sınırlı bir süre içerisinde** (genellikle 30 saniye) **kullanım noktasına ulaşmalıdır**.

Bununla birlikte, sistemin daha doğru bir şekilde çalışabilmesi için **re-sirkülasyon olmayan bölümde bulunan su miktarının en fazla 3 litre olması gerekmektedir**.

Borunun boyutuna ve KSS debisine bağlı olarak, farklı mesafeler ve teslim süreleri geçerli olacaktır (aşağıdaki tablolara bakın).



Debi 0,05 l/sn

| Boyut | Hız       | Kat edilen L 30 sn'de | Su içeriği |
|-------|-----------|-----------------------|------------|
| Ø20   | 0,13 m/sn | 4 m                   | 1,5 litre  |
| Ø25   | 0,08 m/sn | 2,5 m                 | 1,5 litre  |
| Ø32   | 0,05 m/sn | 1,5 m                 | 1,5 litre  |

Debi 0,1 l/sn

| Boyut | Hız       | Kat edilen L 30 sn'de | Su içeriği |
|-------|-----------|-----------------------|------------|
| Ø20   | 0,27 m/sn | 8 m                   | 3 litre    |
| Ø25   | 0,17 m/sn | 5 m                   | 3 litre    |
| Ø32   | 0,10 m/sn | 3 m                   | 3 litre    |

Debi 0,2 l/sn

| Boyut | Hız       | Kat edilen L 30 sn'de | Su içeriği |
|-------|-----------|-----------------------|------------|
| Ø20   | 0,54 m/sn | 16 m                  | 6 litre    |
| Ø25   | 0,34 m/sn | 10 m                  | 6 litre    |
| Ø32   | 0,20 m/sn | 6 m                   | 6 litre    |

Bazı durumlarda minimum teslim süresi kriteri öncelikli iken bazı durumlarda borularda bulunan su hacmi daha önemlidir.

## Re-sirkülasyon hattı debi hesabı

Her bir boru kesitinde ısı dağılımını dengelemek için ihtiyaç duyulan debiler aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\Delta T = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

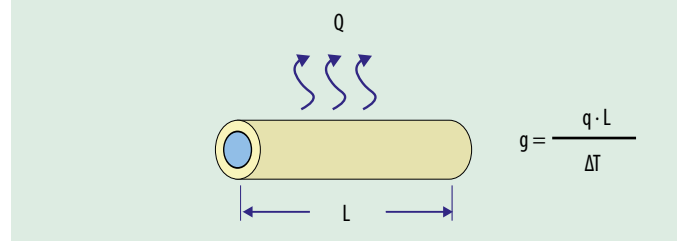
Kullanım suyu sıcaklığı ve re-sirkülasyon sıcaklığı arasında izin verilen maksimum tasarım sıcaklık farkı.

$$q = 6 \text{ kcal/sa m}$$

**bir metre boru için** (binalarda sirkülasyondaki sıcak suyu taşıyan yalıtılmış borulardaki) **ısı kaybı**.

$\Delta t$ 'yi garanti etmek için kullanılan spesifik debi, L boru uzunluğu bilindiğinde aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$g = (q / \Delta T) \cdot L$$



Borulardaki ısı dağılımını dengelemek için gerekli olan **toplam tasarım debisi** ( $G_{TOT}$ ), belirli debilerin ( $g$ ) toplamıdır ve re-sirkülasyon devresi içerisinde kolon dağılımında farklı bölgelere **dağılmaktadır**. Aşağıda, kritik noktaya doğru ısı ve ihtiyaç olan debinin ulaşması için kullanılan iki yöntemi inceleyeceğiz. Her biri farklı bir yaklaşıma sahip olmasına rağmen, her ikisinde sıcaklığın tüm devrede uygun bir şekilde korunmasını sağlamaktadır.

## Orantılı Dağıtım Yöntemi

**Toplam tasarım debisi** ( $G_{TOT}$ ) bölümlerin her birindeki özel debilerin ( $g$ ) toplamıdır:

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

**Ana dağıtım noktasına en yakın noktadan başlayarak (A noktası)** aşağıdaki şekilde hesaplayabiliriz:

- **Kolon 1 için tasarım debisi** ( $G_1$ ):

$$G_1 = G_{TOT} \cdot \frac{g_1}{g_A}$$

Burada:

$$g_1 = (q / \Delta T) \cdot L_1 \quad \text{Kolon 1'e ait debi}$$

$$g_A = g_1 + g_2 + g_3 + g_{A-B} + g_{B-C}$$

A noktasının yatay yönü için toplam debi.

- **A-B bölümü için tasarım debisi** ( $G_{A-B}$ ):

$$G_{A-B} = G_{TOT} - G_1$$

Sonraki B noktası için aynı şekilde devam edin:

- **Kolon 2 için tasarım debisi** ( $G_2$ ):

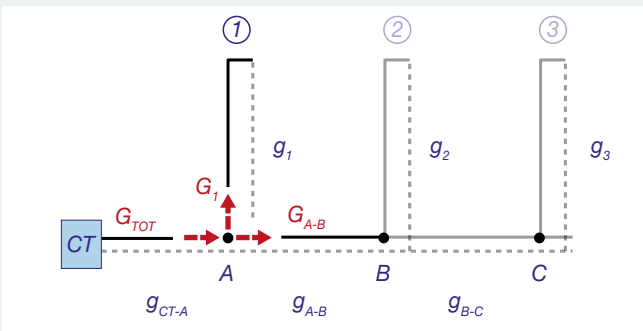
$$G_2 = G_{A-B} \cdot \frac{g_2}{g_B}$$

Burada:

$$g_B = g_2 + g_3 + g_{B-C}$$

B noktasının yatay yönü için toplam debi.

Son kolona ulaşana dek aynı şekilde devam edin.



## Basitleştirilmiş Dağıtım Yöntemi

**Toplam tasarım debisi** ( $G_{TOT}$ ) bölümlerin her birindeki özel debilerin toplamıdır:

$$G_{TOT} = g_1 + g_2 + g_3 + g_{CT-A} + g_{A-B} + g_{B-C}$$

**Teorik olarak kritik devredeki kolondan başlayarak (Kolon 3)** aşağıdaki gibi hesaplama yapabiliriz:

- **Kolon 3 için** ( $G_3$ ) **tasarım debisi** kolonun bağlantılı bölümünden belirli bir debi hesaplanarak ilerlenir:

$$G_3 = g_3 + g_{B-C}$$

Burada:

$$g_3 = (q / \Delta T) \cdot L_3 \quad \text{Kolon 3 için özel debi}$$

$$g_{B-C} = (q / \Delta T) \cdot L_{B-C} \quad \text{Bölüm B-C için özel debi}$$

- **Bölüm B-C** ( $G_{B-C}$ ) için tasarım debisi  $G_3$  debisine karşılık gelir.

Bir sonraki noktayı (B noktası) hesaplarırken aynı yöntem izlenir:

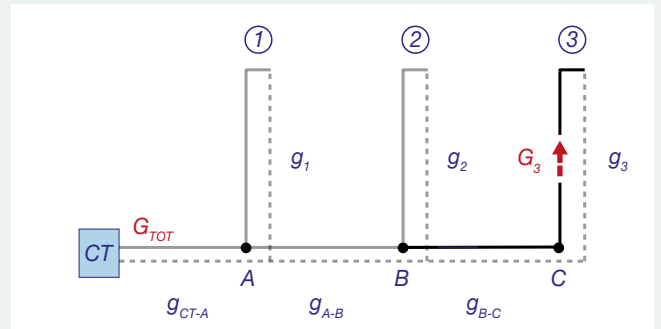
- **Kolon 2 için tasarım debisi** ( $G_2$ ):

$$G_2 = g_2 + g_{A-B}$$

- **A-B bölümü için tasarım debisi:**

$$G_{A-B} = G_3 + G_2$$

İlk kolona ulaşana dek aynı şekilde devam edin.

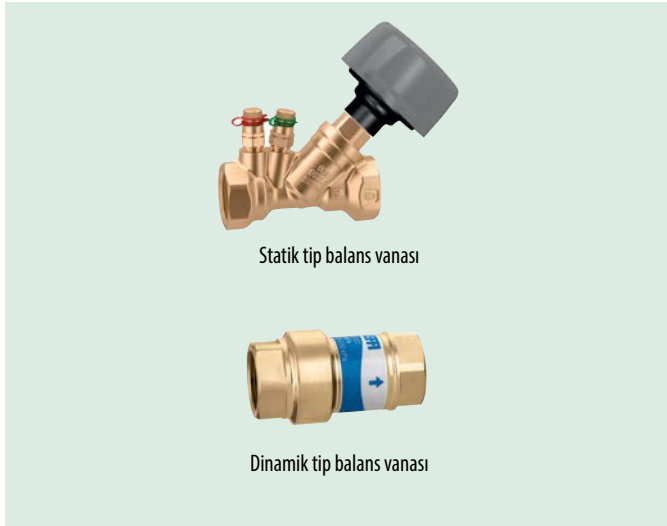


## Sistem balanslama

Re-sirkülasyon devrelerinin balanslaması, ilk çıkış noktasındaki branşman ya da kolonların ihtiyacı olandan fazla debi çekmesini engelleyerek, kritik devredeki hatta doğru debinin taşınması sağlar. Balanslama yapılmamış bir sistemde kolonlar arasında ciddi sıcaklık farklılıkları meydana gelir.

Bir re-sirkülasyon sisteminde debi aşağıdaki modellemelerle **homojen olarak dağıtılabilir**:

- **Statik tip manuel balans vanaları kullanarak:** Bu cihazlar ile çözüm yapıldığında devreye alma aşamasında doğru ayar yapıldığından emin olmak gerekmektedir.
- **Dinamik tip debi limitlemeli (AUTOFLOW) vanalar kullanarak:** Bu cihazlarla çözüm yapıldığında sistem boyutlandırma ve devreye alma süreçleri daha kolay ve hızlıdır. Dinamik tip balans vanası kullanılan bir sistemin kısmi devre yüklerine karşı çalışma performansı %100'dür.



Statik veya dinamik tip balans vanalarının kullanıldığı bir sistem, **anlık kullanım suyu sıcaklık değişimlerine, kullanıcı tarafından sıcaklık farklarına ve sıcak su üreticisinde oluşan sıcaklık dengesizliğine karşı tam performans gösteremez.**

Bu değişkenleri doğru kontrol etmek termostatik bir düzenleyici ile mümkündür. Bu tip vanalar sıcaklık kontrolü prensibi önceliği ile debinin geçişini otomatik olarak kontrol eder.

## Termostatik düzenleyici

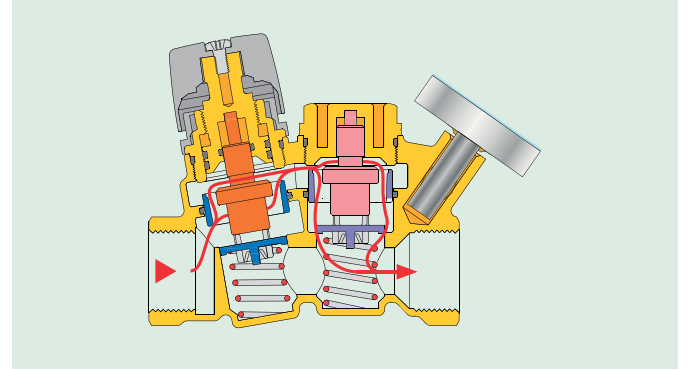
Termostatik düzenleyici içinde yer alan **özel bir termal modül aracılığı ile akışkan ortam debisini su giriş sıcaklığına bağlı olarak ayarlar.**

### Sıcaklık kontrolü

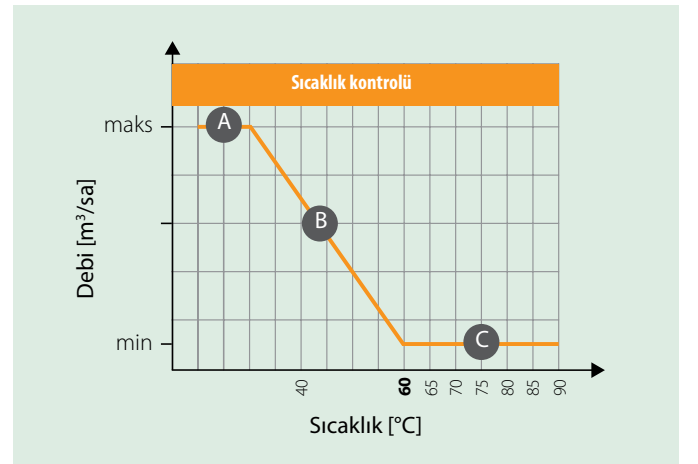
Girişteki suyun sıcaklığı 30 °C'den düşük olduğunda, termostatik sensör tarafından kontrol edilen obtüratör tamamen açıktır. **(Aşama A).**

Girişteki suyun sıcaklığı ayarlanan değere yaklaştıkça, obtüratör geçişini kademeli olarak azaltır ve böylece diğer bağlı olduğu devrelere sirkülasyonu yönlendirir **(Aşama B).**

Bu, bir sisteme ait tüm bölümlerin istenen sıcaklık değerine ulaşmasını sağlayarak etkili bir termal balanslama sağlar.



Girişteki suyun sıcaklığı ayarlanan değeri (genellikle 55 °C) aştığında, obtüratör sirkülasyondaki akışkan ortamın sıcaklığını kontrol etmek için geçişi en aza indirir **(Aşama C).**





## Termostatik termal dezenfeksiyon

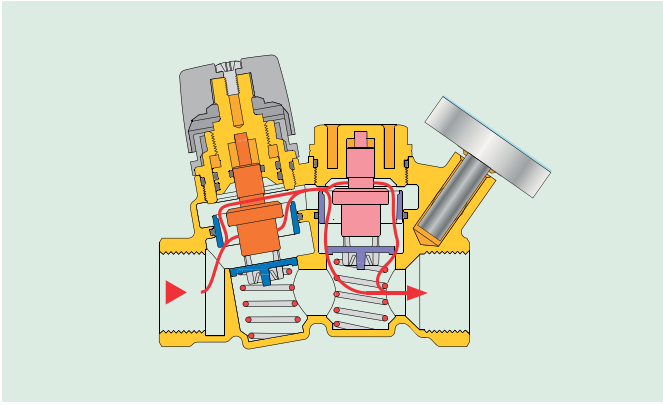
Termal balans vanasında aynı zamanda **termal dezenfeksiyon işlevi** de bulunmaktadır. Devre sıcaklığını 55 - 60 °C üzerine çıkarabildiğimizde bu, kullanışlı bir özelliktir.

Bu işlev; 70 °C'de tetiklenen ikinci bir termal modül aracılığı ile **otomatik** veya **bir termo-elektrik aktüatör kullanılarak** kontrol edilebilir.

Su sıcaklığı ayarlanan değere ulaşıncaya kadar, çalışma prensibi önceki sayfada açıklanan sıcaklık kontrol aşaması (**Aşama A + Aşama B**) ile aynıdır.

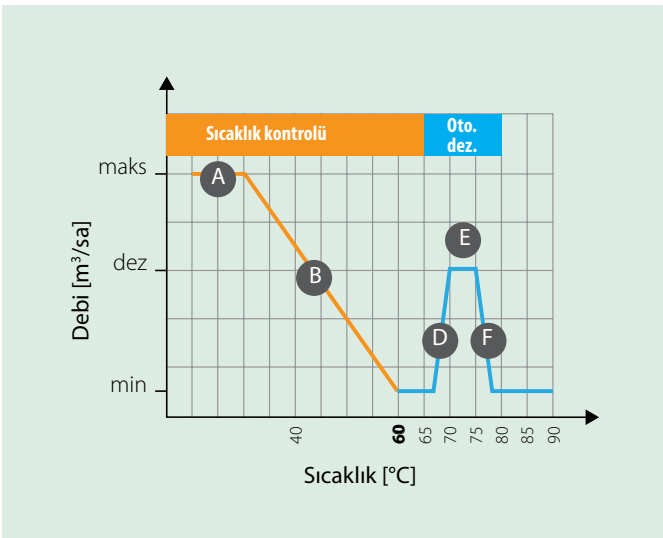
Sıcaklık 68 °C'ye ulaştığında, ikinci termal modül tetiklenecek ve özel bir by-pass ile başka bir akışkan ortam kanalı açılacaktır (**Aşama D**).

Bu, ilk termal modül hareketinden bağımsız olarak debiyi sirküle ederek dezenfeksiyon sürecinin kontrol edilmesine izin verir.



Dezenfeksiyon aşamasında sıcaklık 70 °C'yi aştığında, termal balans vanası ısıl dengeyi korumak için debi geçişini azaltır (**Aşama E**).

75 °C üzerinde sistemde yüksek sıcaklığa bağlı sorunları önlemek amacı ile obtüratör geçişi minimum seviyeye kısar (**Aşama F**).



## Kontrollü termal dezenfeksiyon

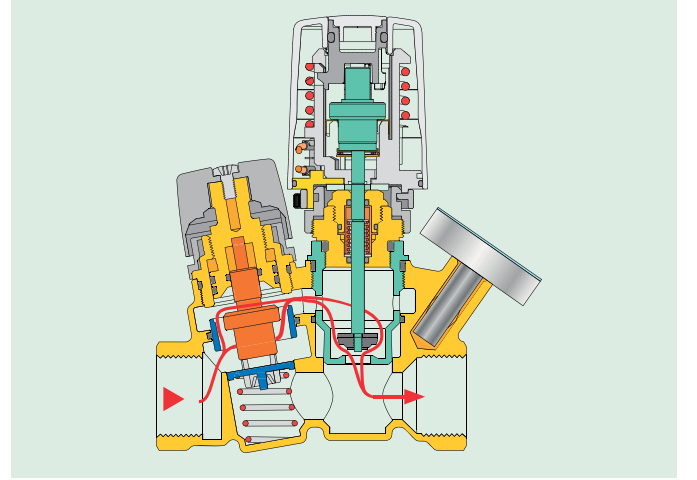
Dezenfeksiyon bir kontrol ünitesi tarafından yönetildiğinde ve sıcaklık tetikleme değerine ulaştığında, termo-elektrik aktüatör dezenfeksiyon sürecini kontrol etmek amacıyla devreye girer.

Ayrıca bu durumda, su sıcaklığı ayarlanan değere ulaşıncaya kadar, çalışma prensibi sıcaklık kontrol aşaması (**Aşama A + Aşama B**) ile aynıdır.

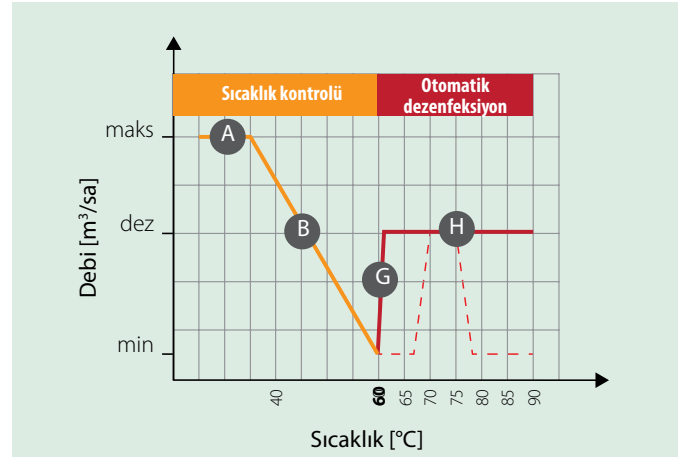
Sıcaklık 60 °C'ye ulaştığında, termo-elektrik aktüatör, obtüratörü yukarı doğru hareket ettirecek ve özel bir by-pass vasıtasıyla başka bir akışkan ortam kanalı açacaktır (**Aşama G**).

Termostatik dezenfeksiyon için bu kontrollü yöntem aynı zamanda termal modülün çalışmasına bakılmaksızın sirkülasyona izin verir.

Dezenfeksiyon aşaması, kontrol ünitesinde programlandığı gibi vana belirli bir süre açıldığında gerçekleşir (**Aşama H**).



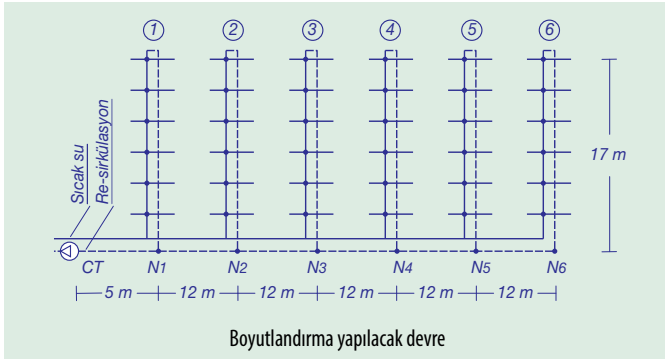
Bir termo-elektrik aktüatör kullanmak, genişletilmiş devrelerin her kolonunda bağımsız dezenfeksiyon döngüleri gerçekleştirmeyi mümkün kılar.



## Örnek

**Re-sirkülasyon sistemi için debileri** aşağıdaki bilgilerle birlikte şemadan belirleyelim:

- izin verilen maks. sıcaklık farkı  $\Delta T = 2^\circ C$
- yalıtılmış borulardaki ısı kaybı  $q = 6 \text{ kcal/sa m}$

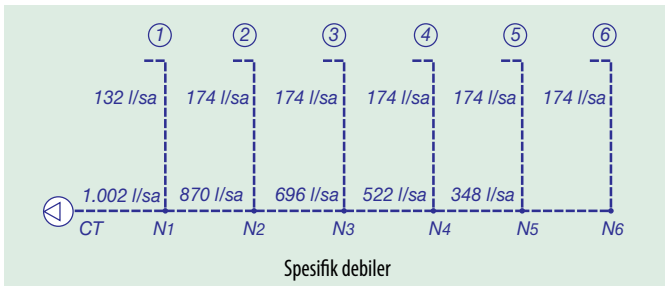


Merkezi ısıtma sistemindeki akış ve re-sirkülasyon arasındaki verilen sıcaklık farkı hesaba katılarak; her bir bölümün ihtiyaç duyduğu debi, iki kat uzunlukla (gidiş ve dönüş hattı uzunlukları) hesaplanarak aşağıdaki sonuçlara ulaşılır:

Kolon 1 ile 6 arasındaki her kolona ait özel debi  $g_{\text{kolon}} = (6 / 2) \cdot (17 \cdot 2) = 102 \text{ l/sa}$

Yatay bağlantı bölümleri  $N_1-N_6$  arasındaki her bölüme ait özel debi  $g_{N_i} = (6 / 2) \cdot (12 \cdot 2) = 72 \text{ l/sa}$

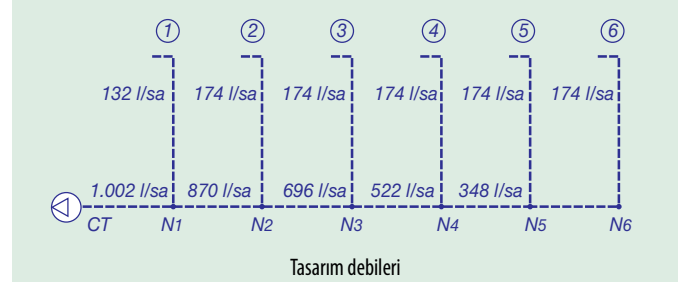
Bağlantı bölümü  $CHS-N_1$ 'den gelen özel debi  $g_{N_1-CHS} = (6 / 2) \cdot (5 \cdot 2) = 30 \text{ l/sa}$



Re-sirkülasyon sistemi için tasarım debileri basitleştirilmiş yöntem uygulanarak belirlenir.

- Kolon 6  $G_6 = g_6 + g_{N_6-N_5} = 102 + 72 = 174 \text{ l/sa}$
- Bölüm  $N_6-N_5$   $G_{N_6-N_5} = G_6 = 174 \text{ l/sa}$
- Kolon 5  $G_5 = g_5 + g_{N_5-N_4} = 102 + 72 = 174 \text{ l/sa}$
- Bölüm  $N_5-N_4$   $G_{N_5-N_4} = G_6 + G_5 = 174 + 174 = 348 \text{ l/sa}$
- Kolon 4  $G_4 = g_4 + g_{N_4-N_3} = 102 + 72 = 174 \text{ l/sa}$
- Bölüm  $N_4-N_3$   $G_{N_4-N_3} = G_4 + G_{N_5-N_4} = 174 + 348 = 522 \text{ l/sa}$
- Kolon 3  $G_3 = g_3 + g_{N_3-N_2} = 102 + 72 = 174 \text{ l/sa}$

- Bölüm  $N_3-N_2$   $G_{N_3-N_2} = G_3 + G_{N_4-N_3} = 174 + 522 = 696 \text{ l/sa}$
- Kolon 2  $G_2 = g_2 + g_{N_2-N_1} = 102 + 72 = 174 \text{ l/sa}$
- Bölüm  $N_2-N_1$   $G_{N_2-N_1} = G_2 + G_{N_3-N_2} = 174 + 696 = 870 \text{ l/sa}$
- Kolon 1  $G_1 = g_1 + g_{N_1-CHS} = 102 + 30 = 132 \text{ l/sa}$
- Bölüm  $N_1-CHS$   $G_{N_1-CHS} = G_1 + G_{N_2-N_1} = 132 + 870 = 1,002 \text{ l/sa}$



İlgili boru çapları, sabit doğrusal basınç farkı (r) yöntemiyle, örneğin  $r = 20 \text{ mm w.g./m}$  dikkate alınarak ve Caleffi internet sitesinde bulunan "Boru boyutlandırma aracı" kullanılarak boyutlandırma yapılabilir. Sonuçlar yandaki şemada gösterilmiştir.

### Re-sirkülasyon pompası boyutlandırma

Re-sirkülasyon pompası, aşağıdakiler dikkate alınarak boyutlandırılır:

- Debi, maksimum re-sirkülasyon sistemi debisine eşittir.

$$G_{\text{TOT}} = G_{N_1-CHS}$$

$$G_{\text{TOT}} = 1,002 \text{ l/sa}$$

- Basınç, aşağıdaki formül kullanılarak belirlenebilir:

$$H = L_{\text{maks}} \cdot r \cdot f \quad [\text{mm w.g.}]$$

Burada:

$L_{\text{maks}}$  = re-sirkülasyon devresinin maksimum uzunluğu (sıcak su üretim noktası dikkate alınmayabilir) [m]

$r$  = doğrusal basınç kayıpları için varsayılan değer [mm w.g./m]

$f$  = ortalama olarak aşağıdakine karşılık gelen bölgesel basınç kayıplarını hesaba katan faktör (boyutsuz)

$f$  = karışım vanası olmayan sistemler için 1,5

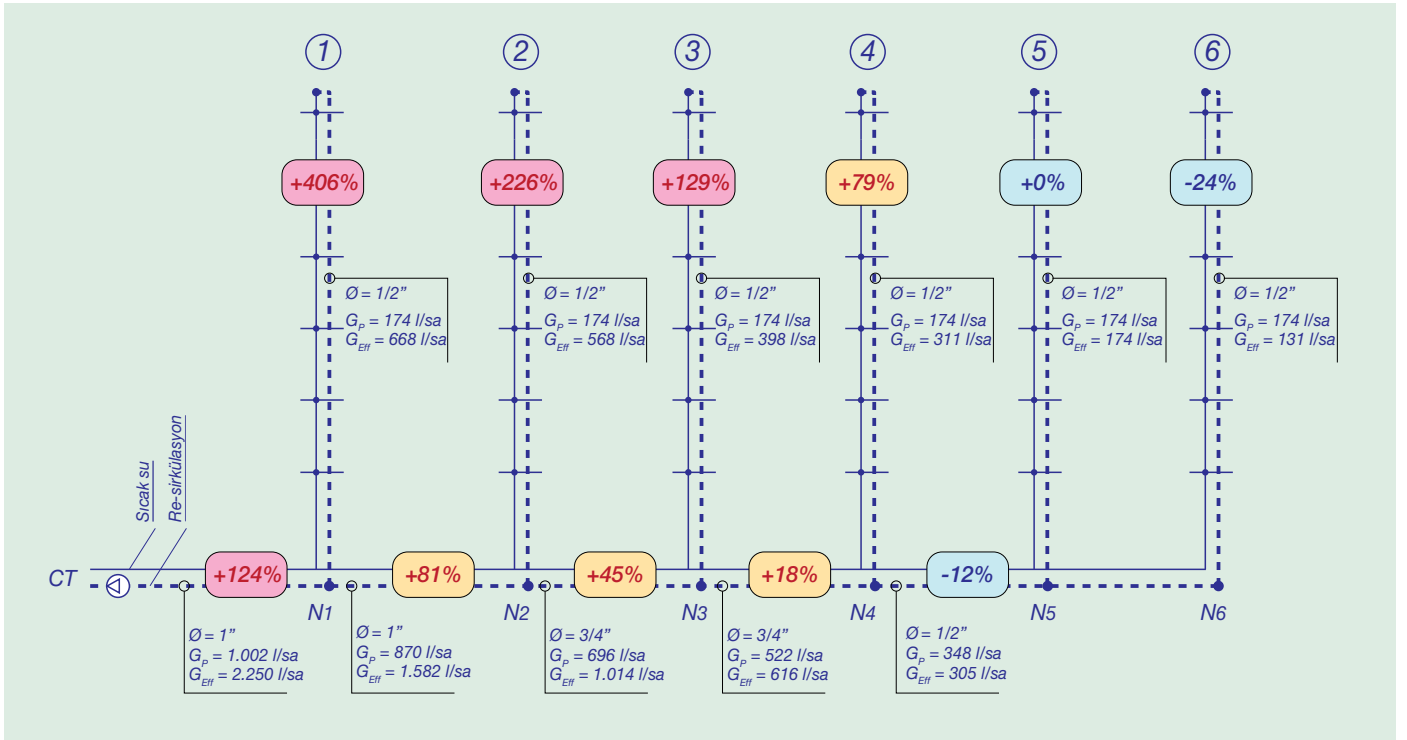
$f$  = karışım vanası olan sistemler için 1,8

$$H = (17 + 12 \cdot 5 + 5) \cdot 20 \cdot 1,8 = 2,950$$

$$H \approx 3,000 \text{ mm w.g.}$$

### Gözlemler

Re-sirkülasyon sistemi ve pompalama sistemi iyi boyutlandırılırken, örnekteki veriler, devrenin gerçek debileri ile teorik tasarım debileri arasında önemli farklılıklar ile çalıştığını göstermektedir. Bunun nedeni devredeki basınç farkları nedeni ile en yakın kolonların en uzaktaki yani kritik devredeki kolonlardan debi çalmasıdır. Çünkü bir devredeki su her zaman en kısa yolu tercih eder.



Termal dengesizliğin yüksek olduğu devrelerde, kritik devreye yeterli debiyi ulaştırmak ve etkili sıcaklık farkını en aza indirmek için pompa basıncını yükseltmek yeterli olmayabilir.

Bu dengesizliği gidermek için diğer bir çözüm ise kullanım suyu sıcaklığını artırarak, kritik devrede etkili sıcaklık değerlerini görmek olabilir.

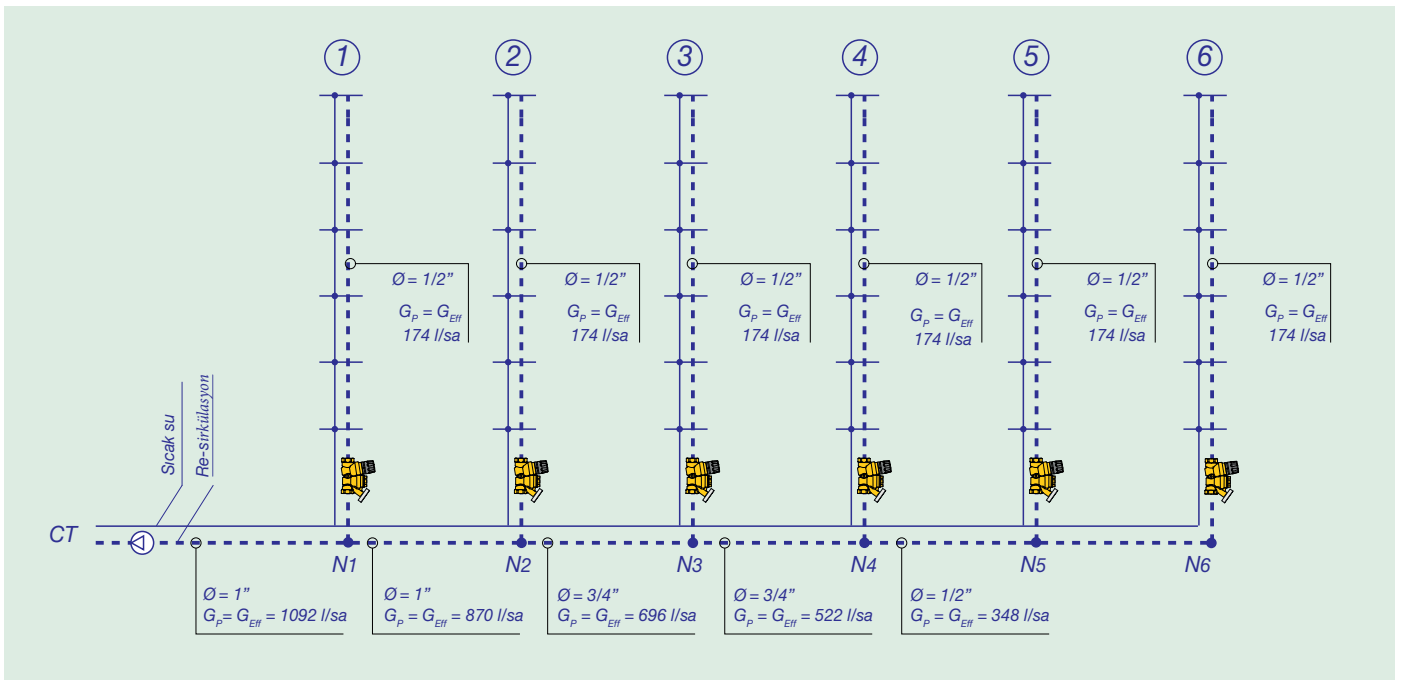
Gerçekte bunu uygulamak sistemde **artan ısı dağılımı** ve daha önemlisi **yanma riski ile daha fazla karşı karşıya kalma ihtimali ile sonuçlanır**.

Bu nedenle, bu riskleri taşımayan, her kolona doğru debi ve sıcaklık değerlerini iletebilen **termal balans vanalarını** sisteme entegre etmek doğru ve kolay bir çözümler olacaktır.

Sistemin sıcak su dağıtım boru uzantısına bağlı olarak aşağıdaki grafikte gösterilen örnekte olduğu gibi, bu cihazların devrelerin her birinin re-sirkülasyon hatlarına veya kolonların tabanına kurulumunu değerlendirmek mümkündür.

Re-sirkülasyon sistemi balanslaması aşağıdakilere olanak sağlar:

- Sistem karakteristik özelliklerinden bağımsız olarak; **basit ve hassas sıcaklık kontrolü**,
- Tasarım değerlerine göre önemli ölçüde **kontrol altına alınmış debi**,
- Termal balans vanalarının düzgün çalışabilmesi için ihtiyaç olan fark basınç nedeniyle **devre basınç yükünde minimal artış**,
- Sistemde sadece ihtiyaç olan debinin var olması nedeni ile pompanın düşük güç tüketimi ve bununla birlikte **azalan pompa maliyetleri**.



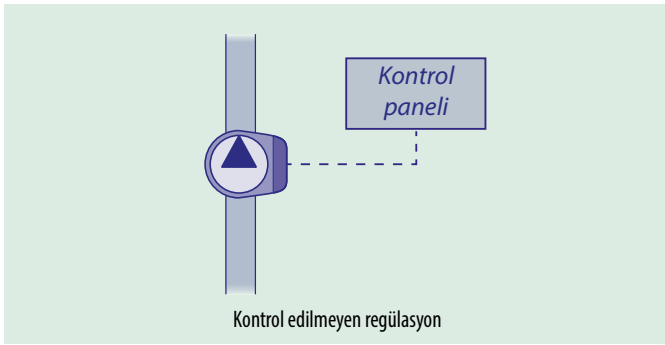
# Re-sirkülasyon sistemi ayarı

Kullanım suyu re-sirkülasyon ayar stratejilerini yöneten standart kuralların olmadığını biliyoruz. Bu ayarlar birkaç farklı yöntem ile gerçekleştirilebilir:

## • Kontrol edilmeyen regülasyon

Re-sirkülasyon pompası sürekli olarak aktif kalır ve tasarım sıcaklığı 24 saat boyunca garanti edilir.

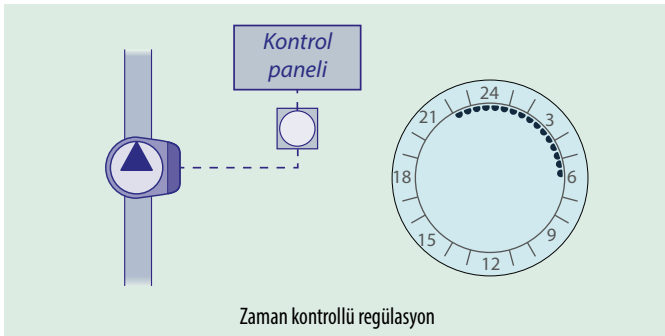
Böyle bir sistem, özel sistem sıcaklığı ve dezenfeksiyon gereksinimi olan hastane, bakım evleri, huzurevleri vb. sistemlere özgüdür. Amaç, sistemde sürekli yüksek sıcaklıkla suyun sirküle edilmesidir.



## • Zaman kontrollü regülasyon

Re-sirkülasyon pompası, açma ve kapama süreleri ile ayarlanabilen bir zamanlayıcı saatle yönetilir.

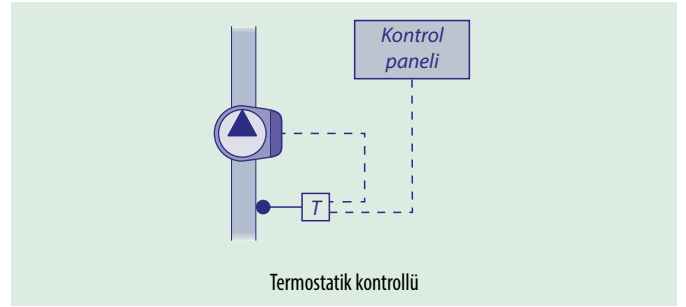
Genellikle bu, re-sirkülasyonun gece boyunca (genellikle 23:00 - 06:00 arasında) kapalı olduğu konutlara özgü bir yönetimdir. Bu tür bir yöntemle sağlanabilecek faydaları aşağıda inceleyeceğiz.



## • Termostatik kontrollü

Bu tür bir yöntem re-sirkülasyon sisteminde doğru sıcaklığın sabit kalmasını sağlarken Lejyonella'ya karşı koruma sağlama amacıyla da kullanılır.

Re-sirkülasyon borusu üzerindeki bir sıcaklık sensörü, genellikle kritik noktada sıcaklığı izler ve ayarlanan değerin altına düştüğünde pompayı çalıştırır.

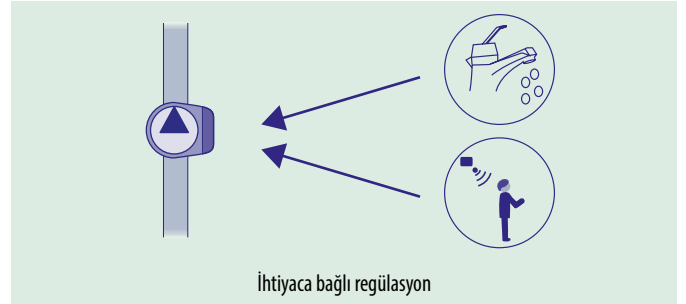


## • İhtiyaca bağlı regülasyon

İhtiyaca bağlı re-sirkülasyon pompa regülasyonu, akış anahtarları gibi mekanik sistemler kullanılarak veya bina otomasyonu aracılığıyla yönetilebilir.

Tamamen mekanik bir cihaz olan akış anahtarı, su aktığında yani sadece sıcak su musluğunun açılmasıyla birlikte re-sirkülasyon pompasını çalıştırır. Sonuç olarak sirkülasyondaki debinin artması bekleme süresini kısaltır.

Otomasyon ile yönetilen binalarda, pompanın çalışması basit bir ev otomasyonu ile kontrol edilebilir. Bu strateji, daha küçük devrelerde veya az sayıda kullanıcısı olan çok kapsamlı devrelerde uygulanabilir. Debi ihtiyacı minimumda olsa bile, otomasyon sayesinde talep halinde doğrudan pompa devreye girer.

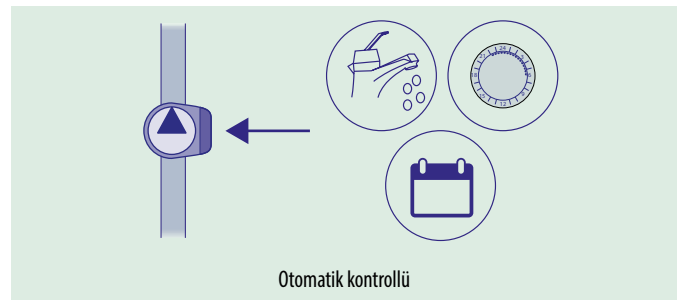


## • Otomatik kontrollü

Son kullanıcının sıcak su kullanım alışkanlıklarını analiz eder. Bu prensip sirkülasyon pompası çalışma sürelerinin yönetilmesini temel alan elektronik teknolojilere dayanmaktadır.

Bu yöntem, elektrikten (sirkülasyon pompası sayesinde) ve termal enerjiden (re-sirkülasyon şebekesindeki ısı dağılımını sınırlandırarak) tasarruf etmeyi mümkün kılar.

Bu işlev genellikle kullanım sıcak su kullanma sürelerini belirleyen ve bu bilgileri tüketim alışkanlıklarını tahmin etmek için işleyen sirkülasyon pompalarında bulunmaktadır.



## Re-sirkülasyon sistemi enerji maliyetleri

**Re-sirkülasyon sistemi genellikle düşük maliyetlidir; ancak yine de kullanım sıcak su üretimi söz konusu olduğunda maliyetlerin büyük bir bölümünü bu sistem oluşturur.**

Maliyeti etkileyen faktörlerden bazıları aşağıdaki gibidir:

- Sistem dağılımı; ne kadar kapsamlı olduğuna ve sağlanan yalıtımın derecesine bağlıdır,
- Re-sirkülasyon sisteminin gün içerisinde çalıştırıldığı zaman aralığı,
- Termal dezenfeksiyon.

### Re-sirkülasyon sistemi dağılımı

Bu, **sistemin dağılımı ve boruların dağıtım modellemesiyle** orantılıdır.

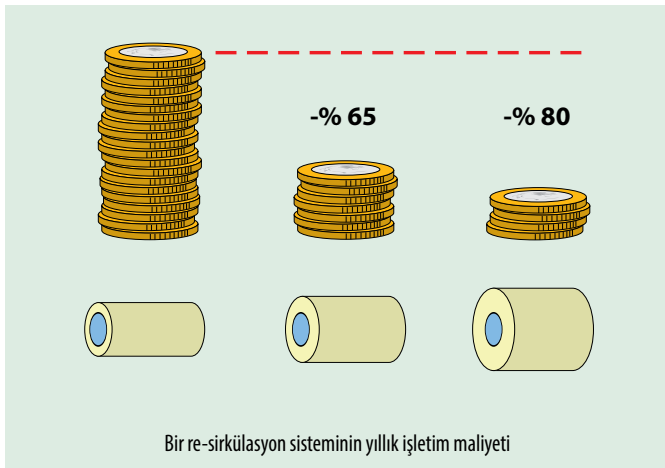
Sistem kapsamı hizmet verilen binanın geometrisiyle bağlantılıdır: Bu nedenle, boşa harcanan enerjiyi azaltmak için boru yalıtımı yapılması önemlidir.

Re-sirkülasyon sisteminin kullanım ve hijyen açısından 'sağlık hizmetleri ve konaklama yapıları, hastaneler, spalar ve ortak kullanıma yönelik yapılar gibi **bazı bina türlerinde günde 24 saat çalışması gerekir**. Bu durumlarda sistem yalıtımı çok önemlidir çünkü bu, KSS re-sirkülasyonu tarafından dağıtılan enerjiyi sınırlamaya yardımcı olabilecek tek prosedürdür.

Sistem dağılımının kapsamlı analizi zaman alan hesaplamalar gerektirir ancak yalıtımın katkısını değerlendirmek için aşağıdaki dağılım değerlerini inceleyebiliriz:

- 6-7 W/m yeni ve iyi yalıtılmış yapılarda
- 10-15 W/m eski yapılarda
- 30-35 W/m yalıtılmamış ve yetersiz yalıtılmış yapılarda

Görebileceğiniz gibi **iyi yalıtılmış bir sistem, yalıtılmamış bir re-sirkülasyon sisteminden 4/5 kat daha az maliyetle çalışır.**



Kantitatif açıdan, re-sirkülasyonun gün boyunca etkin olduğu örnekteki (sayfa 30) sistem göz önünde bulundurulduğunda dağılım aşağıdaki gibi gerçekleşir:

- **yalıtlı bir sistemde** yıllık 25.500 kWh
- **yalıtımsız bir sistemde** yıllık 127.500 kWh

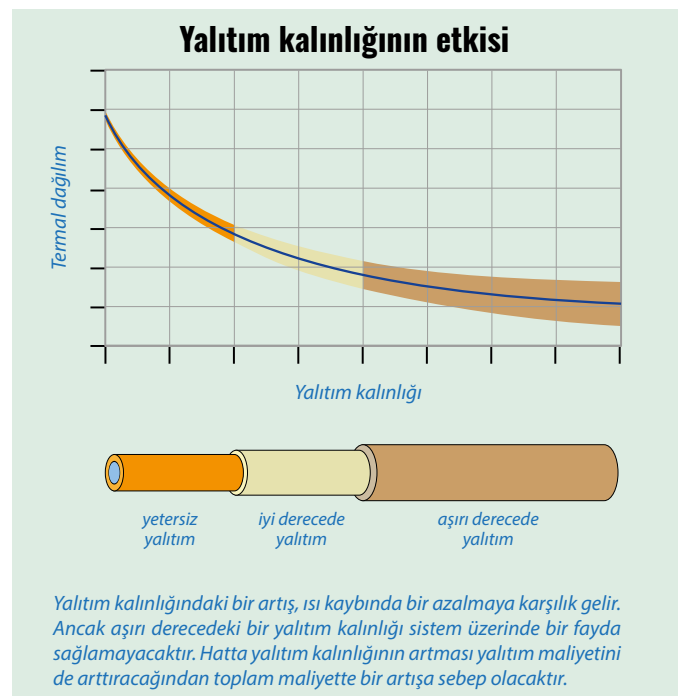
Termal enerjinin (bir doğalgaz kazanı tarafından üretilen) yaklaşık 0,158 TL/kWh'lik (<https://www.igdas.istanbul/perakende-satis>) bir maliyeti olduğunu düşünürsek, re-sirkülasyon sisteminin bakım maliyeti, iyi yalıtılmış bir sistem için yaklaşık 4.000 TL/yıl iken yalıtılmamış bir sistemde yaklaşık 20.000 TL/yıl olacaktır. Verimsiz eski tip sistemlerle dizayn edilmiş eski binalar için fark daha da büyüktür ve bu da daha yüksek enerji maliyetlerine yol açar.

Kış aylarında re-sirkülasyon sistemlerinin yaydığı ısı, odaların ısınmasına katkıda bulunabilir. Ancak bu katkı asgari düzeyde kalacaktır.

Yaz aylarında ise re-sirkülasyon sistemlerinin yönlendirildiği kapalı alanlarda artan sıcaklık can sıkıcı bir termal yük olabilir.

Bunların önüne geçebilmek ve enerji maliyetlerini sınırlamak için aşağıdakiler yapılabilir:

- **Ana sistem boru bölümlerini yalıtılmak;** çünkü en büyük ısı kaybına sahip bölümler buradadır ve genellikle içlerinde soğuk alanlar bulundurlar;
- **Yeni sistemlerin dizaynlarında kullanıcılara suyu taşımak için en kısa yollarla borulandırma yapmak,** bina dış alanlarından, soğuk alanlardan kaçınarak mümkün olan optimum dizaynı **yaratmak**. Bunun mümkün olmadığı durumlarda ise bu bölümlerin uygun bir şekilde yalıtılması gerekmektedir.





## Re-sirkülasyon sisteminin çalışması

Sürekli dezenfeksiyon zorunluluğunun olmadığı konutlarda **enerji tasarrufu ve sistem maliyetlerini optimize etmek amacıyla re-sirkülasyon yönetimi uygulanabilir.**

**Yüksek sıcaklık rejimi ile çalışan bir sistemi** (yani sıcaklığı sürekli olarak 55 °C'nin üzerinde olan), **günlük rutin termal dezenfeksiyon sıcaklıklarına çıkararak** (yani sıcaklığı gün içinde sınırlı bir süre için 65 °C'nin üzerine çıkarmak) Lejyonella riski tamamen ortadan kaldırılabilir. **Bu yapılan termal işlemler enerji maliyetleri açısından çok yüksek bedellere sahiptir. Günlük yapılan re-sirkülasyon rutini doğru programlandığında maliyetler azaltılabilir.**

Re-sirkülasyon sistemi yönetimindeki farkı vurgulamak için önceden boyutlandırılmış bir sistemi referans olarak aşağıdaki durumları analiz edeceğiz:

- Sistem her zaman çalışır durumda,
- Geceleri kapalı,
- Geceleri ve gün ortasında kapalı,
- Değişen açma ve kapama süreleri.

Başlangıçta yapılan hesaplamalarda termal dezenfeksiyonu göz ardı edeceğiz.

## Vaka 1: Sistem her zaman çalışır durumda

Sistem **tüm gün boyunca daima etkindir.** Vaka 1'e karşılık gelen grafikte gösterildiği gibi sıcaklık değeri sabit kalır. Bu strateji, **enerji harcaması açısından en yüksek olanıdır** ve KSS talebinin günün birkaç saatinde yoğunlaştığı **konutlar için uygun değildir.**

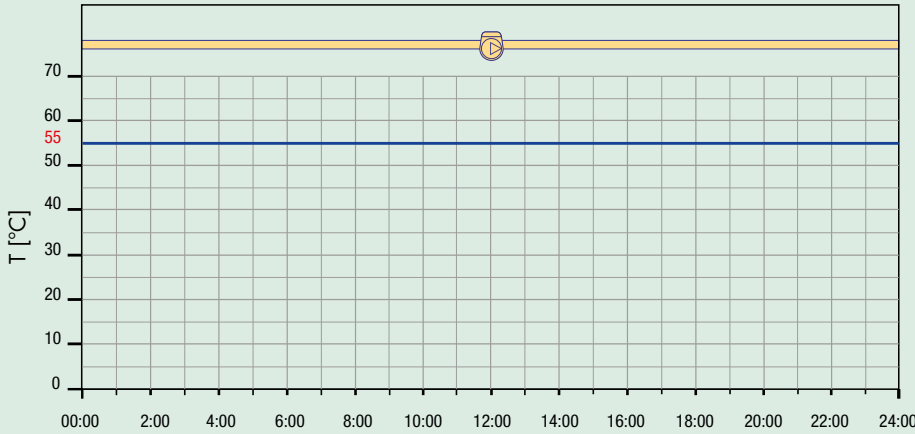
## Vaka 2: Geceleri kapalı

**Bir gün içerisinde yalnızca bir kez kapalı süre aralığı bulunmaktadır (örneğin 23.00 ila 06.00 arasında).** Sistem sıcaklık değerindeki değişiklikler vaka 2'ye karşılık gelen grafikte gösterilmektedir.

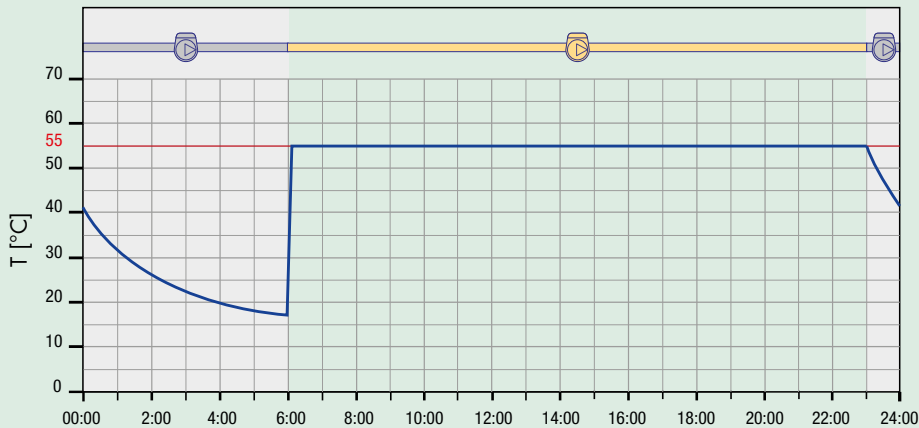
"Sürekli çalışma" stratejisine göre **yaklaşık % 20 olan enerji tasarrufu**, kapalı kalma süresiyle doğru orantılı olmasa bile hatırı sayılır düzeydedir. Bunun nedeni, re-sirkülasyon sisteminin, sirkülasyon pompası kapatıldıktan sonra bir süre boyunca "sıcak" kalmasından kaynaklıdır (ve dolayısıyla enerjiyi dağıtması).

Bu, **konutlarda** en yaygın kullanılan çalışma modellemesidir.

## Vaka 1: Her zaman çalışır durumda yönetilen re-sirkülasyon sistemi



## Vaka 2: Geceleri kapalı olacak şekilde yönetilen re-sirkülasyon sistemi



### Vaka 3: Geceleri ve gün ortasında kapalı

Geceleri olduğu gibi gün ortasında da kapanma gerçekleşir (örneğin, 10.00 ila 12.00 ve 14.00 ila 17.00 saatleri arasında).

"Sürekli çalışan" re-sirkülasyon sistemine göre (vaka 1), **%30'a varan enerji tasarrufu** sağlanabilmekte olup; bunu vaka 3'e ait grafikte görebilirsiniz:

- Yalnızca geceleri 7 saatlik kapanış %20'ye varan enerji tasarrufu ile sonuçlanır,
- Bununla birlikte gün içerisinde 5 saatlik kapanış %10'luk sınırlı bir enerji tasarrufu ile sonuçlanır.

Düşünüldüğünde, gün içinde kapalı kaldığında **yalnızca gece kapalı kalmasına kıyasla % 10'dan daha fazla tasarruf beklenir.**

Ancak bu gerçekleşmez çünkü gündüz kapanışları sistemin soğumasına neden olur ve daha fazla ısı kaybı ile sonuçlanır.

Bu, kullanım sıcak su **tüketiminin çoğunlukla sabah ve akşam saat aralıklarında yoğunlaştığı** küçük ve orta ölçekli konut uygulamalarında kullanılan çalışma prensibi türüdür.

### Vaka 4: Sürekli değişen açılma kapanma süreleri

Re-sirkülasyon sisteminin maliyetinin; kullanım ile doğru orantılı olduğuna dair yanlış bir varsayımın sonucunda değişen açma ve kapama dönemlerini (örneğin, her 2 saatte bir) kapsamaktadır. Vaka 4'e karşılık gelen grafikte, hareketsizlik süreleriyle dönüşümlü olarak sirkülasyon pompasının sık açılışları gösterilmektedir. Göreceğiniz gibi sistem ortalama olarak sıcaktır.

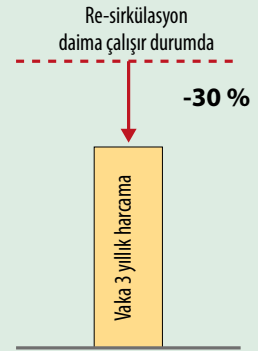
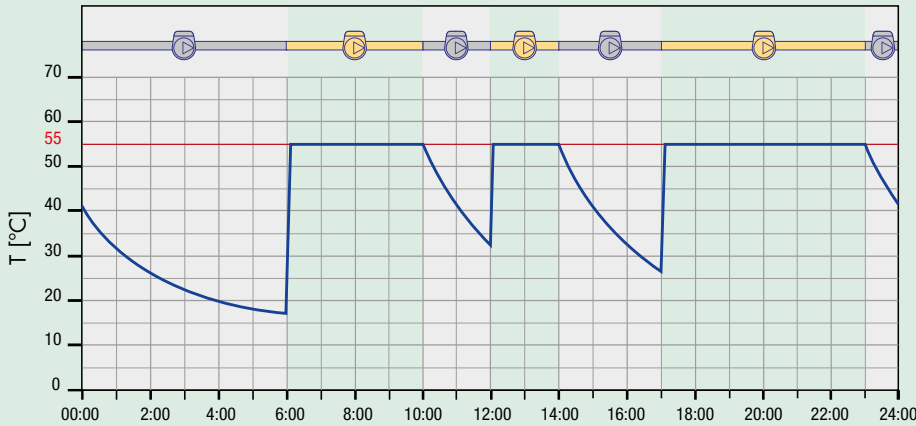
Bu, re-sirkülasyon sisteminin yarım gün boyunca devre dışı kalmasına rağmen sadece **%17 enerji tasarrufu** sağlar.

### Gözlemler

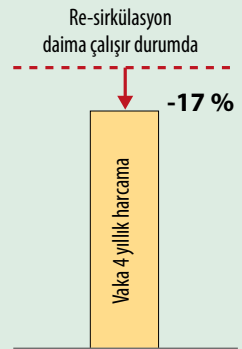
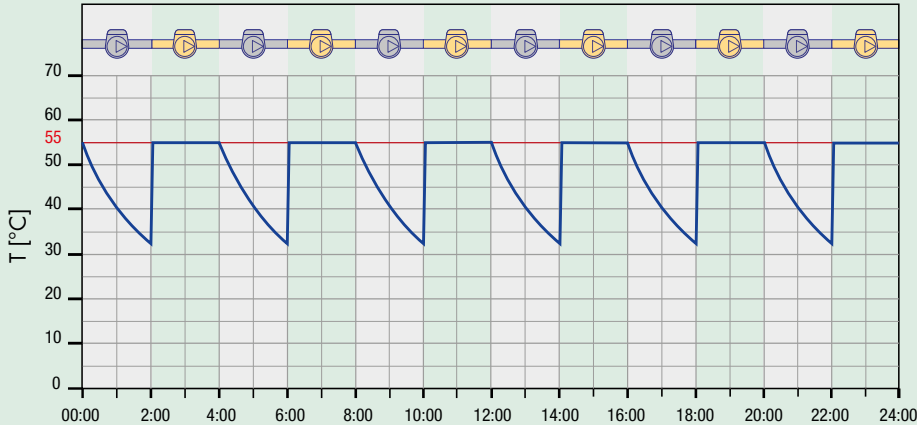
Analiz edilen vakalardan re-sirkülasyon sisteminin çalışma sürelerinin uygun bir şekilde yönetilmesi ile **önemli ölçüde tasarruf** sağlayabileceğini (% 30'a kadar) görebilirsiniz ancak bu sonuçlara ulaşmak için **bir gecelik gibi uzun ve sürekli kapalı kalma sürelerini içeren stratejilerin benimsenmesi önemlidir.**

Sanılanın aksine **sık açma-kapama döngülerinde tasarruf, tahmin edilenden çok daha düşüktür.**

### Vaka 3: Geceleri ve gün ortasında kapalı olacak şekilde yönetilen re-sirkülasyon sistemi



### Vaka 4: Değişen açılma kapanma süreleri ile yönetilen re-sirkülasyon sistemi



## Termal dezenfeksiyon maliyeti

**Termal dezenfeksiyon**, re-sirkülasyon sisteminin sıcaklığının **Lejyonella bakterilerinin çoğunun yok edilmesi için belli bir değere çıkarılmasından ibarettir**. Ancak bu işlem **yanık tehlikelerine** bağlı bazı riskleri beraberinde getirir ve gün boyunca **verimli bir şekilde yönetilmezse enerji açısından maliyetli olabilir**.

Aşağıdaki analizde, **termal dezenfeksiyonun gerçekleştirilmesi için ideal zaman aralıklarının hangileri olduğunu göstermeye** ve **sonuçları enerji maliyeti açısından değerlendirmeye** çalışacağız.

Termal dezenfeksiyonun enerji maliyeti aşağıdakilere bağlıdır:

- Re-sirkülasyon sistemi için **zaman aralığı yönetimi**,
- Bunun **hangi anda gerçekleştirildiği**.

Örneğin, incelenen sistem için (sayfa 30'daki vakaya ve alttaki grafiğe bakın), dezenfeksiyonla bağlantılı enerji harcamasındaki artış (bir saat için 65 °C) yaklaşık % 1'dir. Mali açıdan, 4.000 TL 'lik tahmini re-sirkülasyon sistemi maliyeti (her zaman açık) yılda sadece 40 TL artacaktır.

Termal dezenfeksiyondan kaynaklanan enerji dağılımı, farklı bir sistem yönetimi stratejisinin kullanılması durumunda farklı bir etkiye sahip olacaktır. Bu durumu değerlendirmek üzere sistemin gece çalışmadığı senaryo ile analiz edeceğiz (Vaka 2, sayfa 34).

Farklı zaman aralıklarında gerçekleştirilen termal dezenfeksiyonu dikkate alacağız:

- Gece (vaka A);
- Sistem kapatılmadan hemen önce (vaka B);
- Sabah sistem açıldığında (vaka C)

### Vaka A: Gece dezenfeksiyon

Bu çözüm, **suyun kullanım olasılığının daha düşük olduğu zamanlarda**, örneğin gece sistem aktif olmadığına, termal dezenfeksiyonun gerçekleştirilmesini kapsar.

Bu durumda **yanma riski azaltılır ancak ortadan kaldırılmaz**; çocuklar veya yaşlılar söz konusu olduğunda bu risk, oldukça ciddi sonuçlar doğurabilir.

A vaka'sına karşılık gelen yandaki grafikte gösterildiği gibi, sistemin sıcaklığının çalışmadığı zamanlarda (soğukken) artırılması **maliyette % 12 artışa neden olur**.

Bu dezenfeksiyon stratejisi, genellikle haşlama önleyici cihazların olmadığı sistemlerde kullanılır; yine de, bahsedilen tehlikelerden dolayı bu cihazların takılması önerilir.

### Vaka B: Sistem kapatılmadan hemen önce dezenfeksiyon

**Sistem kapatılmadan hemen önce** gerçekleştirilen dezenfeksiyon **maliyetleri sadece % 5 artırır**. Bu daha önce incelediğimiz duruma göre daha düşük bir orandır.

Bunun nedeni, sıcaklık artışının sistem soğukken değil (vaka A); sistem çalışma sıcaklığında (55 °C) gerçekleştirilmesidir.

Bu çözüm **yanma riskini artırır** ve haşlama önleyici cihaz kullanımı şiddetle tavsiye edilir.

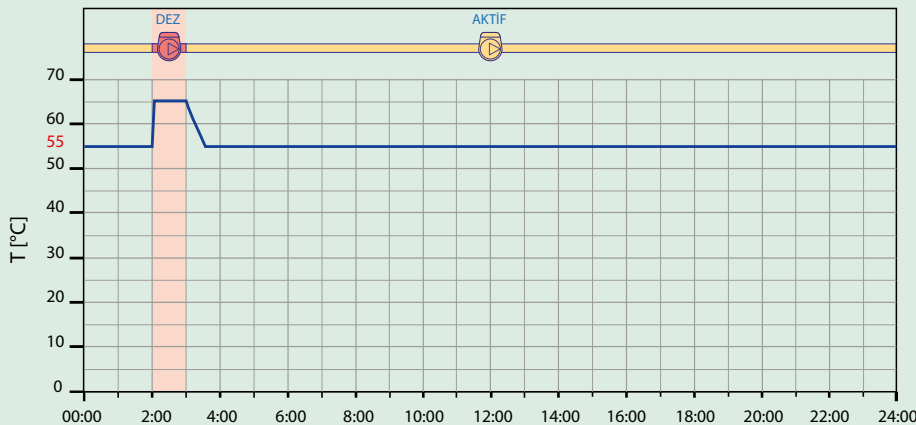
### Vaka C: Sabah sistem açıldığında dezenfeksiyon

**Sabah açılış sırasında gerçekleştirilen dezenfeksiyon harcamalarda yalnızca % 1'lik bir artışla enerji maliyetlerini en aza indirir**.

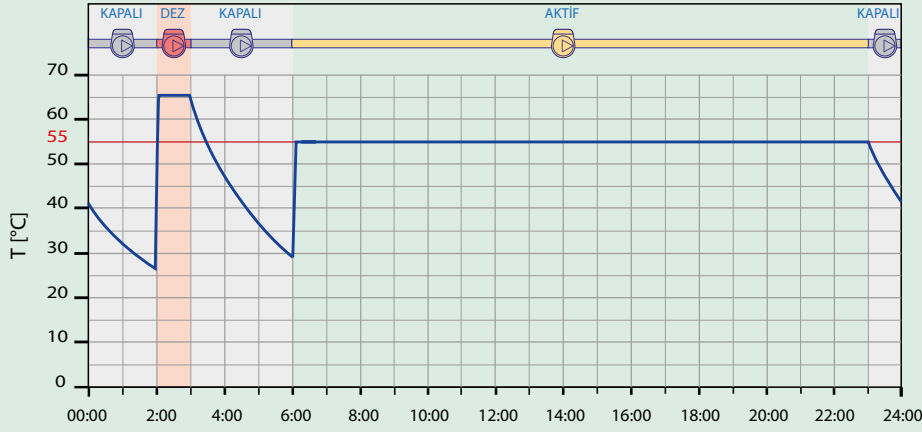
Termal dezenfeksiyon için kullanılan ısı, sonraki re-sirkülasyon süreci sayesinde büyük ölçüde geri kazanılır; bu nedenle harcamalardaki artış, nihayetinde ihmal edilebilir düzeydedir ve sürekli çalışan bir sistemde gerçekleştirilen dezenfeksiyona benzerdir.

Bu nedenle **enerji açısından en verimli çözümdür** ancak bu dezenfeksiyon türü **sisteme haşlama önleyici cihazların takılmasını** zorunlu kılar.

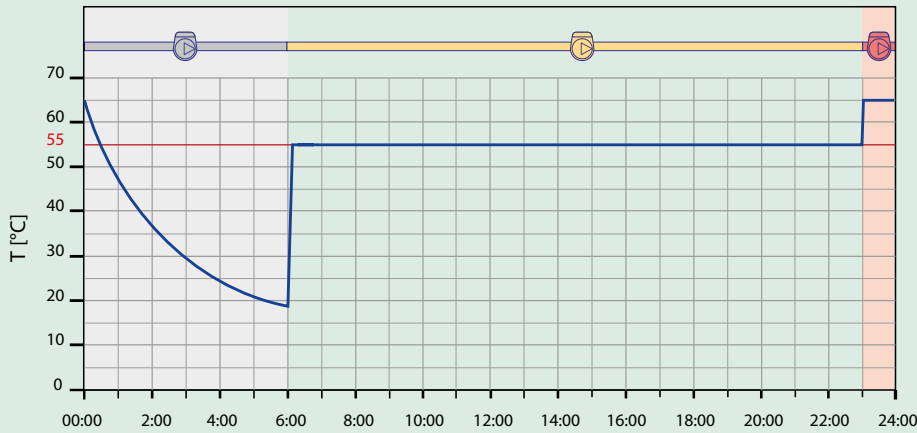
## Sürekli çalışan sistemde (Vaka 1) gece dezenfeksiyonu



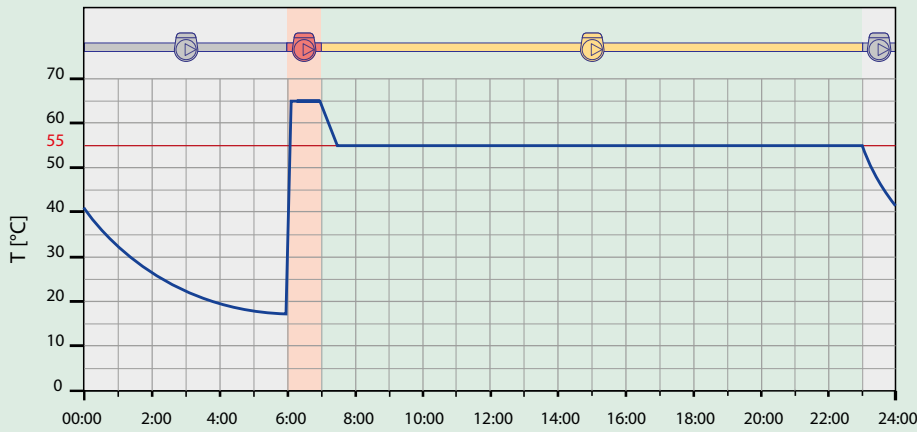
## Vaka A: Gece saatlerinde kapalı kalan ve 02.00 ila 03.00 arasında dezenfeksiyon yapılan sistem



## Vaka B: Gece saatlerinde kapalı kalan ve 22.00 ila 23.00 arasında dezenfeksiyon yapılan sistem



## Vaka C: Gece saatlerinde kapalı kalan ve 06.00 ila 07.00 arasında dezenfeksiyon yapılan sistem



### Gözlemler

Termal dezenfeksiyonun enerji açısından maliyeti, re-sirkülasyon maliyetinde olduğu gibi, açma-kapama döngülerinin doğru programlanmasından etkilenmektedir.

Termal dezenfeksiyonun gece kapanışları sırasında gerçekleştirilmesi, re-sirkülasyon sisteminin kapatılmasıyla elde edilebilecek tasarrufları neredeyse tamamen ortadan kaldıracak maliyetlere neden olur.

Maliyetleri ve dağıtılan enerji miktarını sınırlamak için **dezenfeksiyon döngülerinin gece kapanıştan önce veya tekrar açılmadan hemen önce** olacak şekilde programlanması tercih edilir. Bu tür bir programlama için güvenlik önlemlerini göz ardı etmemek ve sisteme hasılama önleyici cihaz takmak çok önemlidir.

Hidronik sistemlerde havanın neden olduğu sorunlar, ciddi ve hoş olmayan sonuçlar doğurabilir. Eğer bu sorunlar derinlemesine analiz edilmezse, uzun vadede işe yaramama ihtimali olan çözümlere yönelmek durumunda kalınabilir. Başlamak için, sistemde bulunan havanın sebep olabileceği sorunları anlamak çok önemlidir.

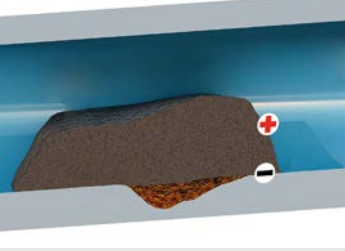
### BORULARDAKİ VE VANALARDAKİ GÜRÜLTÜ



### ISI YAYICI CİHAZLAR ARASINDA YETERSİZ ISI DEĞİŞİMİ



### DEMİR İÇERİKLİ PARTİKÜLLER İLE TEMAS EDEN OKSİJENDEN ÖTÜRÜ SİSTEMDE KOROZYON OLUŞMASI



Havalandırma, soğutma ve ısıtma sistemlerinde kontrol altında tutulması gereken ana konu gürültüdür.

Sistemde bulunan hava iki şekilde gürültüye neden olur:

a) Hava baloncuklarının mevcudiyetinden ötürü borulardaki gürültü. Bu durum daha çok sistem ilk kez devreye alındığında, akışkanın boru içerisinde ilerlemeye başlamasıyla belirgin bir şekilde ortaya çıkar.

b) Suyun içinde çözünmüş halde bulunan ve ayar bileşenlerinin içinden geçerken kavitasyon adı verilen olaya neden olan ani bir basınç azalmasına maruz kalan mikro-baloncukların neden olduğu vanalardaki gürültü.

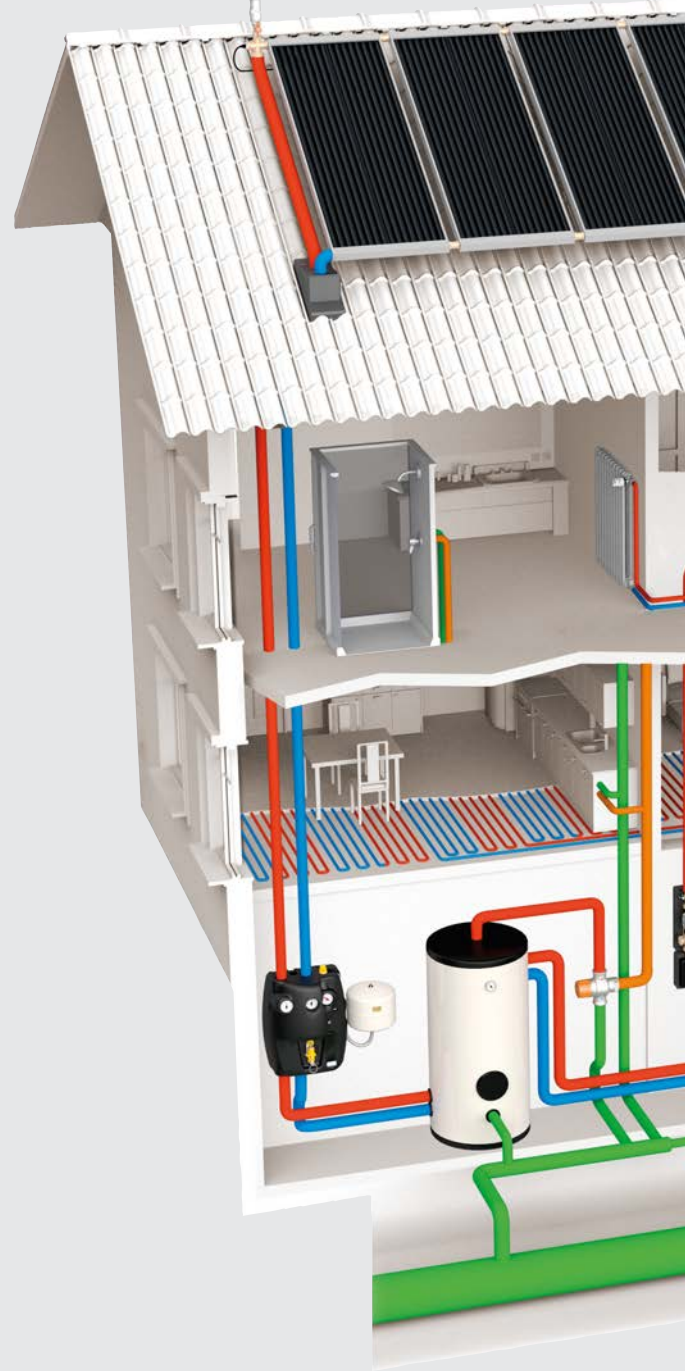
Havanın termal iletkenliği suya göre daha azdır.

Hava, radyatörlerdeki veya ısı eşanjörlerindeki en yüksek noktalarda toplandığında, odaya aktarılan ısı miktarı önemli ölçüde azalır.

Isı yayıcılardan alınan düşük verim ciddi termal dengesizliklere ve dolayısıyla daha yüksek işletim maliyetlerinin yanı sıra yetersiz konfor seviyelerine neden olabilir.

Korozyon iki tipte olabilir: genel korozyon ve bölgesel korozyon.

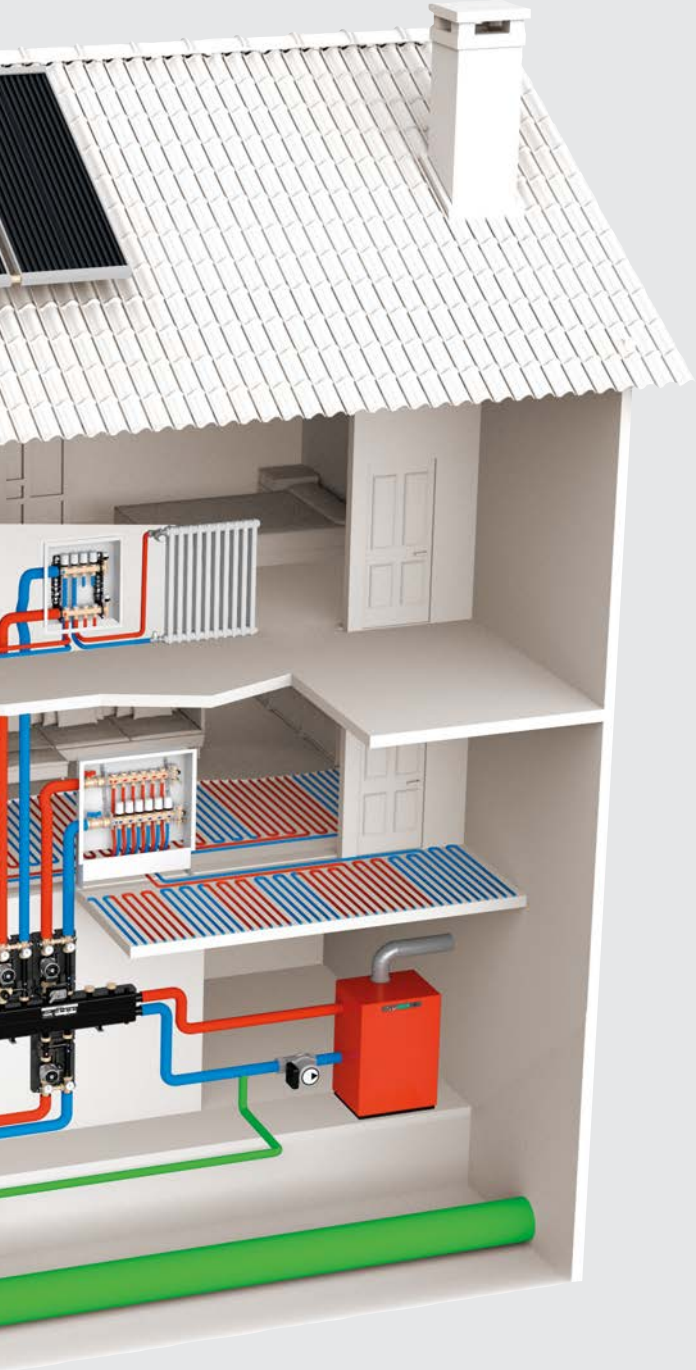
Hava yaklaşık % 23 oranında oksijen içerir, bu oksijen demir içeren maddelere temas ettiğinde kimyasal reaksiyonlar oluşur.





Su kirliliği, kireçlenme, korozyon, tortu ve biyolojik üreme gibi bir dizi soruna yol açar. Bu fenomenler sistemde hızlı bir şekilde tetiklenir, yıllarca devam edebilir ve büyük ölçekte bölgesel korozyona neden olabilir.

Bu sorunların var olduğu sistemlerde gri-siyah renkte su bulunur ve bu da büyük miktarda kirliliğe neden olur. Aşağıda, bu kirliliğe müdahale edilmeyen sistemlerde oluşabilecek ana sorunları açıklayacağız.



Bu durum, yataklara yapışarak ayar farklarına ve sızıntılara neden olan inatçı pisliklerden kaynaklanmaktadır. Örnek vermek gerekirse balans vanalarının iç mekanizmalarına küçük partiküllerin yapışarak vananın işlevini yerine getirememesi çok rastlanan bir sorundur.

Pompaların iç mekanizmasında dolaşan ve pompaların özel şekli veya pompaların oluşturduğu manyetik alan sebebiyle sistemde bulunan tortu ve pislikler, pompanın düzensiz çalışmasına hatta bloke olmasına sebep olur.

Sistem içerisinde dolaşan partikül ve korozyon kalıntılarının ısı eşanjöründe çökmesinin iki olumsuz etkisi vardır:

- Geçişleri tıkayarak ihtiyaç olan debiyi önemli ölçüde azaltır;
- Isı eşanjörünü termal olarak yalıtarak verimini düşürürler.

Ayrıca tortular eşit bir şekilde dağılmadığı için sıcaklık farklılıklarına sahip bölgeler oluşturur; bu da ısı eşanjörlerinde metalin bölgesel olarak ısınmasına yol açabilir. Bölgesel ısınma ile su buharlaşır ve gürültü büyük ölçüde artabilir. En kötü senaryoda ise güçlü genleşme nedeniyle ısı eşanjörleri zarar görebilir, hatta kırılabilir.

## VANANIN DÜZENSİZ ÇALIŞMASI



## BLOKE OLAN VE DÜZENSİZ ÇALIŞAN POMPALAR



## ISI EŞANJÖRÜNDE VERİM AZALMASI







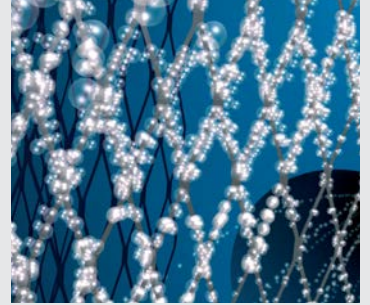
- Yüksek hava ayırma verimliliği
- Birkaç fizik ilkesinin toplu eylemi
- Optimal kompaktlık
- Yatay kurulum
- Yüksek deşarj kapasitesi

Hava ayırıcılar, ısıtma ve soğutma sistemlerinin hidronik devrelerinde bulunan havayı sürekli olarak tahliye etmek için kullanılır. Bu cihazların hava tahliye kapasitesi oldukça yüksektir. Sistemde bulunan tüm havayı mikro kabarcık seviyesine kadar otomatik olarak uzaklaştırma yeteneğine sahiptirler. Devrede dolaşan ve içerisinde hava bulunmayan su sayesinde, sistemde herhangi bir gürültü, korozyon, bölgesel aşırı ısınma veya mekanik hasar oluşmaz; dolayısıyla sistem optimum koşullar altında çalışır.

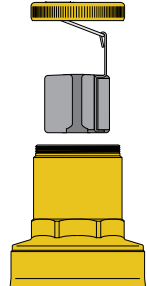
Hava ayırıcı, çeşitli fiziksel ilkelerin birleşik hareketi prensibi ile çalışır. İç mekanizması bir dizi eşmerkezli metal ağ yüzeyinden oluşur. Bu elemanlar, mikro kabarcıkların salınmasını ve yüzeylere yapışmasını kolaylaştırmak için gerekli olan çarpma hareketini yaratır. Biriken mikro kabarcıklar, sistemden havayı uzaklaştıran şamandıra kuvvetinin üstesinden gelmek için hidrostatik itme kuvvetini karşılayana kadar hacim olarak artar. Daha sonra cihazın üst noktasına doğru yükselir ve şamandıralı otomatik hava tahliye vanası aracılığıyla dışarı atılır.

DISCAL® hava ayırıcının özel yapısı sayesinde, bakım ve temizlik işlemleri cihaz sistemden çıkarılmadan gerçekleştirilir.

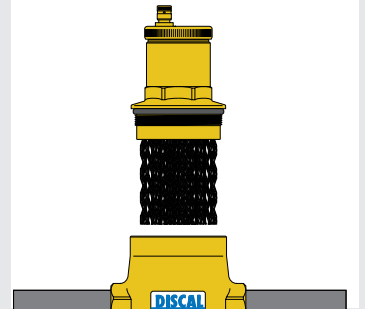
#### Ağ yüzeyi



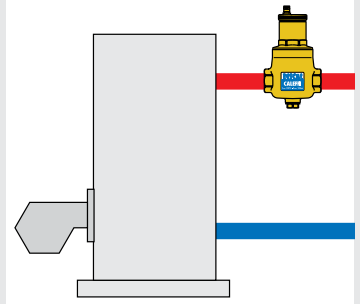
#### Şamandıra temizliği



#### Ağ temizliği



#### Sistem montajı

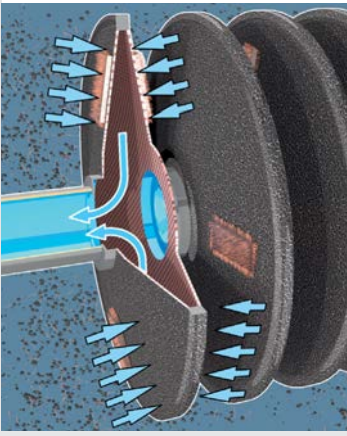


# KENDİNDEN TEMİZLEMELİ MIKNATISLI TORTU TUTUCU DIRTMAG CLEAN®

- Yüksek tortu ve pislik ayırma verimliliği
- Geniş filtre disk yüzeyi
- Demir parçacıkları ayırmak için mıknatıslar
- By-pass veya hat içi kurulum
- Filtre elemanlarının mekanik temizliği
- Kimyasal katkı maddeleri ekleme kolaylığı
- MODBUS-RTU yönetimine uygunluğu



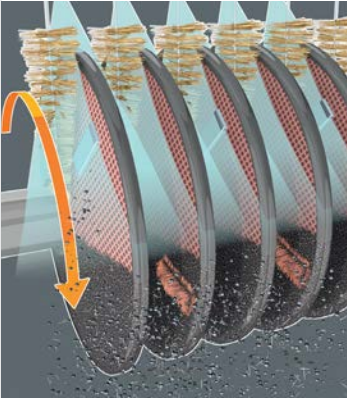
## Manyetik filtreleme ve tortu ayırma



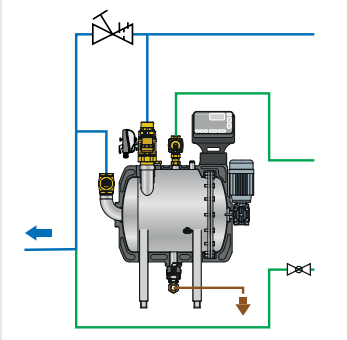
İleri teknoloji ile dizayn edilmiş bu cihazlar genellikle karmaşık ve zor temizlik gerektiren sistemlerin verimli ve sağlıklı çalışabilmesi için geliştirilmiştir. Cihaz, sistem suyunun geçiş yaptığı bir haznede yer alan özel filtreleme elemanlarının sürekli eylemi ile çalışır. Son derece ince filtre ağı, 2 µm'e kadar olan partikülleri kademeli olarak sistemden uzaklaştırır. Aynı zamanda demir parçacıkları filtre disklerinin yüzeyinde bulunan mıknatıslarla yakalar. Filtre ağının büyük yüzey alanı sayesinde basınç kayıpları minimumda tutulur.

Belli basınç farklarının üzerinde sistem temizlenmelidir. Bu temizlik manuel olarak (bu durumda operatörün ilgilenmesi gerekir) veya bir kontrol ünitesi ile otomatik olarak (bu durumda filtre disklerinin tıkanma derecesi veya programlanabilir bir zamanlayıcı tarafından otomatik olarak tetiklenir) gerçekleştirilebilir.

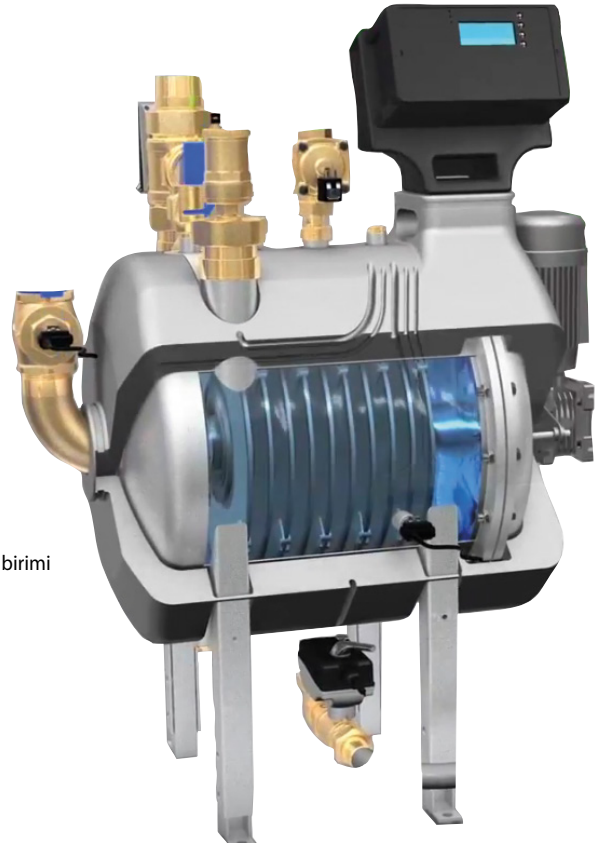
## Filtre disklerinin temizlenmesi



## Sistemde paralel bağlantı kurulumu



- Mıknatıslı filtre ünitesi
- Yalıtım
- Kontrol birimi
- Ayarlanabilir destek ayağı
- Motorlu kendinden temizleme birimi
- Selenoid vana
- Basınç ve sıcaklık sensörleri
- Çek-valf
- Hava purjörü
- Vakum kırıcı
- Otomatik motorlu vanalar
- Kapak





- Doğrudan dağıtım versiyon opsiyonu*
- Termostatik ve motorlu regülasyon versiyon opsiyonu*
- Termometreler ve kapatma vanalarına sahip*
- Yalıtımlı*
- Kurulum ihtiyaçlarını karşılamak için bağlantı seçenekleri*
- Yüksek verimli sirkülasyon pompası*
- Diferansiyel by-pass vanası ile kullanıma uyum*

## ISITMA SİSTEMLERİ İÇİN

- ErP READY 2015 standardının gereksinimlerini karşılayan UPML 25-95 ve UPM3 Auto L 25-70 pompalı modeller mevcuttur.
- Farklı çalışma eğrileri ile ayarlanabilir: sabit basınçta, oransal basınçta ve sabit devirde.
- 165 ve 166 serilerinde sahada gidiş ve dönüş hatları konumunu tersine çevirme seçeneği mevcuttur.
- 167 serisinde akışın sağdan veya soldan olduğu ön-montajlı versiyonları bulunmaktadır.
- Sekonder devre üzerinde sıcaklık ölçerler ve kesme vanaları; dönüş hattı üzerinde çekvalf ve PPE yalıtımı ile donatılmıştır.
- Emniyet termostati, diferansiyel by-pass (ayar aralığı: 0,2–3 m s.s.) ve duvara montaj için özel çelik braket mevcuttur.

## ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ İÇİN

- PE-X borulu, kapalı ısıtma ve iklimlendirme sistemlerine uygun.
- ErP READY 2015 standardının gereksinimlerini karşılayan UPML 25-95 ve YONOS PARA 25/6 RKA pompalı modeller mevcuttur.
- Daldırma akış sıcaklık probu bulunan kompakt ısıtma ve iklimlendirme sistemleri için fonksiyonel sinoptik (161 serisi) dijital düzenleyici ile kullanılabilir.

**165 SERİSİ**  
Doğrudan dağıtım



**166 SERİSİ**  
Termostatik kontrollü



**167 SERİSİ**  
Motor kontrollü



**165 SERİSİ**  
Doğrudan dağıtım



**167 SERİSİ**  
Motor kontrollü



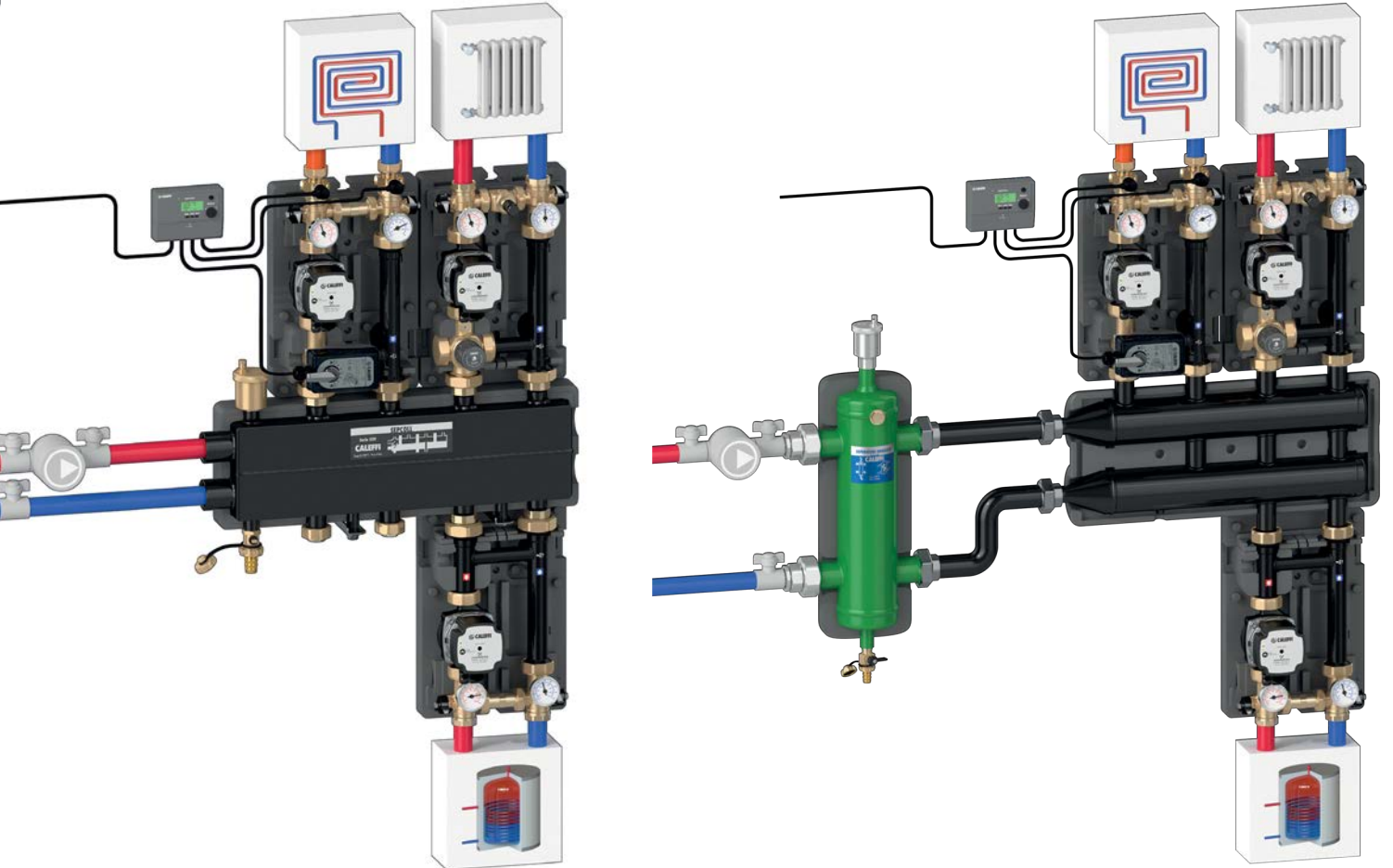
Çelik gövde  
Yalıtımlı  
Sabit somunlu çıkışlar  
Merkez mesafesi 125 mm  
Montaj braketleri ile birlikte



Dağıtım kolektörleri, yalnızca bir ısı üreticisi olduğunda çeşitli mahallerde farklı sıcaklık dağılımlarını sağlamak için ısıtma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılır.

Çeşitli konfigürasyonlara sahip olan bu cihazlar kompakt bir yapıdadır ve basit kurulum avantajları sayesinde her türlü hidronik devreye kolayca takılabilir. Dağıtım kolektörleri, mükemmel ısı yalıtımı sağlamak için önceden oluşturulmuş bir yalıtımına sahiptir. Ayrıca, primer devre üzerinde bir pompa mevcutsa, ana devreyi sekonder devreden bağımsız hale getirmek için hidrolik ayırıcı takılabilir.

Her iki versiyon da 125 mm merkez mesafesine sahiptir. 165 serisi doğrudan dağıtım ünitelerle, 166 serisi termostatik kontrollü ve 167 serisi motor kontrollü ünitelerle uyumludur.





# DYNAMICAL SÜRDÜRÜLEBİLİR İNNOVASYON



Sürdürülebilir olmak, konfordan ödün vermeden çevreyi korumak demektir. 230 serisi dinamik termostatik vanalarla, eski sistemlerde bile termal konfor ve enerji tasarrufu arasındaki mükemmel dengenin faydalarını geliştirdik. **CALEFFI GUARANTEED.**

